

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Mémoire de Fin d'Etudes pour l'obtention du :

Diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Thème :

Conception et dimensionnement d'une
mini-pompe pour un système de
réfrigération magnétique

Proposé par et dirigé par :

M. A. Smaïli

M. L. RIACHE

Réalisé par :

ABED Ahmed Hamza

Octobre 2010

Ecole Nationale Polytechnique 10, Avenue Hassen Badi, El-Harrach, ALGER

Dédicace

Je dédie ce travail,

A mes très chers parents, que dieu les protège

A mes chers (es) :

Frères, sœurs et neveux

Tantes

Cousins et cousines

Amis ...

Remerciements

Louange, au seul et unique Dieu, en premier et en dernier lieu ; pour tout ce dont je suis conscient et pour tout le reste.

Je remercie mes parents pour leur patience, leurs valeureux conseils, leur grand soutien, et leurs incessants encouragements.

Je remercie également mes promoteurs, M.Smaili et M.Riache pour leurs orientations et leurs conseils judicieux.

Mes remerciements vont aussi respectueusement aux membres du jury, qui ont accepté d'évaluer ce travail et l'honorer par leur présence.

Mes profondes gratitudee vont également à ma plus grande tante pour son aide très précieuse.

Je tiens aussi à remercier ma petite sœur pour le service qu'elle m'a rendue.

Je ne manque pas de remercier chaleureusement tout mes amis les mécaniciens : Ilyas, Omar, Ahmed, Hicham, Boubakeur, Ali, Nassreddine, Mohamed, Adel, Mohcen, Aimen, Abdou... pour leur aide morale, leur serviabilité, et surtout leur solidarité.

Que toute personne qui a offert son aide, de près ou de loin, puisse trouver ici l'expression d'une profonde gratitude.

ملخص:

نقوم في هذا المشروع بدراسة و تصميم مضخة صغيرة تعمل على ضخ سائل ناقل للحرارة داخل نظام للتبريد المغناطيسي.

تم إختيار مضخة سعوية دورانية (مضخة ذات الفصوص الدورانية) ، بعد حساب أبعاد الأعضاء الرئيسية تم التصميم بواسطة برنامج سوليدوركس.

في الأخير قمنا ببرمجة برنامج يعلمنا بانخفاض الطاقة و طريقة عمل المضخة.

كلمات مفتاحية: مضخة دورانية ، تبريد مغناطيسي ، دوار ، تصميم ، منسوب سعوي ، رسم منضوري ، انخفاض الطاقة.

Résumé :

Dans ce projet nous avons fait la conception et le dimensionnement d'une mini-pompe qui fait circuler un fluide caloporteur dans un systeme de réfrigération magnétique.

On a choisi une pompe volumétrique rotative (pompe à lobes rotatifs) après le dimensionnement des principaux organes nous avons fait la conception avec le logiciel SolidWorks.

Nous avons enfin élaboré un programme qui donne les pertes de charge du réseau, ainsi que le mode de fonctionnement de la pompe.

Mots clefs : Pompe rotative, réfrigération magnétique, rotor, conception, débit volumique, vue en perspective, pertes de charge.

Abstract :

In this project we have studied and designed a mini-pump, which circulate coolant fluid in a magnetic refrigeration system.

We have chosen positive displacement rotary pumps, (Rotary lobes pump), after calculating the dimensions of principal organs, we have made conception with SolidWorks.

Finally, a program has been elaborated, to give us the amount of head losses, and the operating mode of the pump.

Key words : Rotary pump, magnetic refrigeration, rotor, conception, flow rate, perspective view, head losses.

SOMMAIRE

Introduction	1
1. Chapitre I : La réfrigération magnétique.....	4
1.1. Introduction	4
1.2. Principe de La réfrigération magnétique	4
1.2.1. Définitions	4
1.2.2. Paramètres influençant l'EMC	6
1.2.3. Principe de fonctionnement d'un réfrigérateur magnétique	7
1.3. Cycles basiques de la réfrigération magnétique	8
1.3.1. Cycle magnétique de Brayton.....	8
1.3.2. Cycle magnétique d'Ericsson	9
1.4. La réfrigération magnétique active à régénération AMRR	9
1.5. Quelques systèmes de réfrigération magnétique	12
1.5.1. Le système magnétique de Steyert	12
1.5.2. Le système magnétique de Kirol	13
1.5.3. Le système magnétique présenté par le laboratoire AMES of IOWA State University	13
1.5.4. Le système magnétique de Zimm	15
1.5.5. Le réfrigérateur magnétique rotatif des japonais	16
2. Chapitre II : Choix de la pompe	19
2.1. Introduction	19
2.2. Généralités sur les pompes	19
2.3. Classification des pompes	20
2.4. Sélection des pompes	24
2.5. Exigences d'un système de réfrigération magnétique	25
2.6. Choix de la pompe	26
2.7. La pompe à lobes rotatifs	29
2.7.1. Fonctionnement	30
2.7.2. Historique	30
2.7.3. Technologie	31

3. Chapitre III : Etude technologique et conception.....	33
3.1. Introduction	33
3.2. Le schéma cinématique de la pompe	33
3.3. Les arbres	34
3.3.1. Représentation des forces causant la flexion.....	34
3.3.2. Les forces appliquées sur le rotor	34
3.3.3. Les forces appliquées sur la roue dentée	36
3.3.4. Etude du moment fléchissant	36
3.3.5. Couple de torsion	39
3.3.6. Diamètre de l'arbre selon le critère de Von Misès.....	40
3.3.7. Vitesse critique de l'arbre, paramètre essentiel du dimensionnement.....	40
3.4. Les roues dentées	42
3.4.1. Calcul du module	42
3.4.2. Calcul du nombre de dents	43
3.5. Les rotors	44
3.5.1. La forme du rotor tri-lobes	44
3.6. Vue éclatée de la mini-pompe	46
3.7. Représentation des pièces	47
3.8. Liaisons mécaniques	49
3.9. Garnitures mécaniques	54
3.10. Représentation de la pompe, assemblage des pièces	58
3.10.1. Vue en perspective avant	58
3.10.2. Vue en perspective arrière	59
3.10.3. Vue en coupe	60
4. Chapitre IV : La mini-pompe dans un système de réfrigération magnétique.....	62
4.1. Introduction	62
4.2. Les performances de la pompe	62
4.2.1. Le volume déplacé par tour	62
4.2.2. Les rendements	63
4.2.3. Le débit	63
4.2.4. La puissance	63

4.3. Les pertes de charge dans un réseau de réfrigération magnétique	64
4.3.1. Les pertes de charge linéaires	64
4.3.2. Les pertes de charge singulières	65
4.4. La vitesse de rotation et la puissance de la pompe	67
4.5. Structure du programme	67
4.6. validation du programme	68
Conclusion.....	72
Références bibliographiques.....	73
Annexes	75

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Effet magnétocalorique.

Figure 2 : Evolution de l'EMC en fonction de la température.

Figure 3 : Analogie entre les cycles thermomagnétique et thermodynamique.

Figure 4 : Cycle magnétique de Brayton.

Figure 5 : Cycle magnétique d'Ericsson.

Figure 6 : Représentation du cycle AMRR et du gradient thermique associé.

Figure 7 : Représentation du système magnétique de Steyert.

Figure 8 : Représentation schématique du système magnétique de Steyert

Figure 9 : Représentation schématique du système magnétique de Kirol.

Figure 10 : Représentation schématique (a) et photo (b) du système magnétique présenté par AMES.

Figure 11 : Représentation schématique du système magnétique de Zimm.

Figure 12 : Photo du réfrigérateur magnétique de Zimm.

Figure 13 : Le dispositif japonais initial (a) et amélioré (b).

Figure 14 : Pompes sur circuit ouvert (en haut) et pompe sur circuit fermé (en bas).

Figure 15 : Classification des pompes

Figure 16 : La géométrie de la pompe en fonction de la vitesse spécifique.

Figure 17 : Type des pompes en fonction des paramètres débit et pression.

Figure 18 : Domaines d'utilisation des pompes industrielles rotodynamiques.

Figure 19 : Photo d'une pompe à lobes de « ALFA LAVAL ».

Figure 20 : Coupe longitudinale d'une pompe à lobes rotatifs.

Figure 21 : Fonctionnement d'une pompe à lobes rotatifs.

Figure 22 : La première pompe à lobes en élastomère créée par Vogelsang.

Figure 23 : Schéma cinématique de la pompe à lobes rotatifs.

Figure 24 : Représentation des forces causant la flexion sur l'arbre (valeurs algébriques).

Figure 25 : Les forces de pression appliquées sur le rotor.

Figure 26 : Décomposition de la force de pression appliquée sur le rotor.

Figure 27 : Les forces appliquées sur la roue dentée.

Figure 28 : Représentation des forces causant la flexion sur l'arbre (valeurs réelles).

Figure 29 : Projection des forces causant la flexion sur les plans : yAz et xAz .

Figure 30 : La répartition du couple de torsion.

Figure 31 : Déplacements sur l'arbre de la mini-pompe.

Figure 32 : transmission du couple au niveau de l'engrenage.

Figure 33 : Les différentes formes du rotor.

Figure 34 : Les contours intérieur et extérieur d'un rotor.

Figure 35 : tracé du rotor tri-lobes.

Figure 36 : Vue éclatée de la mini-pompe.

Figure 37 : Le corps de la mini-pompe ; vue en perspective avant et arrière.

Figure 38 : Le rotor, une vue en perspective (à droite), et coupe (à gauche).

Figure 39 : Vue en perspective de la roue dentée.

Figure 40 : Vue en perspective de l'arbre.

Figure 41 : Vue en perspective des couverts A et B.

Figure 42 : Clavette disque.

Figure 43 : dimensions de la clavette disque utilisé pour la liaison arbre rotor.

Figure 44 : clavette parallèle à bouts ronds.

Figure 45 : dimensions de la clavette parallèle utilisé pour la liaison arbre roue dentée.

Figure 46 : dimensions de l'un des roulements utilisés ISO 15 RBB - 3710.

Figure 47 : Vis à tête hexagonale.

Figure 48 : (A) Vis CHC, (B) l'incrustation de la vis CHC dans le rotor.

Figure 49 : Vis à tête cylindrique bombée large à empreinte cruciforme ISO 7045.

Figure 50 : Dimensions du joint torique utilisé.

Figure 51 : dimensions du logement du joint torique utilisé (la gorge).

Figure 52 : dimensions du joint feutre.

Figure 53 : (A) Le joint du couvert A, (B) Le joint du couvert B.

Figure 54 : Bouchon à embase.

Figure 55 : Entretoise.

Figure 56 : Vue en perspective avant avec le couvert A.

Figure 57 : Vue en perspective avant sans le couvert A.

Figure 58 : Vue en perspective arrière avec le couvert B.

Figure 59 : Vue en perspective arrière sans le couvert B.

Figure 60 : Vue en coupe de la pompe.

Figure 61 : (a) Le volume déplacé par tour, (b) caractéristiques géométriques du rotor.

Figure 62 : représentation de deux passages dans le lit régénérateur.

Figure 63 : structure du programme.

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Comparaison entre les différentes pompes, selon les critères d'un système de réfrigération magnétique.

Tableau 2 : Ensemble des pièces de la pompe.

Tableau 3 : Dimensions des clavettes parallèles en fonction du diamètre de l'arbre.

Tableau 4 : Dimensions des clavettes disque, en fonction de a .

Tableau 5 : Dimensions des joints toriques et des gorges associées.

NOMENCLATURE

Caractères latins :

A_d : L'air essuyé par tour du rotor (m^2)

A_r : L'aire de la face du dessus du roto (m^2).

C : Couple de torsion (N.m)

d : Diamètre de l'arbre (m)

D : Diamètre de la conduite (m)

d_p : Diamètre primitif des roues (m)

D_h : Diamètre hydraulique (m)

e_r : Épaisseur d'une passe du lit régénérateur (m)

EMC : L'effet magnéto-calorique.

F : Force appliquée entre les roues dentées (N)

f : Coefficient de perte de charge linéaire.

F_p : Force de pression (N)

F_t : Force tangentielle sur une dent (N)

$g = 9,8 \text{ m/s}^2$: L'accélération gravitationnelle.

h : Hauteur du rotor (m)

K : Coefficient des pertes de charge singulières.

k : Coefficient de largeur de denture

L : Longueur de la conduite (m)

m : Module.

m_r : La masse du rotor (Kg)

\dot{m} : Débit massique (Kg/s)

n : Vitesse de rotation (tr/min)

N_s vitesse spécifique.

N_c : vitesse critique de l'arbre (tr/min)

P_{ef} : La puissance effective (watt)

P_m : La puissance du moteur (watt)

P_c : Périmètre de la section de passage (m)

Q_{th} : Le débit volumique théorique (m^3/s)

Q_{re} : Le débit volumique réel (m^3/s)

R_p : Résistance pratique du matériau de la dent (Mpa).

Re : Le nombre de Reynolds.

S_c : Aire de la section de passage (m^2)

S_{cT} : Est l'aire de la section de passage totale pour tous les passages (m^2)

T_c : La Température de curie (K)

v_{d1} : Volume déplacé par un rotor sur un tour (m^3)

v_d : Volume théorique déplacé par un tour (m^3)

v_m : Vitesse moyenne du fluide dans le lit régénérateur (m/s)

Caractères grecs :

η_g : Le rendement global.

η_v : Le rendement volumétrique.

ρ : Masse volumique du fluide caloporteur (Kg/m^3)

v : Vitesse moyenne du fluide dans la conduite (m/s)

μ : Viscosité dynamique ($Kg/m.s$)

ε : Rugosité absolue.

ΔH : Hauteur de charge (m)

Δp : Les pertes de charge (Pa)

Δp_L : Les pertes de charge linéaires (Pa)

Δp_s : Les pertes de charge Singulières (Pa)

Δp_r : Perte de charge dans le lit régénérateur (Pa)

INTRODUCTION :

La place qu'occupe le froid de nos jours est primordiale. Il est utilisé dans de nombreuses applications telles que la climatisation automobile, dans le bâtiment, la réfrigération industrielle ou domestique, la conservation agroalimentaire ou médicale, etc. Sa production s'appuie aujourd'hui essentiellement sur des techniques classiques de compression et de détente de gaz comme les chlorofluorocarbones (CFC) et les hydrofluorocarbones (HFC). Ces derniers, sont malheureusement, des gaz à effet de serre. Dans le but de résoudre ce problème, les travaux se multiplient. Une des voix, très prometteuse dans ce sens consiste à réaliser une nouvelle technologie c'est de la réfrigération magnétique.

Cette technologie de réfrigération s'avère écologique et ne devrait avoir aucun impact dangereux sur l'environnement car elle ne met pas en œuvre des gaz à effet de serre mais uniquement des matériaux magnétiques et des fluides comme l'eau. Le matériau magnétique utilisé dans ces systèmes répond par un changement de sa température lors de la variation de son état magnétique ; une variation provoquée par un champ magnétique extérieur variable (aimantation – désaimantation).

Les scientifiques ont pensé à profiter de la variation de température du matériau magnétique, en l'extrayant à l'aide d'un fluide caloporteur, qui circule entre le matériau magnétique et des échangeurs, à l'aide d'une mini-pompe. La pompe est minuscule parce qu'elle est de faible puissance. Il suffit qu'elle transfère une petite quantité d'énergie au fluide caloporteur, pour que ce dernier puisse circuler dans le réseau du système de réfrigération magnétique et transporter la quantité de chaleur désirée aux échangeurs.

Ce travail consiste en premier lieu à choisir, la pompe la mieux adaptée pour remplir cette tâche, ensuite à effectuer une étude technologique, comportant le dimensionnement des pièces essentielles et la conception de l'ensemble des pièces de cette pompe, et enfin à étudier les performances de cette pompe en fonction des données qu'impose un système de réfrigération magnétique. Ces objectifs vont définir ainsi les quatre volets principaux, qu'on va développer dans ce mémoire :

- **Réfrigération magnétique** : C'est un volet introductif auquel a été consacré le premier chapitre. Nous y détaillerons le principe de la réfrigération magnétique et nous donnerons les définitions nécessaires qui permettent de mieux la cerner. Nous verrons aussi quelques systèmes de réfrigération magnétique déjà conçus.
- **Choix de la pompe** : Ce chapitre nous donnera une idée sur les pompes ; plus exactement sur leur classification, et leurs critères de sélection. Nous verrons aussi les exigences et les contraintes qu'impose un système de réfrigération magnétique. C'est dans ce chapitre que nous allons déterminer la pompe la mieux appropriée, pour un système de réfrigération magnétique.

- **Etude technologique et conception :** C'est le chapitre le plus important de notre étude, il comporte le dimensionnement de différentes pièces de la pompe, la conception de chaque pièce, et l'assemblage de ces pièces pour former la pompe, nous présenterons aussi différentes vues de la pompe.
- **La mini-pompe dans un système de réfrigération magnétique :** Dans ce chapitre, nous étudierons le rôle de la pompe dans un système de réfrigération magnétique, et montrons les liens étroits qui se trouvent entre le réseau d'un système de réfrigération magnétique et le fonctionnement de la pompe.

Le but essentiel de cette étude est la conception assistée par ordinateur (CAO), elle se définit comme l'ensemble des logiciels et des techniques de modélisation géométrique permettant de concevoir, de tester virtuellement - à l'aide d'un ordinateur et des techniques de simulation numérique - et de réaliser des produits manufacturés. L'homme et l'ordinateur sont rassemblés pour résoudre des problèmes techniques dans une équipe qui associe étroitement les meilleures qualités de chacun d'eux. Parmi les multiples avantages de la CAO on peut mentionner :

- Une méthode de conception organisée et efficace ;
- Une précision remarquable ;
- Réduction du temps de conception ;
- Réduction du coût de fabrication ;
- Possibilité d'effectuer des simulations qui remplacent les essais onéreux.

Parmi les outils de la CAO on a opté pour le logiciel SolidWorks. C'est un Logiciel propriétaire de conception assistée par ordinateur 3D fonctionnant sous Microsoft Windows. SolidWorks est un modéleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces fichiers sont en relation. Toute modification est répercutée vers tous les fichiers concernés. Un dossier complet contenant l'ensemble des relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur SolidWorks. Des utilitaires orientés métiers (tôlerie, bois, BTP...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image de synthèse travaillent à partir des éléments de la maquette virtuelle.

Chapitre I

La réfrigération magnétique

1. CHAPITRE I : LA REFRIGERATION MAGNETIQUE

1.1. Introduction :

La réfrigération magnétique autour de la température ambiante, est une technologie des plus récentes, ce n'est qu'en 1926 que se fit la première proposition d'un modèle théorique par Debye, et c'est jusqu'aux années trente que des applications se concrétisaient avec succès. De plus en plus, cette technologie suscite l'intérêt des chercheurs de part le monde, depuis une dizaine d'années des prototypes sont réalisés dans de nombreux pays notamment en USA, en Espagne, au Japon, et au Canada. Cet intérêt est dû au fait que la réfrigération magnétique, est une alternative attrayante à la réfrigération par cycles classiques de réfrigération, qui utilise des produits très toxiques (CFC), causant la destruction de la couche d'ozone. Sécuritaire et propre, la réfrigération magnétique ne fait appel à aucun produit chimique toxique ou dangereux, et ne libère pas de gaz à effet de serre. De plus, son efficacité atteint ~ 60% alors qu'elle ne dépasse pas 40% dans les meilleurs réfrigérateurs à compression.

Ce chapitre est un volet introductif dans lequel nous y détaillerons le principe de la réfrigération magnétique, en s'appuyant sur quelques définitions nécessaires, par la suite on verra les cycles basiques, et nous présenterons quelques systèmes de réfrigération magnétique, déjà réalisés.

1.2. Principe de la réfrigération magnétique :

Pour bien cerner le principe de la réfrigération magnétique, on fera appel à quelques définitions nécessaires.

1.2.1. Définitions :

- La Température de Curie T_c :

Dans un matériau ferromagnétique la température de Curie, est la température T_c à laquelle le matériau perd son aimantation spontanée. Au-dessus de cette température, le matériau est dans un état désordonné dit paramagnétique.

- Le paramagnétisme :

C'est la propriété d'un matériau (dit paramagnétique), qui ne possède pas d'aimantation spontanée, par contre, sous l'effet d'un champ magnétique extérieur, il acquiert une aimantation dirigée dans le même sens que ce champ d'excitation. Cette aimantation disparaît lorsque le champ d'excitation a disparu.

- L'effet magnétocalorique (EMC) :

L'effet magnétocalorique est une propriété intrinsèque des matériaux magnétiques qui consiste à absorber ou à émettre de la chaleur sous l'action d'un champ magnétique [1].

Suivant un processus réversible, ce matériau, dit magnétocalorique, voit sa température augmenter par application d'un champ magnétique, et baisser par la diminution de ce dernier (**Figure 1**).

Pour quantifier cette propriété (EMC), il a été convenu de lui donner la valeur de la différence de température adiabatique, qui correspond à la valeur absolue de la différence des deux températures pouvant être atteinte lors de une aimantation / désaimantation.

$$EMC = \Delta T_{adiab}$$

Explication du phénomène :

Ce phénomène est lié à la structure, microscopique du matériau, chaque molécule constituant un élément paramagnétique possède un moment magnétique propre. Ainsi, en appliquant un champ magnétique, les dipôles tendent à s'aligner avec le champ. Ceci a pour conséquence d'augmenter "l'ordre" dans le matériau et ainsi de diminuer sa capacité d'entropie. Dans le cas d'un processus adiabatique, il en résulte une augmentation de température du matériau. De même, si le champ magnétique est diminué, la force maintenant les dipôles alignés baisse d'intensité et augmente ainsi les degrés de liberté du système. Les dipôles vont alors retourner à une disposition aléatoire minimisant l'énergie du système, ce qui implique une baisse de la température.

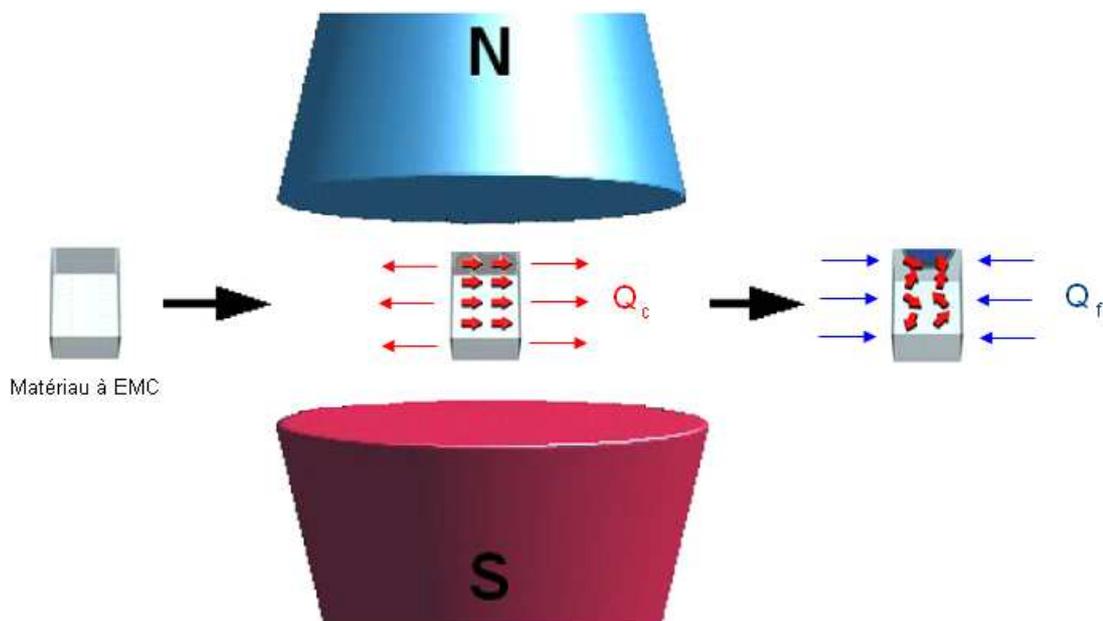


Figure 1: Effet magnétocalorique [2].

Les moments magnétiques orientés de façon aléatoire sont d'abord alignés par un champ magnétique, provoquant le chauffage du matériau. La suppression du champ magnétique provoque à son tour la dispersion aléatoire des moments magnétiques, résultant ainsi au refroidissement du matériau en dessous de la température ambiante.

1.2.2. Paramètres influençant l'EMC :

- Influence de la température :

D'une manière générale, quand la température augmente, les moments magnétiques deviennent de moins en moins liés au réseau cristallin et s'orientent plus facilement sous l'effet d'un champ extérieur. Ceci se traduit par un effet magnéto-calorique, appréciable et ce jusqu'à l'approche de la température de Curie, où il atteint sa plus grande valeur à T_c , puis diminue pour des températures supérieures à T_c , c'est une transition, ferromagnétique vers paramagnétique, on aura alors un conflit de forces entre l'énergie magnétique d'une part qui tend à ordonner les dipôles en les alignant selon le champ appliqué, et l'énergie d'agitation thermique d'autre part qui favorise le désordre (**Figure 2**).

- Influence de l'intensité du champ magnétique :

L'effet magnéto-calorique dépend directement du champ magnétique, en effet plus on augmente l'intensité de ce dernier plus l'EMC résultant est grand, et vice versa (**Figure 2**). Ce champ magnétique peut être produit par des électroaimants, des supraconducteurs ou des aimants permanents, selon l'intensité voulue et/ou les moyens disponibles. Les aimants supraconducteurs étant le moyen qui permet d'atteindre les plus grandes intensités (supérieures à 5 Tesla [2]), mais leur coût est assez élevé, et ils impliquent des charges supplémentaires dues au refroidissement des bobines qui sont placées dans un réservoir d'hélium liquide à 4K.

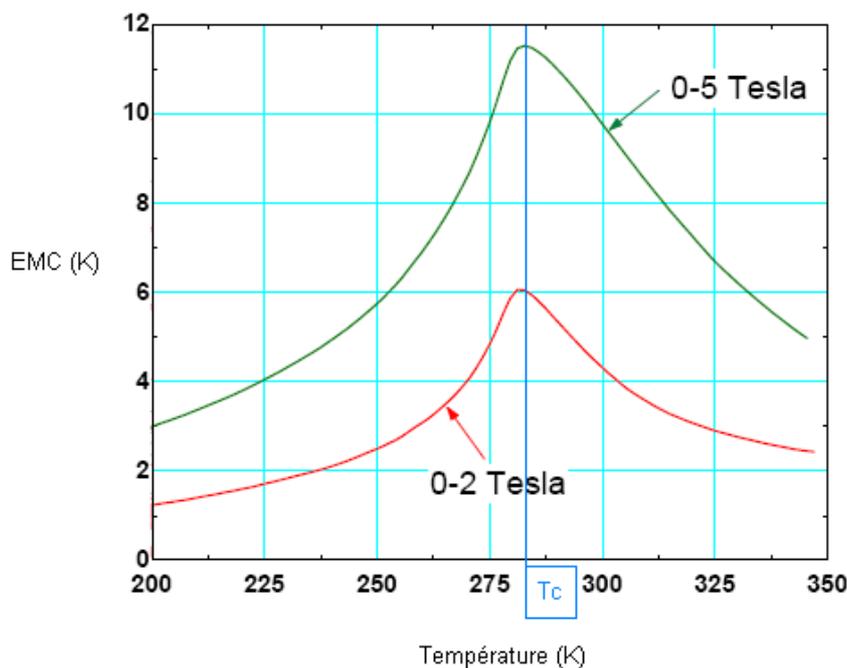


Figure 2: Evolution de l'EMC en fonction de la température pour deux valeurs de l'intensité du champ magnétique. (Gd_{0.94}Er_{0.06}) [3].

On retient deux informations importantes de ce graphe :

- 1- l'EMC est maximum à la température de Curie T_c .
- 2- l'EMC dépend directement de l'intensité du champ magnétique.

- Influence du matériau magnétocalorique :

Le matériau magnétocalorique peut influencer l'EMC sur deux aspects :

1. D'abord par sa température de curie qui le caractérise, donc pour avoir un bon EMC pour une température donnée (température ambiante par exemple), nous devons choisir le matériau qui a une température de curie la plus proche possible de cette température voulue.
2. En suite de la valeur de l'EMC lui-même, en effet l'EMC est une propriété intrinsèque du matériau, et sa valeur varie d'un matériau à l'autre. Les matériaux possédant une grande valeur de l'EMC (on dit un EMC géant) sont favorisés dans la réfrigération magnétique.

Pour les applications de la réfrigération magnétique autour de la température ambiante, le matériau doit présenter un EMC géant autour de cette température. Un EMC géant vaut quelques kelvins (à quelques dizaines de Kelvins) pour des valeurs d'inductions magnétiques accessibles par des aimants ou des électroaimants supraconducteurs (quelques Teslas) [4].

Les seuls corps purs qui possèdent une température de Curie proche de la température ambiante (293 K = 20 °C) ainsi qu'un EMC important sont l'arsenic (As) et surtout le gadolinium (Gd). C'est pourquoi, ce dernier est souvent utilisé dans les démonstrateurs. Toutefois, ce matériau est rare et coûteux tandis que l'arsenic, est très toxique [5].

Il existe aussi d'autres alliages qui possèdent un EMC plus important, comme les alliages GdSiGe avec un EMC de 7.4 K (pour 2 Teslas) [6] qui est nettement supérieur à celui du gadolinium (4.8 K pour 2 T) [6]. Plusieurs études et recherches sont en quête de nouveaux matériaux qui possèdent un EMC géant autour de la température ambiante.

1.2.3. Principe de fonctionnement d'un réfrigérateur magnétique:

On a vu précédemment que la réponse d'un matériau magnétocalorique a une variation du champ magnétique se traduit par une augmentation (par aimantation) ou diminution (par désaimantation) de sa température, ceci est synonyme d'un rejet ou d'une absorption d'une quantité de chaleur (Q) par le système (le matériau magnétocalorique), selon un processus réversible. Ainsi la chaleur est soit évacuée à l'extérieur (chauffage) soit absorbée (refroidissement), on s'intéresse spécialement au refroidissement.

- Similitude entre la réfrigération magnétique et conventionnelle :

Il existe des points de comparaison entre la réfrigération magnétique et la réfrigération conventionnelle, dite à compression, la réponse d'un gaz à une compression ou une détente est similaire à la réponse d'un matériau magnétocalorique à une aimantation ou une désaimantation (respectivement). L'analogie entre la réfrigération à compression et la réfrigération magnétique est présentée par la **figure 3**.

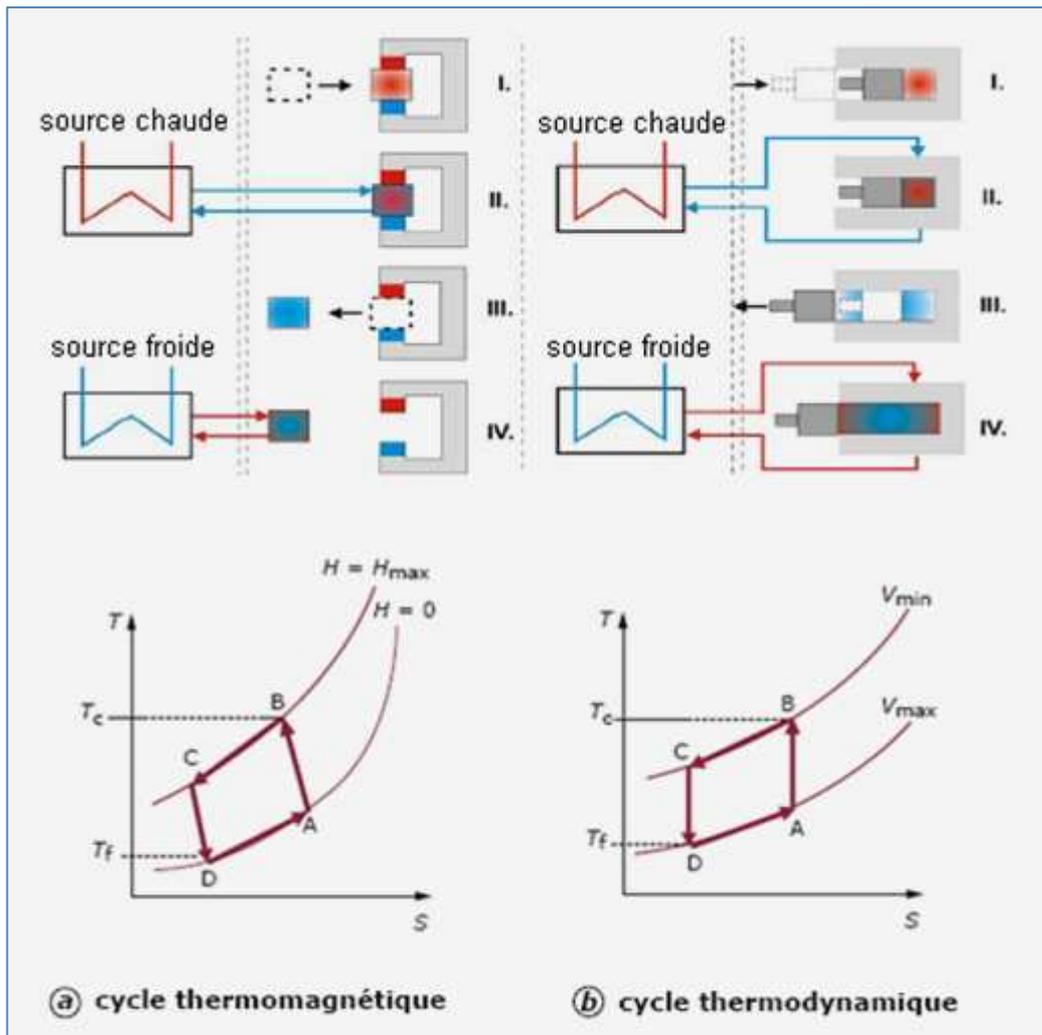


Figure 3 : Analogie entre les cycles thermomagnétique et thermodynamique [3].

- | | |
|---|--|
| A → B Aimantation adiabatique (échauffement du matériau) | ↔ Compression adiabatique (échauffement du gaz) |
| B → C Refroidissement iso-champ (échange avec la source chaude) | ↔ Refroidissement isochore (échange avec la source chaude) |
| C → D Désaimantation adiabatique (refroidissement du matériau) | ↔ Détente adiabatique du gaz (refroidissement du gaz) |
| D → A Échauffement iso-champ (échange avec la source froide) | ↔ Échauffement isochore (échange avec la source froide) |

1.3. Cycles basiques de la réfrigération magnétique :

Les cycles basiques pour la réfrigération magnétique sont : le cycle magnétique de Stirling, le cycle magnétique d'Ericsson et le cycle magnétique de Brayton [7]. Parmi ces cycles, les cycles d'Ericsson et de Brayton sont applicables pour la réfrigération magnétique autour de la température ambiante [8].

1.3.1. Cycle magnétique de Brayton :

Le cycle de Brayton est l'un des cycles les plus basiques de la réfrigération magnétique. Une machine basée sur ce cycle opère entre deux iso-champs (champ magnétique constant) et deux courbes adiabatiques (une entropie totale constante), l'aimantation et désaimantation se font suivant un processus adiabatique alors que les échanges de chaleur se font selon l'iso-champ (Figure 4).

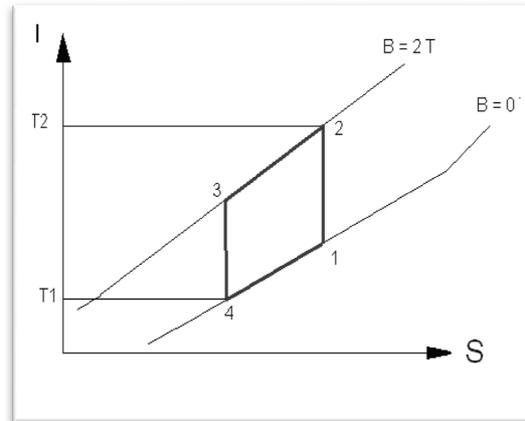


Figure 4 : Cycle magnétique de Brayton.

1.3.2. Cycle magnétique d'Ericsson :

Une machine basée sur le cycle d'Ericsson opère avec deux processus isothermes et deux processus iso-champs (**Figure 5**) :

1 à 2 : le matériau s'aimante progressivement tout en rejetant une quantité de chaleur à la source chaude de façon à garder une température constante tout au long de l'aimantation

2 à 3 : on atteint la valeur maximale du champ magnétique, donc le matériau ne produit plus de chaleur, le fluide qui continue sa circulation baisse la température du matériau à T_1 .

3 à 4 : on baisse le champ magnétique progressivement tout en absorbant de la chaleur de la source froide de façon à garder une température constante tout au long de la désaimantation.

4 à 1 : on atteint la valeur minimale du champ magnétique, donc le matériau n'absorbe plus de chaleur, le fluide qui continue sa circulation augmente la température du matériau à T_2 .

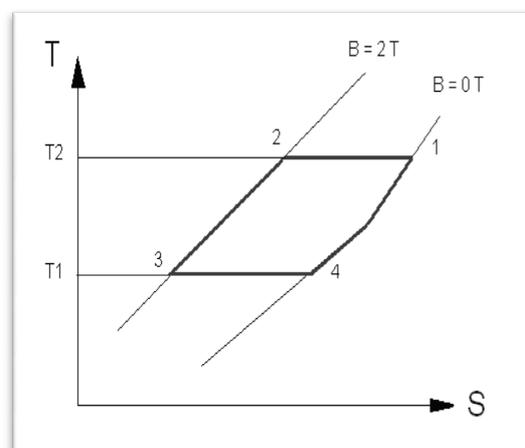


Figure 5 : Cycle magnétique d'Ericsson.

1.4. La réfrigération magnétique active à régénération AMRR :

Les cycles de réfrigération basiques qui exploitent l'effet magnétocalorique de manière directe, ne permettent pas d'atteindre des températures suffisamment basses pour être utilisés dans des vraies applications, (comme un réfrigérateur par exemple), en effet, l'utilisation de l'un des meilleurs matériaux magnétocaloriques existants, (le gadolinium) permet d'avoir un écart de température maximum de 10 K pour un champ magnétique de 5 T (difficile d'envisager l'exploitation de cet écart). Ceci revient essentiellement à deux raisons :

- L'effet magnéto-calorique des meilleurs matériaux magnéto-calorique reste assez faible pour l'exploitation directe.
- L'intensité du champ magnétique pouvant être produite par les moyens actuels est limitée (les dispositifs utilisés pour la production d'une intensité supérieure à 3 T sont très coûteux).

Cette barrière technique a été surmontée grâce à l'application de la réfrigération magnétique active à régénération AMRR (Active Magnetic Regenerative Refrigeration) [9].

La régénération dans les systèmes de réfrigération magnétique permet à la chaleur rejetée par le réseau dans une étape du cycle d'être restaurée et retournée au réseau dans une autre étape du même cycle. Donc la capacité utilisée pour le refroidissement de la charge du réseau peut être utilisée efficacement pour augmenter la variation effective de l'entropie et l'écart de température résultant [8].

Le cycle AMRR est illustré dans la **Figure 6**. Il comporte quatre étapes :

- Aimantation du matériau : La température augmente alors tout le long du lit régénérateur par effet magnéto-calorique. La température du matériau, côté chaud, devient supérieure à celle du réservoir chaud.
- Ecoulement du fluide du réservoir froid vers le réservoir chaud. Ceci conduit la température du lit à baisser au contact du fluide initialement froid (venant du réservoir froid). Quant au fluide, il va voir sa température augmenter. Durant cette étape, le lit rejette sa chaleur au fluide et si cette phase est suffisamment longue, le matériau revient à sa température initiale.
- Désaimantation du matériau : entraînant une baisse de sa température.
- Ecoulement en sens inverse du fluide du réservoir chaud vers le réservoir froid. Ce fluide, initialement chaud, va échanger de la chaleur avec le lit, qui va lui permettre de revenir à sa température initiale [7].

Les différentes parties solides du régénérateur sont connectées par le fluide d'échange, donc la chaleur est transférée entre le fluide et le matériau sur tout le lit, (grande surface d'échange).

On reproduit Ce cycle n fois le ΔT induit est amplifié à chaque cycle pour aboutir aux températures de source froide et chaude limites (régime permanent). Ce ΔT est supérieur au changement de température adiabatique du matériau réfrigérant (EMC).

Ce qui est très intéressant, c'est que le lit régénérateur peut être réalisé en superposant plusieurs matériaux de composition différente afin d'élargir la plage de variation de la température et donc d'élargir la plage d'utilisation du système.

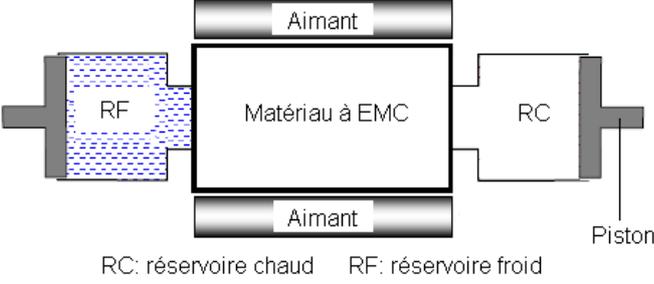
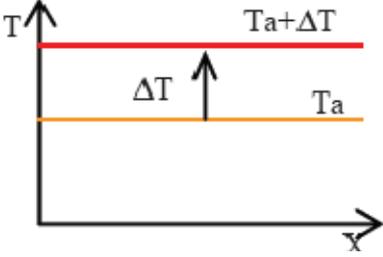
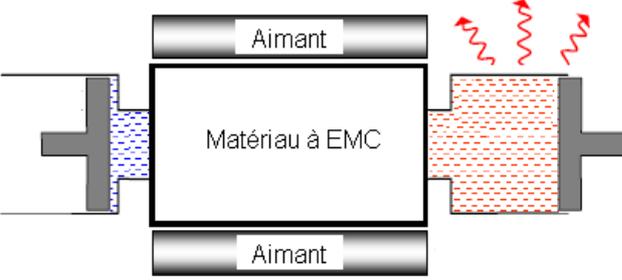
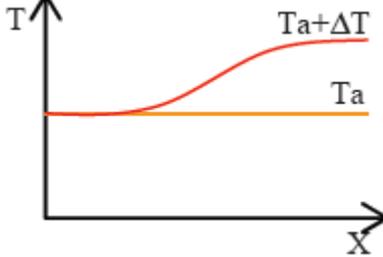
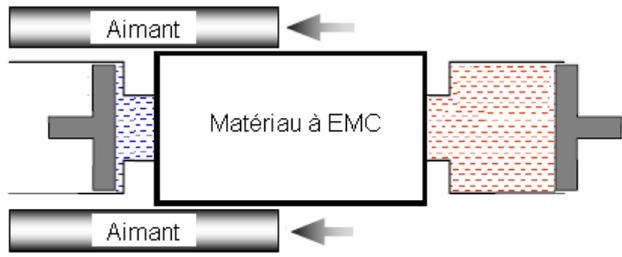
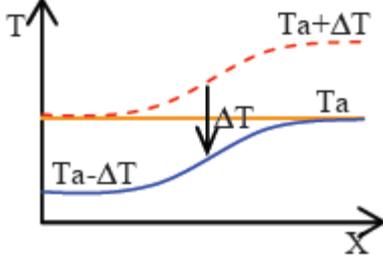
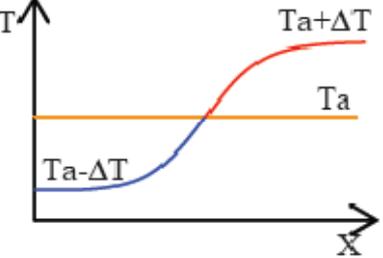
Etape	Description	Gradient thermique
1	<p>Aimantation du matériau à partir d'un état initial où tout le système est à une température T_a. Chaque point du matériau régénérateur voit sa température augmenter de ΔT</p>  <p>RC: réservoir chaud RF: réservoir froid</p>	
2	<p>Ecoulement du fluide de la source froide vers la source chaude. La chaleur de l'aimantation est évacuée par le fluide. On crée ainsi un gradient thermique le long du lit.</p> 	
3	<p>Désaimantation du matériau : Chaque point du matériau voit sa température baisser de ΔT.</p> 	
4	<p>Ecoulement du fluide de la source chaude vers la source froide. Le fluide cède sa chaleur au matériau. Le gradient est amplifié.</p> 	

Figure 6 : Représentation du cycle AMRR et du gradient thermique associé [6].

1.5. Quelques systèmes de réfrigération magnétique :

Le premier système de réfrigération magnétique a été conçu par Brown en 1976, c'est un système tournant, basé sur le cycle d'Ericsson [8]. Le matériau utilisé est le Gadolinium, le fluide est composé de 80% d'eau et de 20% d'alcool. Sans charge et après 50 cycles, les températures atteintes sont de 46 °C pour la source chaude et de -1 °C pour la source froide, donc un ΔT de 47 °C. Cependant, puisque le cycle ne pouvant fonctionner qu'avec des fréquences faibles la puissance froide obtenue n'était pas importante.

Après ce premier modèle de nombreux chercheurs de part le monde ont commencé à attacher de l'importance à la réfrigération magnétique autour de la température ambiante et ont développé des systèmes intéressants. On cite quelques uns des plus remarquable par ordre chronologique.

1.5.1. Le système magnétique de Steyert (1978) [8] :

Un système alternatif avec un réfrigérant (matériau à EMC) tournant, mettant en œuvre un cycle de Brayton a été conçu par Steyert. Dans ce système, le matériau magnéto-calorique poreux est en forme d'anneau. Cette roue (le matériau en forme d'anneau) tourne à travers une première zone de champ magnétique faible et une deuxième zone de champ fort comme le montre la **figure 7**. Le fluide d'échange entre dans la roue (régénérateur) à la température T_{hot} et ressort à la température T_{cold} après avoir cédé sa chaleur au réfrigérant situé dans la zone de faible champ. Après avoir reçu la chaleur de la charge à refroidir Q_{cold} , le fluide entre une nouvelle fois dans la roue à une température $T_{cold} + \Delta$ Cette partie de la roue étant dans la zone de fort champ magnétique. La température du fluide augmente au contact du matériau et passe à $T_{hot} + \Delta$. Enfin, le fluide cède la chaleur Q_{hot} , au réservoir de la source chaude complétant ainsi un cycle.

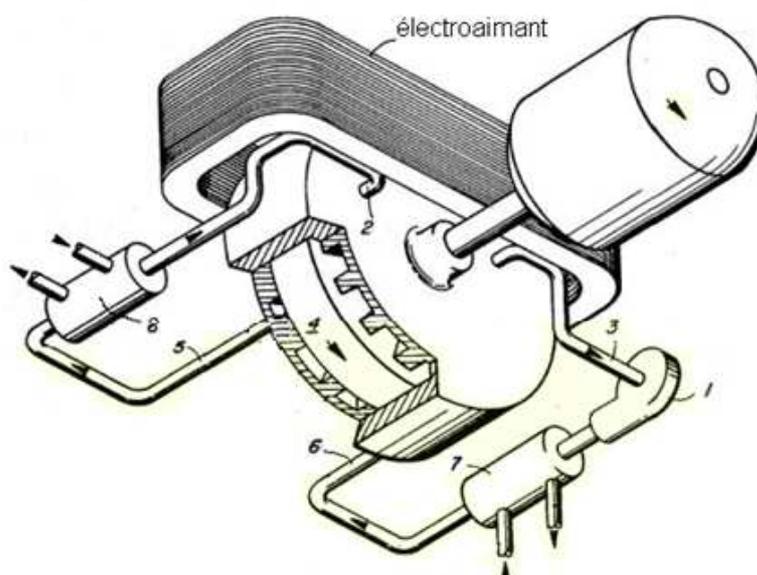


Figure 7: Représentation du système magnétique de Steyert [8].

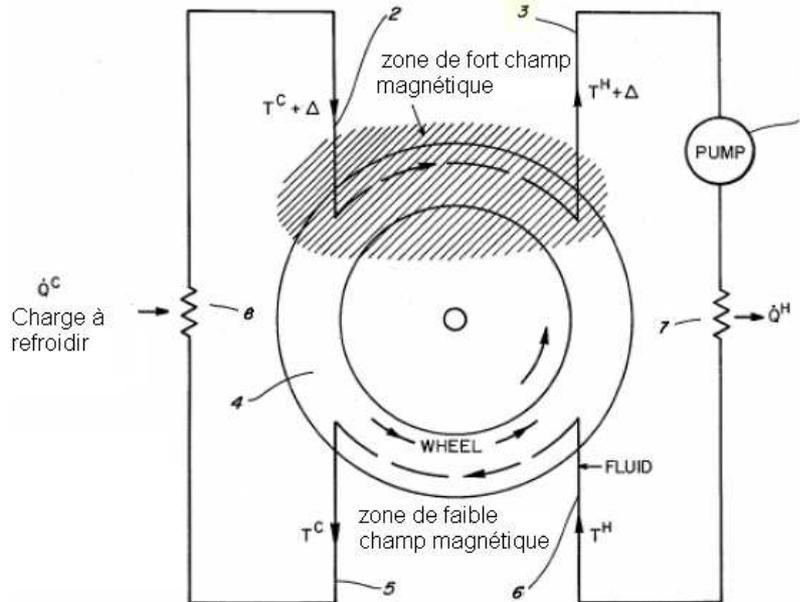


Figure 8 : Représentation schématique du système magnétique de Steyert [8].

1.5.2. Le système magnétique de Kirol (1987) :

Ce système a été conçu par Kirol sur le principe d'une machine tournante et d'un cycle d'Ericsson. Le champ magnétique est produit par des aimants permanents NdFeB et atteint une valeur maximale de 0.9 T dans l'entrefer. Le rotor réfrigérant est composé d'un disque plat constitué de 270 g de gadolinium comme matériau magnétocalorique. Au cours d'un tour du rotor, les quatre étapes du cycle thermodynamique sont effectuées et un ΔT de 11 K est obtenu **figure 9**.

1.5.3. Le système magnétique présenté par le laboratoire AMES of IOWA State University (1997) [10] :

Le cœur de l'appareil se compose de deux paquets contenant chacun 1,5 kg de gadolinium, (pur à 99,9 % en masse) sous forme de sphères de 150 à 300 μm de diamètre. Ils se déplacent alternativement dans le champ d'un aimant supraconducteur grâce à un vérin pneumatique **figure 10**.

Les paramètres du cycle AMRR mis en œuvre sont :

- Fréquence du cycle égale à 0,17 Hz.
- Eau comme fluide d'échange.
- Source du champ de type aimant supraconducteur : B de 1,5 à 5 T.
- Débit du fluide de 5 L/min.

Un maximum de puissance de 600 W est obtenu pour un ΔT de 10 K. Le coefficient de performance COP est estimé en moyenne à 6.

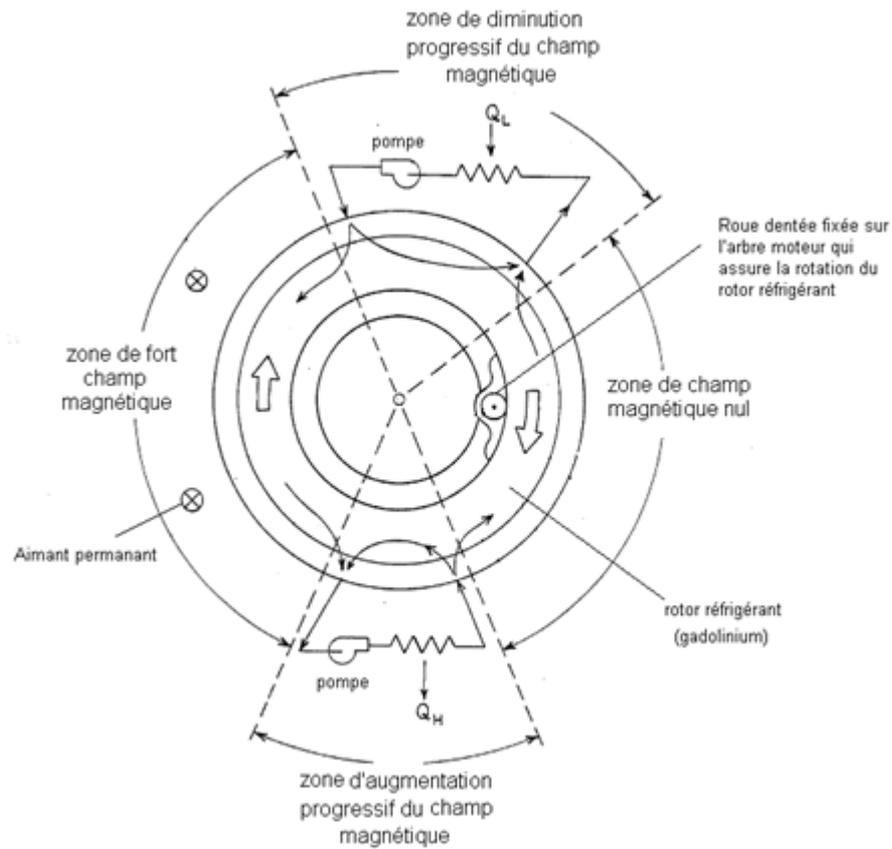


Figure 9: Représentation schématique du système magnétique de Kirof [9].

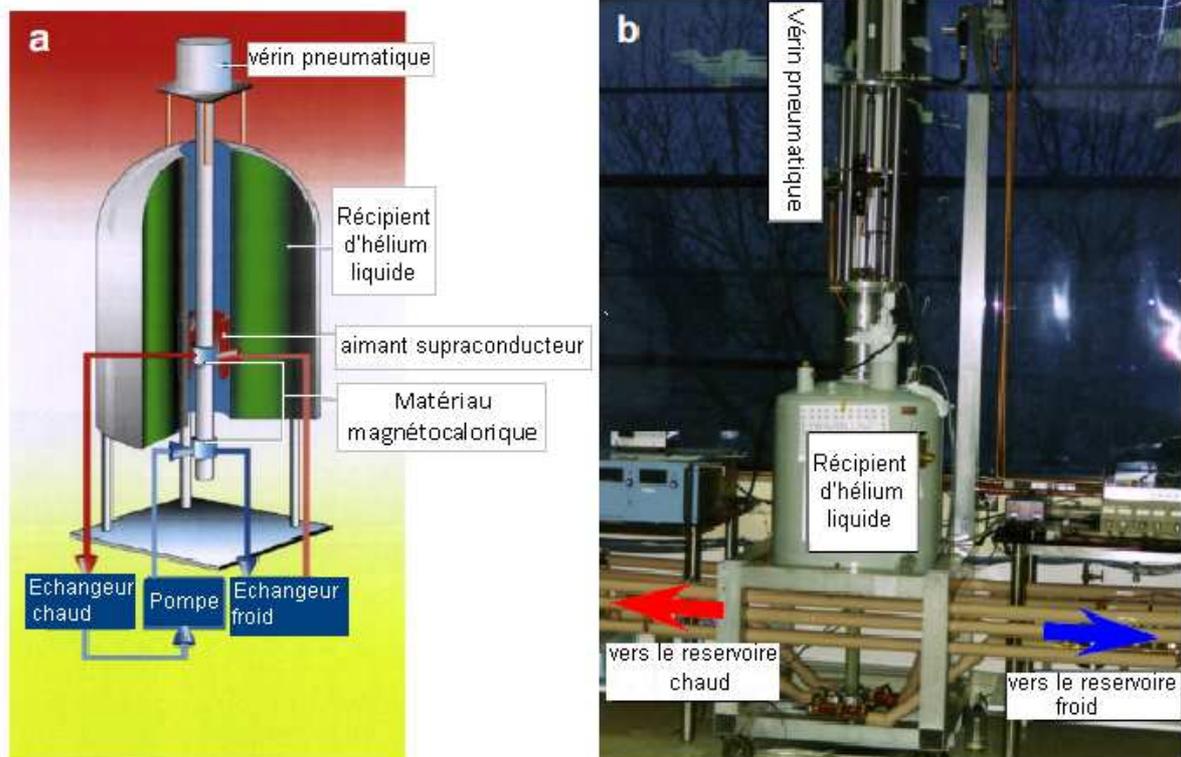


Figure 10 : Représentation schématique (a) et photo (b) du système magnétique présenté par AMES of IOWA state university [10].

1.5.4. Le système magnétique de Zimm (2001) :

Appelé aussi “the Rotating Bed Magnetic Refrigerator– RBMR” [11], il fut le premier réfrigérateur magnétique rotatif à aimants permanents, il a été conçu par Zimm et ses collaborateurs de l'Astronautics Corporation of America. L'ACM (Astronautics Corporation in Madison) dont Carl Zimm est le scientifique en chef a effectué de nombreux travaux de recherche sur la réfrigération magnétique et déposé plusieurs brevets dans ce domaine [9]. Dans cette corporation, un système d'AMRR a été conçu, celui-ci est composé d'une roue avec 6 lits régénérateurs, eux-mêmes composés de gadolinium en poudre [12]. Cette roue est en rotation à travers une zone de fort champ magnétique de 1.5 T. Les lits régénérateurs échangent avec le fluide dont la circulation est correctement réglée en fonction de la position relative de chaque lit par rapport au champ magnétique. La **figure 12** est une photographie du système. Pour des cycles de 0.16 à 2 Hz et des débits d'eau allant de 0.4 à 0.8 l/min, les écarts de température obtenus entre la source chaude et la source froide sont de 4 à 20° C et les puissances froides de 50 à 100 W.

Note : On remarque que la puissance froide obtenue est assez bonne, surtout avec un champ magnétique relativement faible, ceci revient à l'utilisation de plusieurs lits régénérateurs (6) ce qui a augmenté la fréquence du système (nombre de cycles effectués par seconde).

Plus tard en 2004 l'Astronautics Corporation, a créé un nouveau réfrigérateur magnétique « the Rotating Magnet Magnetic Refrigerator – RMMR » dans lequel deux aimants permanents sont munis d'un mouvement de rotation autour de douze (12) lits régénérateurs fixe. Le principal avantage de l'utilisation des lits fixes, c'est que le mécanisme et le timing de distribution du fluide caloporteur à travers les lits régénérateurs et les échangeurs de chaleur sont plus simples que pour la machine du réfrigérateur précédent (RBMR) dans laquelle les lits sont en rotation [11].

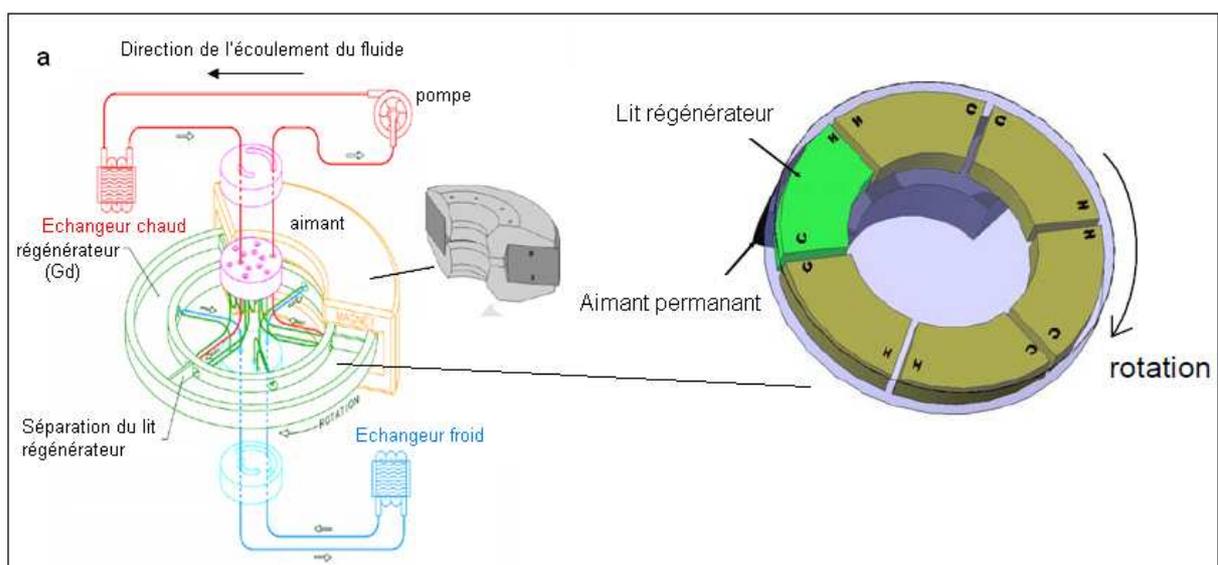


Figure 11 : Représentation schématique du système magnétique de Zimm [11].

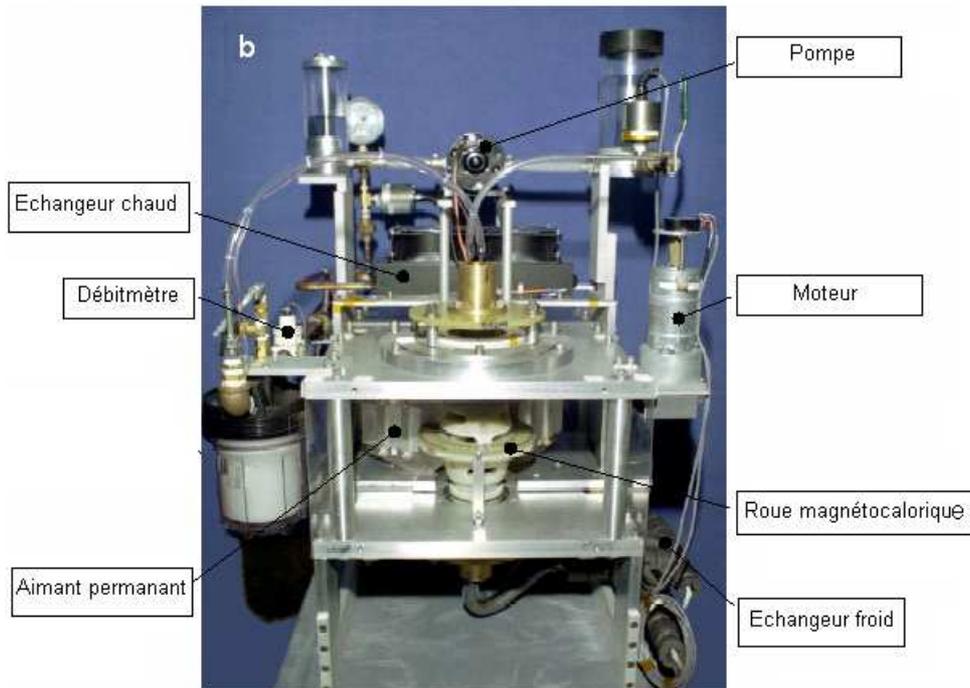


Figure 12: Photo du réfrigérateur magnétique de Zimm [11].

1.5.5. Le réfrigérateur magnétique rotatif des japonais (2007) [7] [13]:

Au Japon, Okamura et al ont construit un système de réfrigération magnétique initial en 2005, (**figure 13-a**) [13]. La culasse avait un diamètre extérieur de 27 cm et une longueur de 40 cm. Le champ magnétique était produit par des aimants permanents en rotation, produisant un champ maximal de 0.77 T. Le lit régénérateur était composé de 4 blocs. Chaque bloc est un alliage différent de GdDy (Gadolinium et Dysprosium) pour élargir la plage de température où l'EMC est assez élevé. La circulation du fluide était assurée par une pompe et une valve rotative. La puissance obtenue était de 60 W.

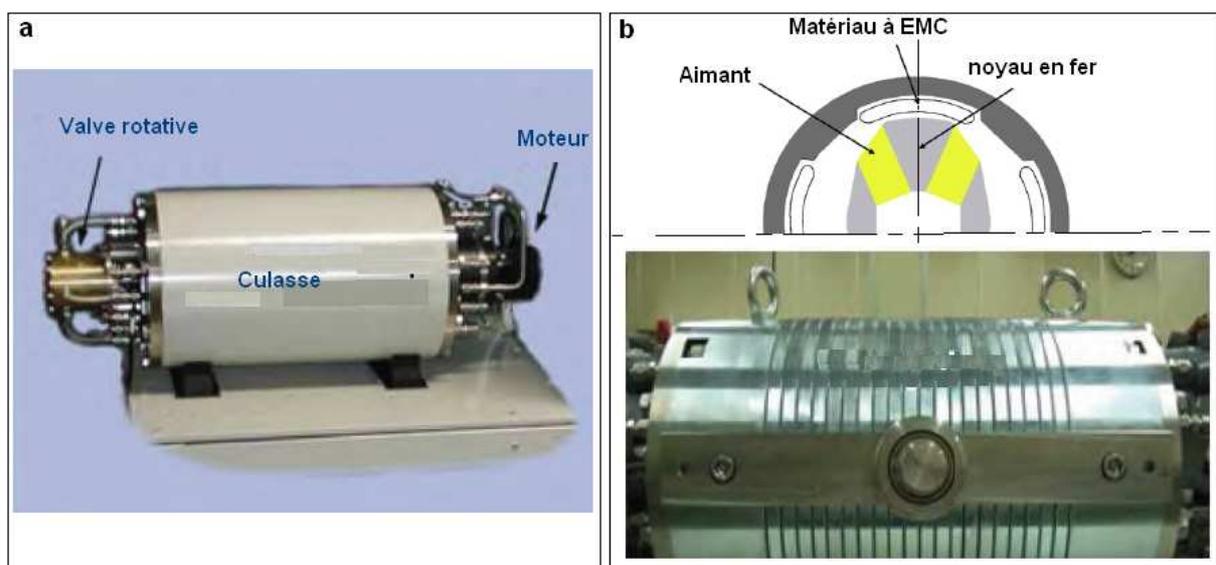


Figure 13 : Le dispositif japonais initial (a) et amélioré (b) [13].

Le système a été amélioré en 2007, (**figure 13-b**) [13]. La culasse statorique a été feuilletée et la source de champ améliorée (le champ maximal est de 0.9 T). Cela a permis d'atteindre une puissance de 100 W en utilisant le gadolinium comme matériau magnéto-calorique.

Chapitre II

Choix de la pompe

2. CHAPITRE II : CHOIX DE LA POMPE

2.1. Introduction

La pompe est un composant décisif dans un système de réfrigération magnétique, du point de vue « détermination des paramètres du système » on peut dire qu'elle vient en deuxième position après le lit régénérateur (matériau à EMC), vue qu'elle assure la circulation du fluide caloporteur entre le régénérateur et les échangeurs de chaleur, ainsi en assurant la circulation du fluide à un débit donné, elle détermine la puissance calorifique du système magnéto-calorique, la différence de température que peut atteindre ce système, et même son coefficient de performance (COP).

Donc vu le rôle capital que joue la pompe dans un système de réfrigération magnétique, on doit la choisir (parmi une multitude de pompes disponibles), et la dimensionner de façon judicieuse, en respectant les contraintes mécaniques et thermiques auxquelles elle va être soumise. Dans ce chapitre nous parlerons des pompes en général, et de leur classification, pour ensuite pouvoir sélectionner la pompe la plus adéquate à notre système, en ce basant sur les tâches qu'elle doit accomplir.

Il existe deux types de pompes, les pompes pour liquide et les pompes à vide. Une pompe à vide est un outil permettant de faire le vide, c'est-à-dire d'extraire l'air ou tout autre gaz contenu dans une enceinte close, afin d'en diminuer la pression. Une pompe pour liquide – qui fait l'objet de notre étude – est un outil pour faire déplacer un liquide.

2.2. Généralités sur les pompes :

Une pompe est une machine destinée à accroître l'énergie d'un fluide en vue de provoquer une élévation de sa pression et/ou son déplacement. On distingue :

- Les pompes sur circuits ouverts (pompe de relevage, de puisage, de remplissage, de surpression etc.) l'eau n'y est pas recyclée. Selon les conditions de travail de la pompe à circuit ouvert on distingue aussi (**Figure 14**) :
 - a) Pompe aspirante-foulante.
 - b) Pompe foulante.
 - c) Pompe aspirante [14].
- Les pompes sur circuits fermés (circuit chauffage, climatisation, bouclage sanitaire etc.) l'eau y est recyclée en permanence (**Figure 14**).

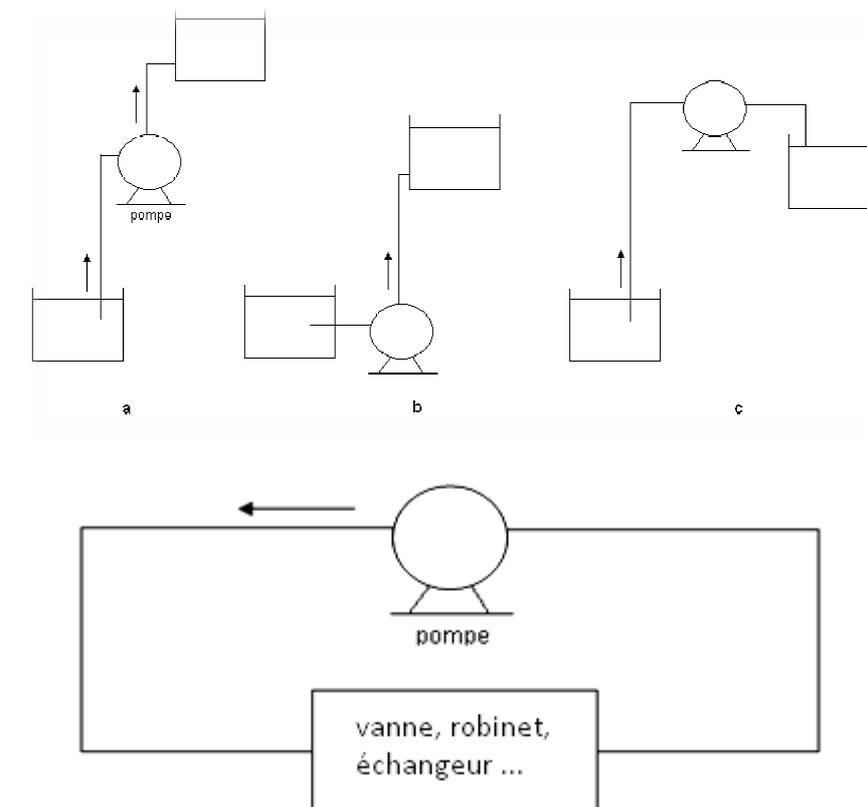


Figure 14 : Pompes sur circuit ouvert (en haut) et pompe sur circuit fermé (en bas).

Notre étude va porter sur les pompes sur circuits fermés, en effet pour un système de réfrigération magnétique c'est un fluide caloporteur qui circule en permanence entre le lit régénérateur (matériau magnétocalorique) et les échangeurs de chaleur.

Donc on s'intéressera plutôt aux pertes de charges linéaires et singulières qu'à la hauteur d'élévation géométrique (hauteur statique). La pompe d'un système de réfrigération magnétique, doit assurer la circulation du fluide caloporteur en lui fournissant une énergie suffisante pour vaincre les pertes de charge dans le circuit hydraulique.

2.3. Classification des pompes :

Les pompes peuvent être classées en se basant sur différents critères :

- Le domaine d'application.
- Les matériaux à partir desquels elles sont construites.
- Les liquides qu'elles manipulent.
- Leur orientation dans l'espace.

Toutes ces classifications sont toutefois de portée limitée et ont tendance à se chevaucher les unes les autres. Un système plus fiable de la classification, définit d'abord le principe selon lequel l'énergie est transmise au fluide, ensuite il identifie les moyens par lesquels ce principe est mis en œuvre, et délimite enfin les géométries spécifiques couramment utilisés. Ce système de classification est donc lié à la pompe elle-même et n'est lié à aucune considération extérieure à la pompe ni même aux matériaux à partir desquels elle peut être construite [15].

Dans ce système, toutes les pompes peuvent être divisées en deux grandes catégories:

1) Rotodynamique : L'énergie est continuellement transmise au fluide pour augmenter sa vitesse à des valeurs supérieures à celles de la sortie de la machine. Une réduction de la vitesse à travers la pompe produit une augmentation de pression. (Nous allons revenir sur ce point) [15].

2) Volumétrique : le transfert d'énergie au fluide est assuré par un élément mobile rigoureusement ajusté, à l'intérieur d'un corps de pompe parfaitement clos. Le fonctionnement de ce type de pompe repose sur le principe suivant :

- Exécution d'un mouvement cyclique.
- Pendant un cycle, un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé à la fin [16].

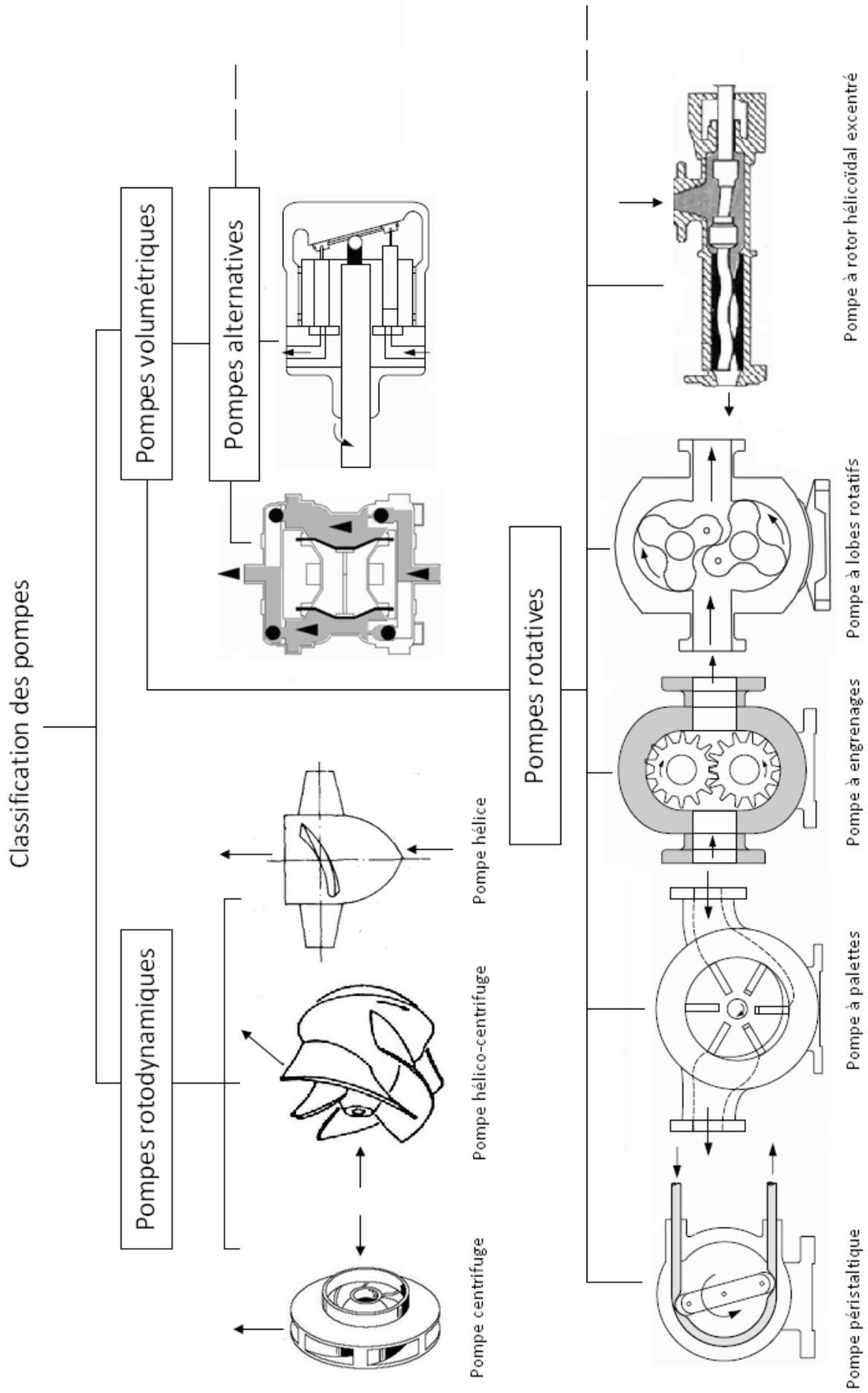


Figure 15 : Classification des pompes [14] [26].

Relation entre la vitesse spécifique et la géométrie de la pompe :

Le calcul de la vitesse spécifique nous permet d’avoir une idée générale sur le type et la géométrie de la pompe **figure 16**. Ce paramètre (la vitesse spécifique) est un groupe adimensionnel qui découle d’une analyse de l’équation physique des performances de la pompe [15]. Elle est notée N_s et vaut :

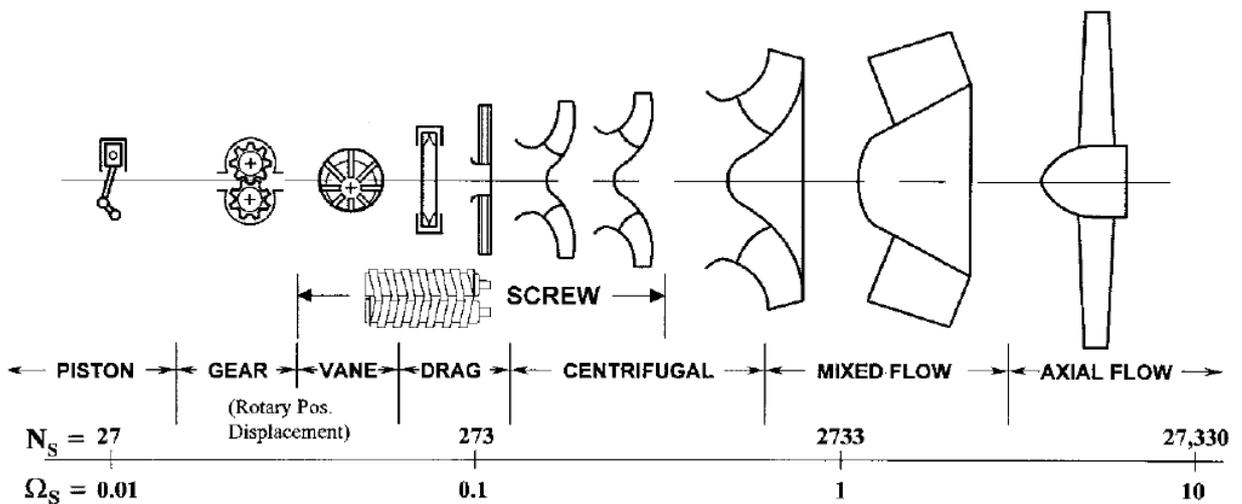
$$N_s = N \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{\Delta H^{\frac{3}{4}}}$$

N : Vitesse de rotation donnée en (tr/min)

Q : Débit.

ΔH : Hauteur de charge.

Remarque : N_s est un groupe adimensionnel avec g (l'accélération gravitationnelle) au dénominateur $N_s = Q^{\frac{1}{2}} / (g\Delta H)^{\frac{3}{4}}$; mais comme g est une constante, on a pu l’enlever.



NOTE: $\left\{ N_{s,(U.S.)} = \frac{N(\text{rpm}) \times \sqrt{Q(\text{gpm})}}{[\Delta H(\text{ft.})]^{3/4}} = \Omega_s \times 2733 \right\}$

Figure 16 : La géométrie de la pompe en fonction de la vitesse spécifique [15].

Pour la **figure 16** N_s est calculé dans le système U.S.

N [tr/min], Q [gallons/min], ΔH [pied].

$$1l = 0.2641 \text{ gallons}$$

$$1 m = 3.281 \text{ pieds}$$

Remarquons que pour une vitesse de rotation N , et une charge ΔH données, l’augmentation de la vitesse spécifique pour un même type de pompe signifie l’augmentation du débit volumique et donc le rayon du rotor, pour une machine rotative ou rotodynamique.

2.4. Sélection des pompes :

Étant donné la variété des pompes qui existe sur le marché (une variété qui a été mise en évidence par le système de classification précédemment énoncé), on peut imaginer qu'une personne inexpérimentée pourrait bien devenir perplexe en essayant de déterminer un type particulier de pompe à utiliser pour répondre aux exigences d'une installation donnée [15].

Dans ce qui suit nous allons donner des indications sur les capacités et les limites de chaque classe, en donnant une comparaison globale des divers types de pompes.

La **figure 17** nous fournit cette comparaison pour les critères de base : débit volumique et différence de pression. Les lignes tracées pour chacune des trois classes de pompes (rotodynamique, alternative, rotative) représentent les limites supérieures de la différence de pression (la charge) et du débit volumique, pour les pompes disponibles commercialisées à travers le monde. Au plus près des limites indiquées, seul un nombre limité de produits serait disponible, et bien à l'intérieur des enveloppes tracées on trouverait des pompes chez plusieurs fabricant. Notons aussi que les pompes alternatives sont plus sollicitées pour les charges les plus élevées alors que les pompes centrifuges fonctionnent avec différents débits. Cependant, dans certain cas les propriétés du fluide à manipuler (fluide très visqueux, chimiquement agressif, ou à haute température), peuvent exiger un type particulier de pompe, en dehors des exigences du fluide manipulé il y a aussi certaines considérations, pour des besoins particuliers, comme l'auto-amorçage et la variation du débit, ces considérations peuvent limiter la liberté de choix, donc la figure ci-dessous donne des informations précieuses sur les domaines d'utilisation de chaque type de pompe, mais dans des applications particulières il faudra se référer aux spécialistes.

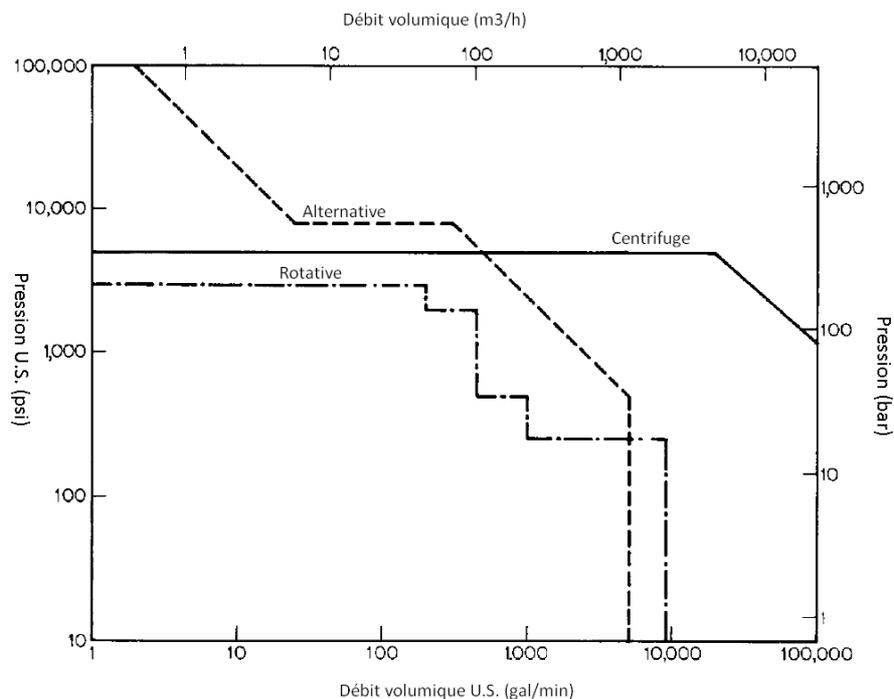


Figure 17 : Type des pompes en fonction des paramètres débit et pression [15].

2.5. Exigences d'un système de réfrigération magnétique :

Comme on a déjà vu dans le chapitre précédent, un système de réfrigération magnétique se constitue d'une part d'un lit régénérateur, autrement dit le matériau magnéto-calorique, qui représente la source chaude en cas d'aimantation, et la source froide en cas de désaimantation ; d'autre part les échangeurs : chaud (lié au lit lors de l'aimantation) et froid (lié au lit lors de la désaimantation). Entre le régénérateur et les échangeurs circule un fluide caloporteur pour rendre utile la chaleur produite ou absorbée par le régénérateur.

La circulation du fluide caloporteur est assurée par une mini pompe, qui doit assurer le déplacement du fluide à un débit donné, tout en lui fournissant une énergie pour vaincre les différentes pertes de charge (linéaire ou singulière), et lui permettre ainsi de circuler alternativement dans les deux circuits chaud et froid, d'où vient la contrainte thermique imposée sur la mini pompe, elle doit pomper le fluide caloporteur pendant une période en étant chaud et pendant la même période en étant froid. Dans ce qui suit nous allons détailler les conditions de travail exigées par un système de réfrigération magnétique sur une pompe :

Débit :

Le débit de circulation est assez faible (d'où le besoin d'une mini pompe). C'est pour permettre un bon échange de chaleur entre le fluide avec le lit régénérateur d'une part et le fluide avec le milieu extérieur (au niveau de l'échangeur) d'autre part. Un débit très faible engendre par contre une faible puissance frigorifique, qui est linéairement liée avec le débit massique du fluide. Donc un débit optimal est à calculer en fonction des besoins (température atteinte ou puissance frigorifique produite).

Puissance vs pertes de charge :

La puissance de la pompe est fonction des pertes de charge dans le circuit, les pertes de charge se résument dans les pertes linéaires, qui représentent la chute de pression le long de la conduite, et les pertes singulières, qui sont essentiellement dues aux accidents de canalisation, c'est-à-dire toute modification d'un trajet rectiligne. Exemple: coude, vanne, échangeur, lit régénérateur...

La somme de toutes les pertes de charge multipliées par le débit massique du fluide caloporteur donne la puissance fournie par la mini pompe. En divisant cette puissance par le rendement global de la pompe on obtient la puissance du moteur.

Contrainte thermique :

C'est une contrainte qu'il faut prendre en considération dans un système de réfrigération magnétique, elle peut être présentée sous deux aspects :

1. L'effet direct de la température (haute ou basse) du fluide caloporteur qui traverse la pompe.
2. Le changement brusque et continu de température d'une période à une autre, autrement dit la fatigue thermique.

Donc on doit prendre en compte la contrainte thermique avec ses deux aspects, lors du choix des matériaux, formes et dimensions des pièces subissant cette contrainte dans la pompe.

2.6. Choix de la pompe :

On va présenter les différents types de pompes précédemment vues dans la **figure 15**, tout en essayant de choisir celle qui sera la mieux adaptée pour un système de réfrigération magnétique.

2.6.1. Pompes rotodynamiques :

On regroupe sous cette appellation les pompes centrifuges, hélico-centrifuges et hélices. Cette famille peut être caractérisée par le fait que la pression y est générée par la conversion en pression de l'énergie cinétique communiquée au fluide (en le ralentissant). Les pompes rotodynamiques constituent un système ouvert et en équilibre, où le fluide n'est jamais enfermé dans un volume totalement clos. Cette famille de pompes est capable d'atteindre des débits Q très élevés, allant jusqu'à 105 m³/h. Encore convient-il de remarquer que cette limite n'est pas de caractère technologique, et que des débits sensiblement plus grands seraient réalisables, s'il y avait un appel du marché dans ce sens [17].

Les pompes hélices et hélico-centrifuges sont moins répandues que les pompes centrifuges et ne sont pas employées pour les faibles débits (**figure 18**).

Notons que le débit de circulation dans un système de réfrigération magnétique ne dépasserait pas quelques litres par minute, donc on peut conclure que la pompe rotodynamique la mieux adaptée au système de réfrigération magnétique est la pompe centrifuge.

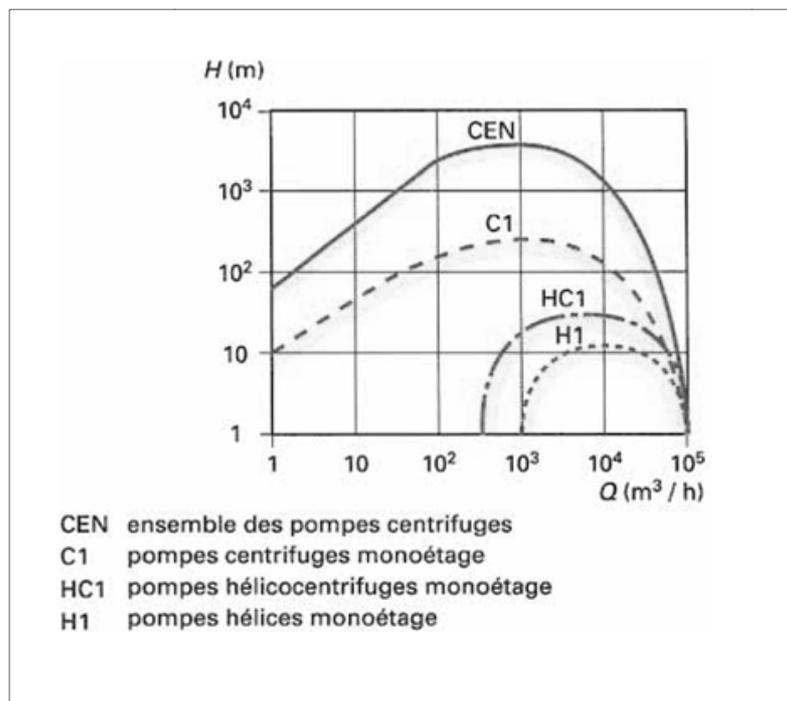


Figure 18 : Domaines d'utilisation des pompes industrielles rotodynamiques [17].

- **Pompes centrifuges:**

Elles couvrent un domaine (CEN) incomparablement plus grand que celui des autres pompes rotodynamiques, ce que l'on voit mal sur la **figure 18** par suite de l'utilisation d'échelles logarithmiques [17].

Le liquide arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la turbine. Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur où la section est croissante.

C'est le moyen le plus simple et le plus répandu pour véhiculer des liquides, cependant, il existe quelques domaines d'applications pour lesquelles la pompe centrifuge n'est plus efficace ou opérationnelle :

- le pompage de produits visqueux.
- les problèmes de dosages précis instantanés.
- le pompage des liquides réputés « susceptibles », c'est-à-dire fragiles, qui s'accommodent mal des remous internes qui existent dans une pompe centrifuge.
- la génération de faibles débits à très haute pression (engins de nettoyage par jet, machines de découpage par jet d'eau, etc.).
- pompage de produits agressifs, par produits agressifs on veut entendre des produits qui affectent d'une façon ou d'une autre la roue (les aubes) de la pompe centrifuge. Ils peuvent être des produits chimiquement agressifs comme les acides par exemple, ou bien des liquides qui comportent des particules solides. On peut aussi parler de produits thermiquement agressifs qui ont des températures variant de façon continue, on parle alors de choc et de fatigue thermique.

Ce dernier paramètre nous intéresse particulièrement, parce qu'il a une relation directe avec les exigences d'un système de réfrigération magnétique qu'on a vu précédemment.

Une pompe centrifuge est un système ouvert, en quelque sorte un trou ou encore un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuges. Cette machine n'est plus basée sur le transport du fluide dans un godet ou sur la variation, dans le temps, d'un volume d'emprisonnement. Le fluide n'est plus poussé par une paroi matérielle, mais mis en mouvement et équilibré par un champ de forces [17]. Ce qui nécessite une grande vitesse de rotation et par conséquent des contraintes mécaniques sur la roue de la pompe.

Plusieurs conditions expérimentales ont montré un endommagement prématuré des structures soumises à des chargements mécaniques et thermiques, c'est la fatigue mécano-thermique (cyclage en température + cyclage en déformation) [18].

Donc, on peut en conclure, que la pompe centrifuge n'est pas la mieux adaptée pour un système de réfrigération magnétique à cause de la variation périodique de la température du fluide caloporteur circulant à travers la pompe d'une part, et une vitesse de rotation relativement grande permettant d'établir un champ de forces centrifuges, d'autre part. Ce qui est susceptible de provoquer une fatigue mécano-thermique.

2.6.2. Pompes volumétriques :

- **Pompes volumétriques alternatives :**

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Les principaux types de pompes sont : à membrane ou à piston. Toutes ces machines sont équipées de clapets d'aspiration et de refoulement [19].

Pour ce type de pompe, on a un débit saccadé, à cause des déplacements alternatifs de la pièce mobile dans un sens ou dans l'autre produisant des phases d'aspiration et de refoulement.

Pour un système de réfrigération magnétique on a besoin d'un débit stable et constant pour, d'une part avoir un bon échange de chaleur, au niveau du régénérateur et des échangeurs, et d'autre part bien prédire les paramètres de notre réfrigérateur magnétique (puissance frigorifique, température atteinte).

- **Pompes volumétriques rotatives :**

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation circulaire autour d'un axe, qui tourne dans une enveloppe (le corps) et crée le mouvement du fluide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement [19].

Les modèles les plus intéressants et les moins encombrants sont la pompe à engrenage et la pompe à lobes rotatifs.

1. Pompes à engrenages :

Elle est constituée par deux engrenages tournant à l'intérieur du corps de la pompe. Le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement [16].

Contrairement aux pompes alternatives la pompe à engrenage assure un débit régulier, elle a aussi l'avantage d'être réversible (elle peut faire circuler le fluide dans les deux sens dans le cas des pignons droits). Toutefois la pompe à engrenage présente quelques failles la plus remarquable est l'usure des surfaces de dentures à cause du glissement, la vitesse de glissement doit rester dans des proportions raisonnables sinon la détérioration sera prématurée. En plus du frottement entre dents on a aussi des efforts radiaux entre la roue et le pignon pour transmettre le mouvement de rotation.

L'utilisation de la pompe à engrenage dans un système de réfrigération magnétique, est défavorable, en raison de l'usure causée par le frottement et les efforts radiaux et favorisé par la contrainte thermique qu'impose un système de réfrigération magnétique.

2. Pompe à lobes rotatifs :

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenages externes à ceci près que les dents ont une forme bien spécifique et qu'il n'y a que deux ou trois dents (lobes) par engrenage (**Figure 15**). Les rotors ne sont jamais en contact et, pour ce faire, sont entraînés par des engrenages externes [19]. Compte tenu de l'absence de contact entre lobes, le frottement et les efforts radiaux entre les rotors noyés sont nuls ; les roues dentées qui subissent ces efforts sont isolées dans une chambre à part et n'ont aucun contact avec le fluide pompé. La pompe à lobes rotatifs est une pompe qui présente plusieurs qualités. En effet en plus de l'absence de contact entre lobes (frottement nul), elle est réversible, compacte, très facile à démonter, à nettoyer, et à entretenir. Et plus important encore, elle est auto-amorçante (Fonctionnement à sec possible), et offre un débit régulier.

Malgré quelques défauts (tels que la nécessité d'un suivi de maintenance régulier, et le besoin d'avoir deux boîtiers d'étanchéité) ; la pompe à lobes rotatifs s'annonce comme la pompe la mieux adaptée pour un système de réfrigération magnétique, d'abord à cause de l'absence de frottement entre les parties immergées, aussi parce qu'elle est équipée d'un rotor à lobes non soudés (monobloc) ; ce qui lui procure une meilleure résistance aux contraintes thermiques.

On résume les caractéristiques des différents types de pompes dans le **tableau 1**, afin de déduire la pompe la plus convenable pour notre système de réfrigération magnétique.

Pompe \ Caractéristiques		Débit	Puissance	Contraintes thermiques
Pompe rotodynamique	Pompe centrifuge	Couvre une large plage de débit (+1)	Les modèles réduits sont de faible puissance (+2)	Présente des lacunes (-1)
	Autres	Employées pour un grand débit (-2)	Destinées pour les grandes puissances (-1)	Présente des lacunes (-1)
Pompe volumétrique	Pompe alternative	Débit irrégulier (-1)	Puissance variable (+1)	Elle est assez bonne (+1)
	Pompe rotative	Débit régulier est stable (+2)	Puissance variable (+1)	La mieux adaptée (+2)

Tableau 1 : Comparaison entre les différentes pompes, selon les critères d'un système de réfrigération magnétique.

Les indices +1, +2 et -1, -2 indique respectivement bonne, très bonne et mauvaise, très mauvaise.

2.7. La pompe à lobes rotatifs :

Les pompes à lobes rotatifs disposent de deux rotors contre-rotatifs pour assurer un pompage volumétrique régulier. Les rotors n'étant jamais en contact entre eux ou avec le corps de pompe, les pompes à lobes rotatifs ne contaminent pas et n'abîment pas le fluide pompé.

Le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux lobes consécutifs et à le faire passer vers la section de refoulement où le fluide est chassé par le mécanisme d'engrènement (la dent pénètre dans le creux et chasse le volume correspondant).



Figure 19 : Photo d'une pompe à lobes de « ALFA LAVAL » [25].

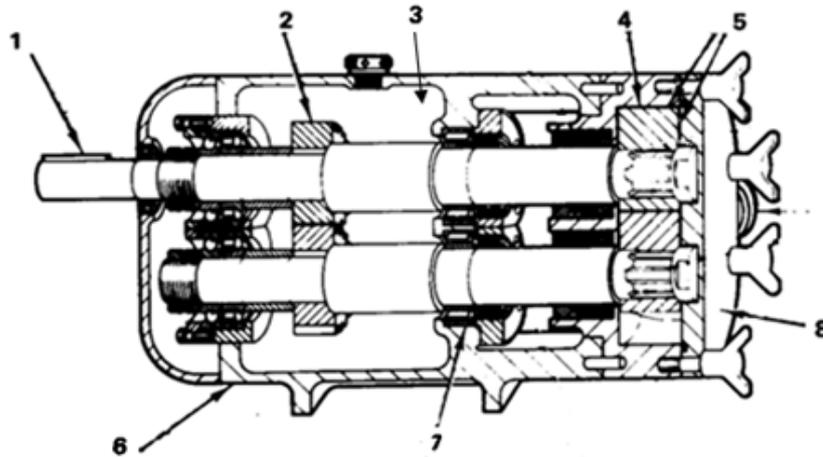


Figure 20 : Coupe longitudinale d'une pompe à lobes rotatifs [20].

1. Arbre moteur.
2. Roue dentée.
3. Chambre des roues dentées.
4. Rotor.
5. Jeu entre le rotor et le corps de la pompe.
6. Corps de la pompe.
7. Roulement
8. Couvert.

2.7.1. Fonctionnement :

1. Le liquide est aspiré dans la pompe et remplit complètement l'espace entre les rotors.
2. Les deux (2) espaces fermés compris entre les rotors et le carter acheminent en douceur le liquide.
3. Les lobes des rotors déplacent le volume de liquide pour créer un flux et surmonter la pression de refoulement.

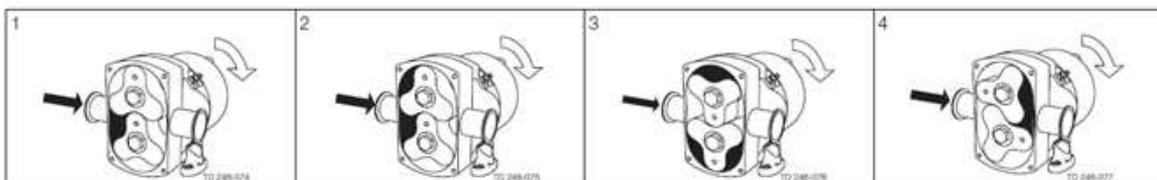
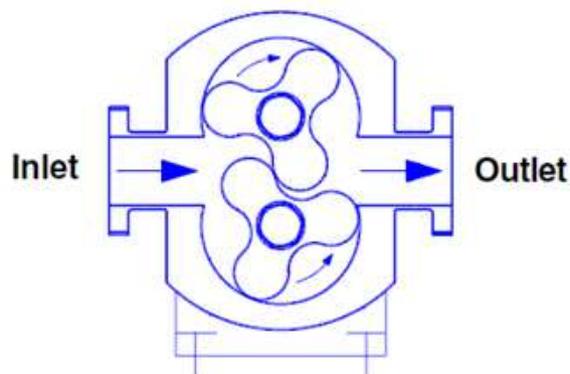


Figure 21 : Fonctionnement d'une pompe à lobes rotatifs [25].

2.7.2. Historique [26] :

Tout commença en 1929 avec Hugo Vogelsang, l'entreprise se penchait de plus en plus sur des développements techniques mécaniques qui auraient exigé une formation d'ingénieur.

C'est ainsi que le tonnelier de métier, Hugo Vogelsang, posa très tôt les jalons du développement vers une entreprise de construction mécanique. En conséquence, son fils, Helmut Vogelsang fit ses études dans le génie mécanique. Après le décès de son père, il prit sa succession en 1960.

L'invention de la pompe à lobes en élastomère détermine le développement de l'entreprise. Ce fut la pompe à lobes en élastomère (brevetée en 1970) qui apporta une modification déterminante dans le développement de la société Vogel-sang (**figure 22**).



Figure 22 : La première pompe à lobes en élastomère créée par Vogelsang.

Il s'avéra en outre que la nouvelle pompe auto-aspirante n'était pas seulement appropriée aux tonnes mais qu'elle pouvait aussi parfaitement transporter d'autres matières consistantes pour lesquelles les pompes centrifuges courantes défailaient. Jusqu'au milieu des années 80 la société continua de prospérer, la pompe à lobes rotatifs fut perfectionnée.

En raison de ses caractéristiques qualitatives, la pompe à lobes rotatifs s'empara rapidement de nouveaux domaines. Dans les années 90, c'est le lobe HiFlo, fonctionnant sans pulsation qui ouvrit à la pompe à lobes rotatifs nombre de portes dans de nouveaux domaines. Aujourd'hui, il est impensable de travailler sans elle dans les domaines industriels ou de traitement des eaux. La gamme de produits comprend à l'heure actuelle des pompes à lobes rotatifs avec un débit allant jusqu'à 900 m³/h et des pressions allant jusqu'à 16 bars.

2.7.3. Technologie :

Nous verrons en détail l'étude technologique et la conception de la pompe à lobes rotatifs dans le chapitre suivant (chapitre 3).

Chapitre III

Etude technologique et
conception

3. CHAPITRE III : ETUDE TECHNOLOGIQUE ET CONCEPTION

3.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous effectuerons une étude technologique, détaillée de notre mini-pompe, en commençant par une étude cinématique, qui nous donne une image sur les pièces décisives de la pompe, (autrement dit les pièces en mouvement). En suite nous nous intéresserons au dimensionnement de ces pièces en fonction de nos besoins, et enfin vient l'étape de la conception, au cours de laquelle nous présenterons les différentes pièces de la pompe, d'abord les pièces essentielles, ensuite les liaisons mécaniques, et enfin la garniture mécanique. Ce chapitre constitue l'étape primordiale de notre étude.

3.2. Le schéma cinématique de la pompe :

Par définition, un mécanisme est composé de plusieurs sous ensembles reliés entre eux par une ou plusieurs liaisons. Mais comprendre le fonctionnement de l'ensemble n'est pas toujours aisé (cas de mécanismes complexes), donc il est utile d'en simplifier la représentation. D'où vient le rôle du schéma cinématique qui donne une représentation simplifiée permettant une meilleure compréhension du fonctionnement (aspect cinématique). Lorsque le mécanisme est en phase de conception, on a besoin d'un schéma illustrant le fonctionnement attendu sans toutefois limiter le concepteur dans les formes et dimensions à concevoir. Le schéma cinématique doit présenter le plus fidèlement possible les relations entre les pièces appartenant au mécanisme.

On trouvera donc :

- Des groupes de pièces représentés sous forme de lignes, on les appelle « blocs cinématiques » ou encore « Classes d'équivalence ».
- Des liaisons normalisées situées au niveau de chaque contact entre les groupes de pièces.

Enfin un schéma cinématique va nous permettre de :

- comprendre la fonction globale et le rôle fonctionnel de chacun des composants d'un système.
- préciser l'agencement de ces composants généralement représentés par des symboles normalisés. Les symboles de ces liaisons sont présentés dans l'annexe (1).

Le schéma cinématique de la pompe à lobes rotatifs :

Les organes en mouvement :

- **Les arbres :** (1) arbre menant (d'entraînement), (2) arbre mené.
- **Les roues dentées :** (3) roue menante (pignon), (4) roue menée (roue).
- **Les rotors :** (5) rotor lié à l'arbre menant, (6) rotor lié à l'arbre mené.

Les deux roues dentées sont de même taille, donc tournent avec la même vitesse, et dans des directions opposées. Elles transmettent le mouvement de rotation aux deux rotors via les deux arbres.

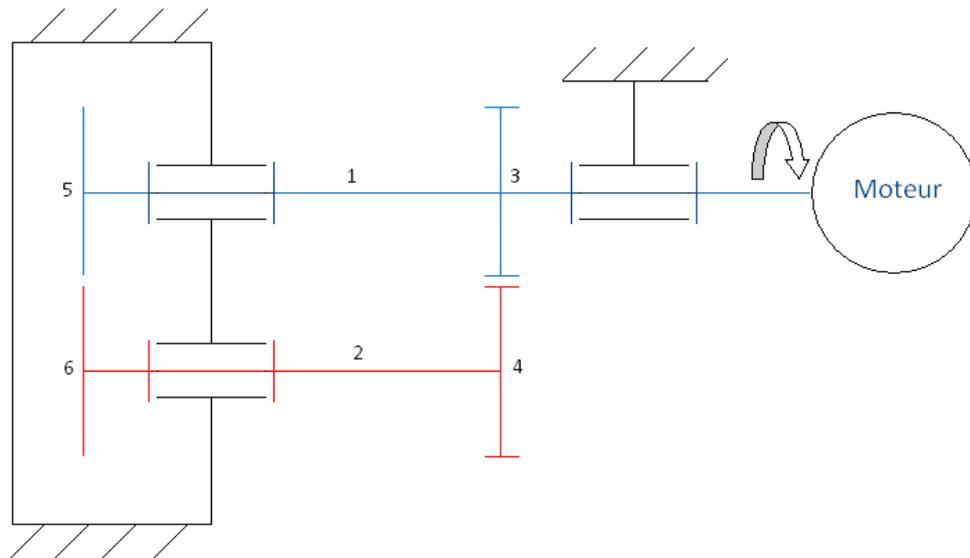


Figure 23 : Schéma cinématique de la pompe à lobes rotatifs.

3.3. Les arbres :

3.3.1. Représentation des forces causant la flexion :

Sur la **figure 24**, sont présentés les efforts provoquant le moment de flexion :

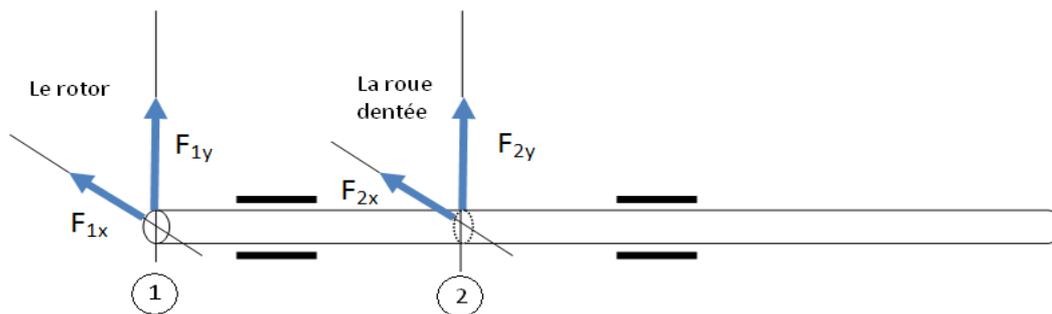


Figure 24 : Représentation des forces causant la flexion sur l'arbre (valeurs algébriques).

3.3.2. Les forces appliquées sur le rotor :

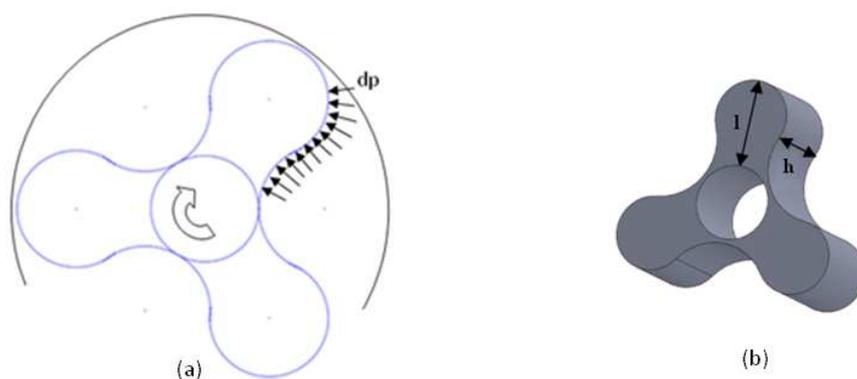


Figure 25 : Les forces de pression appliquées sur le rotor.

Rappel :

Les forces de pression appliquées sur une surface gauche (**figure 25-a**) :

$$F_p = \int dF_{py} = \int dF_p \cos \theta \quad (\text{Les } dF_{px} \text{ s'annulent ; même module, sens opposés})$$

$$F_p = \int dp \cos \theta da = \int dp da_n$$

$$F_p = p A_n$$

avec : p est la pression du fluide et A_n est la surface normale a la force de pression.

On sait que la différence de pression maximale entre l'entrée et la sortie :

$$\Delta p_{max} = p_s - p_e = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ pa}$$

$$\text{Posant : } p_s = 1 \text{ bar et } p_e = 0 \text{ bar}$$

$$\text{Donc : } F_p = p_s S_x = p_s hl \quad (\text{figure 25-b})$$

$$\underline{\text{A.N:}} \quad F_p = 10^5 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^{-3}$$

$$F_p = 40 \text{ N}$$

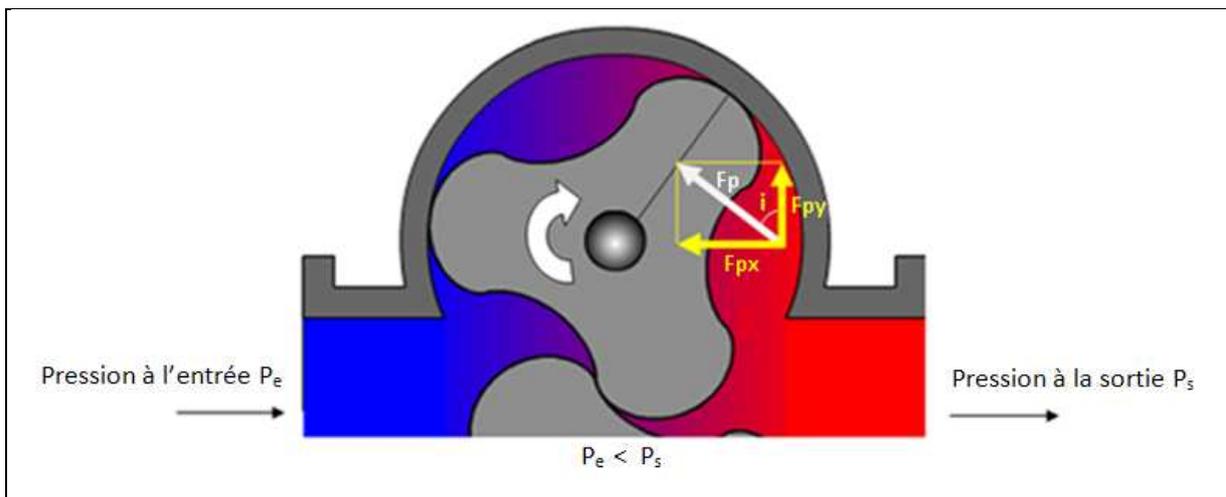


Figure 26 : Décomposition de la force de pression appliquée sur le rotor.

$$\vec{F}_p = \vec{F}_{px} + \vec{F}_{py}$$

- Forces causant la flexion d'axe \overline{OX} :

1. **La force de pression \vec{F}_{py} :**

Elle atteint son maximum quand : $i = 0^\circ$: $F_{py} = F_p$

2. **Le poids du rotor $m\vec{g}$:**

La masse du rotor : $m_r = 199,05 \cdot 10^{-3} \text{ Kg}$

L'accélération gravitationnelle : $g = 9,8 \text{ m/s}^2$

$$m_r g = 1,95 \text{ N}$$

On voit bien que le poids du rotor est négligeable devant la force de pression qu'applique le fluide sur le rotor, d'où la somme des forces agissant sur le rotor causant la flexion d'axe \overline{OX}

$$F_{1y} = F_{py} = F_p = 40 \text{ N}$$

- Forces causant la flexion d'axe \overline{OY} :

La force de pression $\overline{F_{px}}$: elle atteint son maximum quand : $i = 90^\circ$: $F_{px} = F_p$

La somme des forces agissant sur le rotor, causant la flexion d'axe \overline{OY} est :

$$F_{1x} = F_{px} = F_p = 40 \text{ N}$$

3.3.3. Les forces appliquées sur la roue dentée :

- Forces causant la flexion d'axe \overline{OY}

$$F_{2x} = \frac{C}{d_p} = \frac{30P}{\pi N d_p} \qquad F_{2x} = 27,05 \text{ N}$$

- Forces causant la flexion d'axe \overline{OX} :

$$F_{2y} = F_{2x} \tan \alpha = 27,05 \cdot \tan 20^\circ \qquad F_{2y} = 9,84 \text{ N}$$

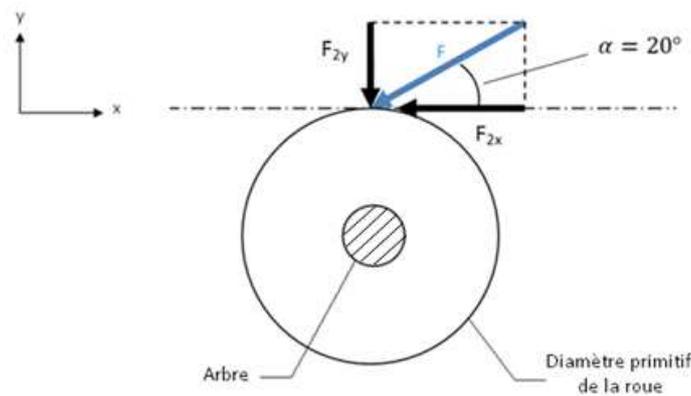


Figure 27 : Les forces appliquées sur la roue dentée.

3.3.4. Etude du moment fléchissant :

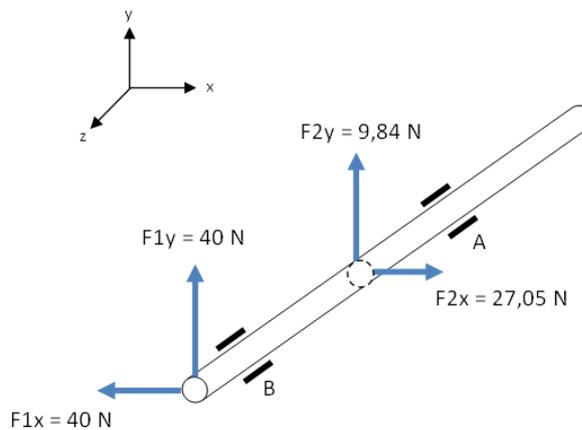


Figure 28 : Représentation des forces causant la flexion sur l'arbre (valeurs réelles).

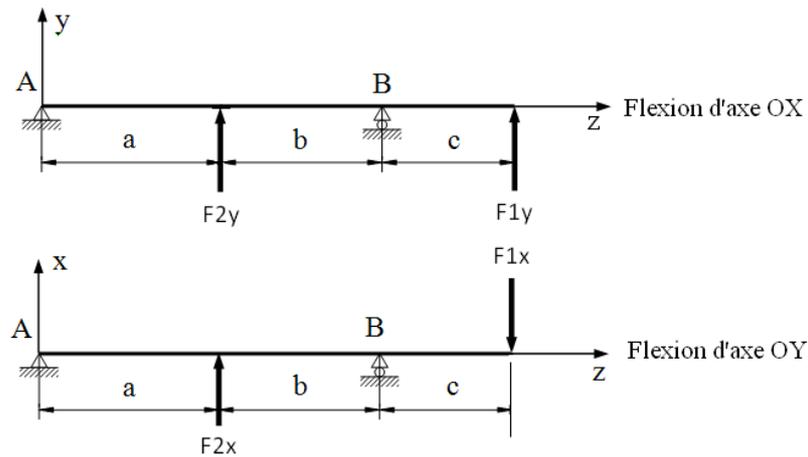


Figure 29 : Projection des forces causant la flexion sur les plans : yAz et xAz.

1) Calcul des réactions aux appuis :

a. Dans le plan yAz :

L'équilibre de l'arbre permet d'écrire : $\sum \vec{F}_{\text{ext}} = 0$ et $\sum M_o \vec{F}_{\text{ext}} = 0$

La 2^{ème} relation écrite par rapport au point B donne :

$$R_{Ay}(a+b) + F_{2y}b - F_{1y}c = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{1y}c - F_{2y}b}{a+b} = \frac{40 \times 31,70 - 9,84 \times 10}{10+10} \cong 58,48 \text{ N}$$

La relation $\sum \vec{F}_{\text{ext}} = 0$ permet d'écrire : $R_{Ay} + F_{2y} + F_{1y} + R_{By} = 0$

On en déduit : $R_{By} = -(R_{Ay} + F_{2y} + F_{1y}) = -(58,48 + 9,84 + 40) = -108,32 \text{ N}$

b. Dans le plan xAz :

La relation $\sum M_B \vec{F}_{\text{ext}} = 0$ donne : $R_{Ax}(a+b) - F_{2x} \cdot b - F_{1x} \cdot c = 0$

$$\text{Alors : } R_{Ax} = \frac{-F_{2x} \cdot b - F_{1x} \cdot c}{a+b} = -\frac{27,05 \times 10 + 40 \times 31,70}{10+10} = -76,92 \text{ N}$$

La relation $\sum \vec{F}_{\text{ext}} = 0$ donne : $R_{Ax} + F_{2x} - F_{1x} + R_{Bx} = 0$

Il vient : $R_{Bx} = F_{1x} - F_{2x} - R_{Ax} = 40 - 27,05 + 76,92 = 89,87 \text{ N}$

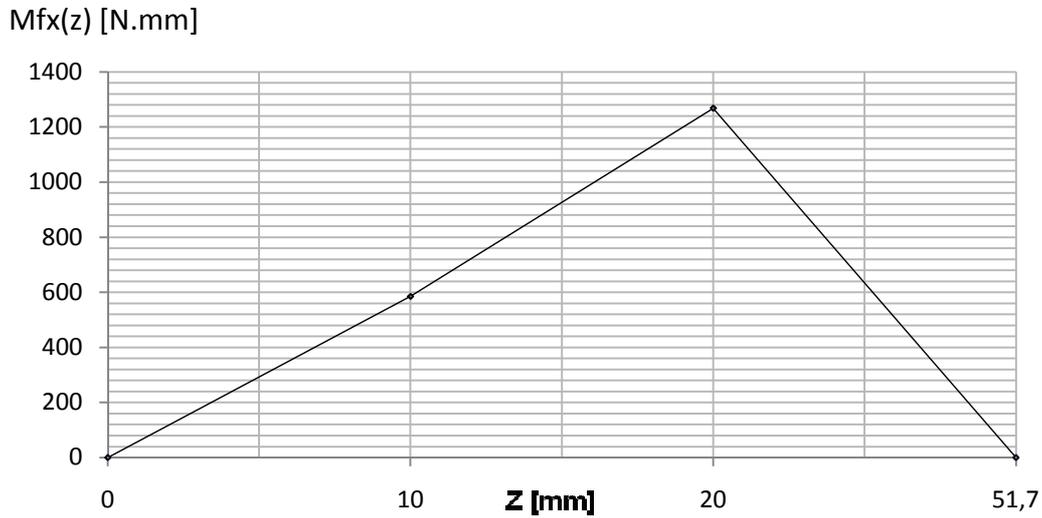
2) Diagramme des moments fléchissants :

a. Dans le plan yAz :

- $0 < z < a$: $M_{fx}(z) = R_{Ay}z$

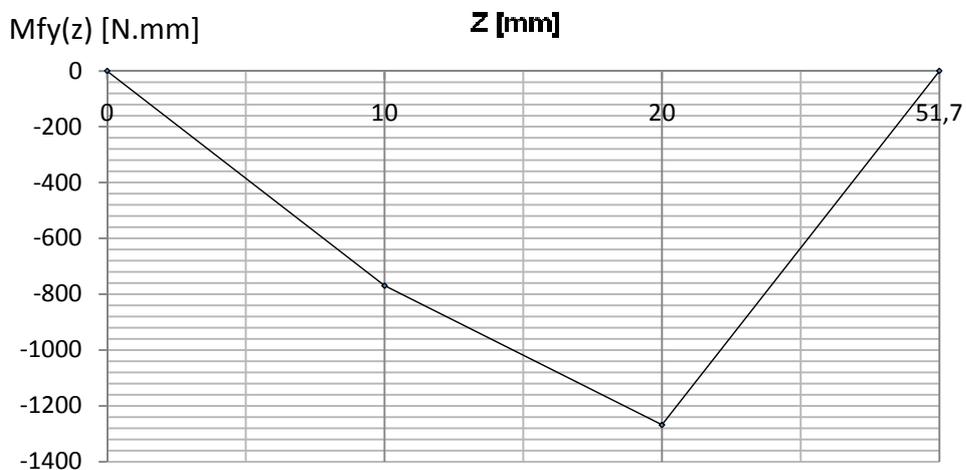
$$z = a = 10 \text{ mm} \Rightarrow M_{fx}(10) = 58,48 \times 10 = 584,80 \text{ Nmm}$$

- $a < z < (a + b)$: $M_{fx}(z) = R_{Ay}z + F_{2y}(z - a)$
 $z = a + b = 20 \text{ mm} \Rightarrow M_{fx}(20) = 58,48 \times 20 + 9,84 \times 10 = 1268 \text{ Nmm}$
- $(a + b) < z < (a + b + c)$: $M_{fx}(z) = R_{Ay}z + F_{2y}(z - a) + R_{By}[z - (a + b)]$
 $z = a + b + c = 51,7 \text{ mm} \Rightarrow M_{fx}(51,7) = 58,48 \times 51,7 + 9,84 \times 41,7 - 108,32 \times 31,7 = 0 \text{ Nmm}$



b. Dans le plan xAz :

- $0 < z < a$: $M_{fy}(z) = R_{Ax}z$
 $z = a = 10 \text{ mm} \Rightarrow M_{fy}(10) = -76,92 \times 10 = -769,2 \text{ Nmm}$
- $a < z < (a + b)$: $M_{fy}(z) = R_{Ax}z + F_{2x}(z - a)$
 $z = a + b = 20 \text{ mm} \Rightarrow M_{fy}(20) = -76,92 \times 20 + 27,05 \times 10 = -1267,9 \text{ Nmm}$
- $(a + b) < z < (a + b + c)$: $M_{fy}(z) = R_{Ax}z + F_{2x}(z - a) + R_{Bx}[z - (a + b)]$
 $z = a + b + c = 51,7 \text{ mm} \Rightarrow M_{fy}(51,7) = -76,92 \times 51,7 + 27,05 \times 41,7 + 89,87 \times 31,7 \cong 0 \text{ Nmm}$

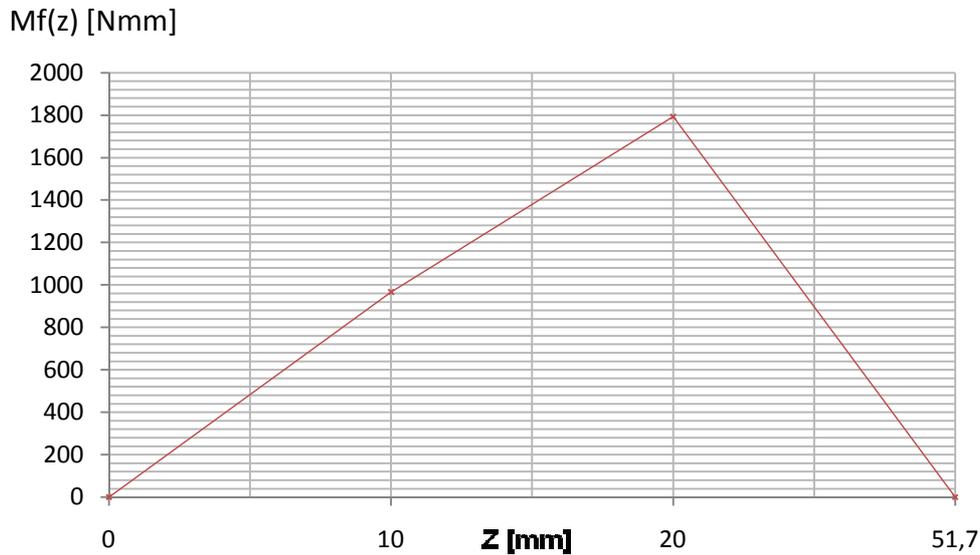


Moment fléchissant total :

$$M_f(z) = \sqrt{M_{fx}(z)^2 + M_{fy}(z)^2}$$

On voit d'après le diagramme ci-dessous que le moment fléchissant maximum correspond au point $z = 20$ mm. Sa valeur est :

$$M_{f.\text{résult}} = 1793,22 \text{ N.mm} = 1,79 \text{ N.m}$$

**3.3.5. Couple de torsion :**

- Le couple de torsion est constant entre : $z = 0$ mm (le moteur) et $z = 17$ mm (la roue dentée). Sa valeur est : $M_t = C = 1,08 \text{ N.m} = 1080 \text{ N.mm}$
- Le couple de torsion est constant entre : $z = 17$ mm (la roue dentée) et $z = 54$ mm (le rotor). Sa valeur est : $M_t = C/2 = 0,54 \text{ N.m} = 540 \text{ N.mm}$

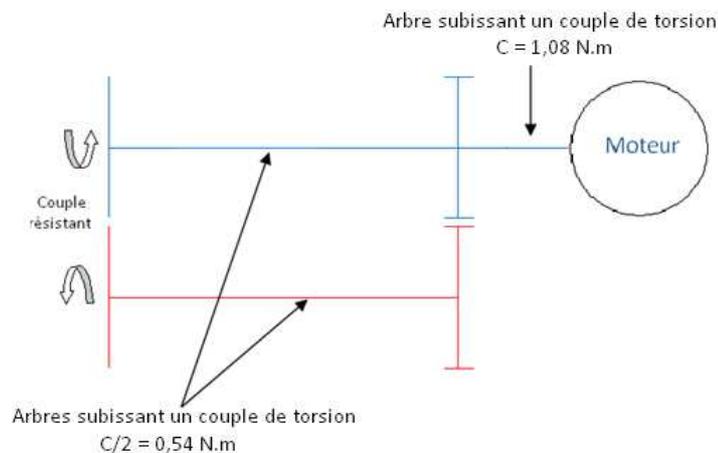


Figure 30 : La répartition du couple de torsion.

3.3.6. Diamètre de l'arbre selon le critère de Von Misès :

Selon ce critère, la contrainte équivalente s'exprime par la relation : $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2}$

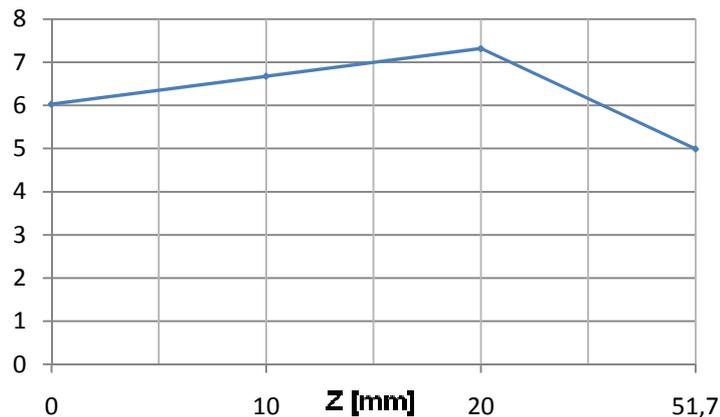
Avec : $\sigma_x = \frac{32M_{f\text{ résult}}}{\pi d^3}$ et $\tau = \frac{16M_t}{\pi d^3}$

On aura : $\sigma_{eq} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4M_{f\text{ résult}}^2 + 3M_t^2}$

Comme : $\sigma_{eq} \leq \sigma_p$, on obtient : $d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\sigma_p} \sqrt{4M_{f\text{ résult}}^2 + 3M_t^2}}$

$$d(z) = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi\sigma_p} \sqrt{4M_f^2(z) + 3M_t^2(z)}}$$

Diamètre [mm]



La section la plus sollicitée ($z = 34$ mm) nous donne :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 225/3} \sqrt{4 \times 1793,22^2 + 3 \times 540^2}} = 7,31 \text{ mm}$$

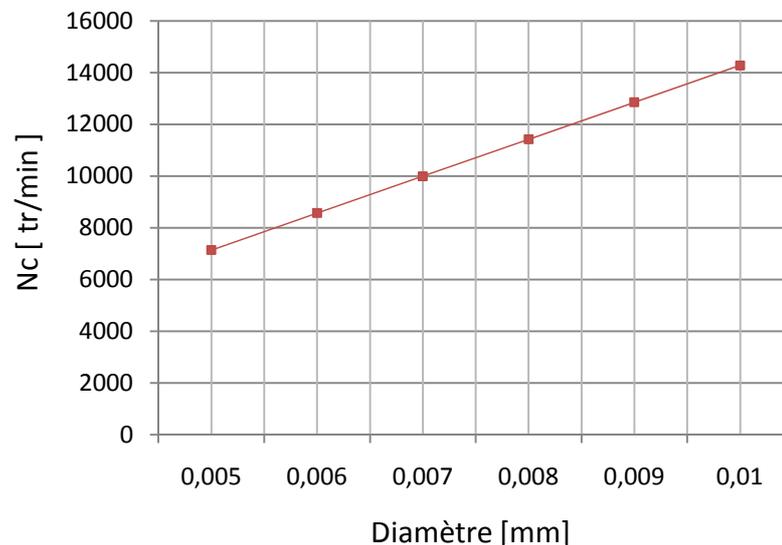
3.3.7. Vitesse critique de l'arbre, paramètre essentiel du dimensionnement :

Tous les corps, même ceux dits « rigides » sont plus ou moins élastiques, et sont donc susceptibles de vibrer à leur fréquence propre. La fréquence propre d'un arbre tournant est directement influencée par sa longueur, c'est-à-dire par la « raideur » du système. Pour une grande longueur de la poutre, la rigidité est moindre, par conséquent la fréquence est basse et vice versa.

En oscillation libre, c'est-à-dire sous l'influence d'une action unique, le corps finit par retrouver sa position d'équilibre. Par contre, si la cause excitatrice est aussi périodique, et qu'elle se produit à la même fréquence que la fréquence propre du système, on constate que les amplitudes des vibrations croissent au-delà de toute limite, théoriquement jusqu'à rupture du système. La fréquence de l'excitation est alors dite fréquence critique.

Le rotor possède toujours un balourd résiduel qui donne naissance à une force centrifuge tournant au rythme de la rotation de l'arbre. Donc, nous avons une excitation dont la fréquence est celle de la vitesse de rotation. Si cette vitesse de rotation est égale à la fréquence propre de l'arbre, il y a résonance et l'amplitude des oscillations de l'arbre croît jusqu'à la rupture de ce dernier. Il convient donc de dimensionner ce dernier de telle manière à ce que la vitesse de rotation définie par les conditions d'exploitation ne s'approche pas trop de cette vitesse critique, au risque de voir se développer des vibrations néfastes. En présence des paliers de guidage, (point d'appui rigide) la fréquence propre d'une poutre est de la forme [21] :

$$N_c = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{98 EI}{mL^3}}$$



On voit bien d'après le graphe ci-dessus qu'avec un diamètre de 8 mm la fréquence critique dépasse les 10000 tr/min qui est une vitesse largement supérieure à notre vitesse maximale ($N_{max} = 300 \text{ tr/min}$).

Un calcul plus précis de la vitesse critique est fait à l'aide du logiciel « ANSYS », en utilisant l'arbre conçu par SolidWorks, (l'arbre de notre mini-pompe) on trouve le résultat suivant (**figure 31**) :

- Mode 1 : La fréquence $f_c = 136.31 \text{ htz}$.
- Le déplacement maximal est à l'extrémité de l'arbre.

On s'intéresse au mode 1, (vitesse hypocritique $N < N_c$). On aura un fonctionnement sûr sachant que, en permanence, la vitesse critique ne peut être atteinte.

$$N_c = f_c \cdot 60 = 8178,6 \text{ tr/min}$$

Cette vitesse est largement supérieure à notre vitesse de rotation maximale.

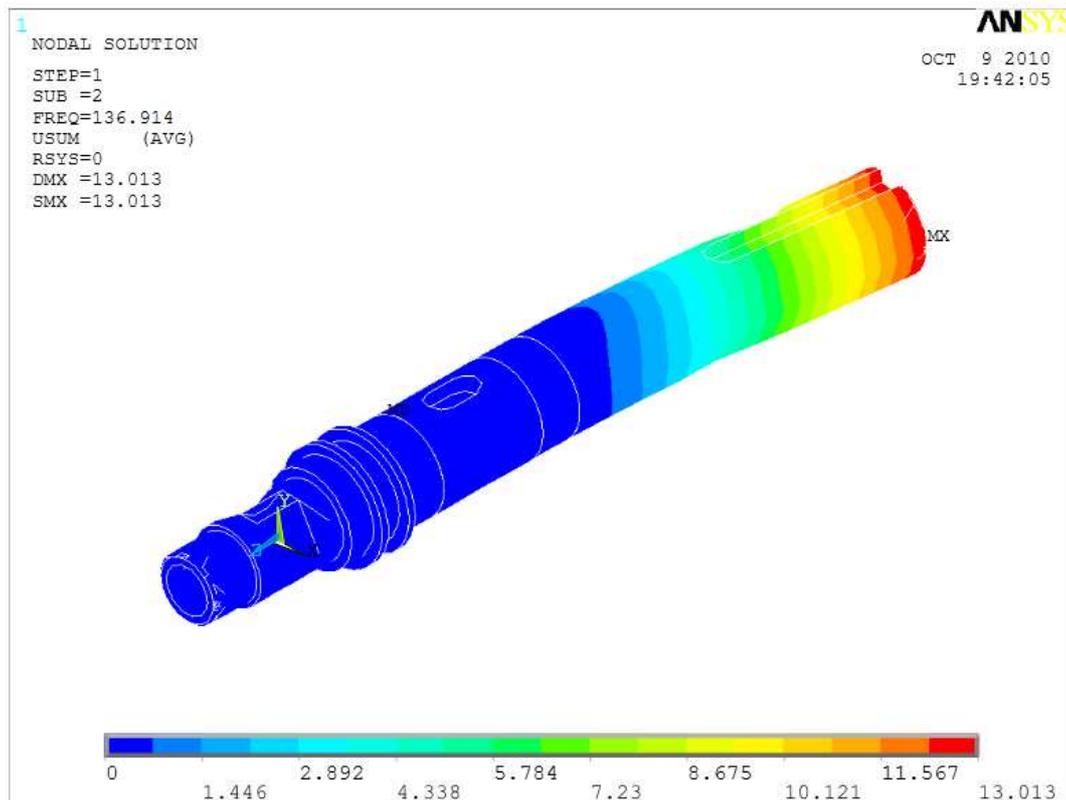


Figure 31 : Déplacements sur l'arbre de la mini-pompe.

3.4. Les roues dentées :

La pompe exige que les deux rotors tournent avec la même vitesse et avec un sens de rotation inverse donc les deux roues auront le même diamètre (pas de réduction), et l'engrenage extérieur assure par défaut le sens de rotation inversé.

3.4.1. Calcul du module :

m : Module.

F_t : Force tangentielle sur une dent.

k : Coefficient de largeur de denture (entre 6 et 12)

R_p : Résistance pratique du matériau de la dent [Mpa].

C : Couple moteur.

d_p : Diamètre primitif des roues.

P : Puissance.

N : Nombre de tours par minute.

$$m = 2.34 \sqrt{\frac{F_t}{k R_p}}$$

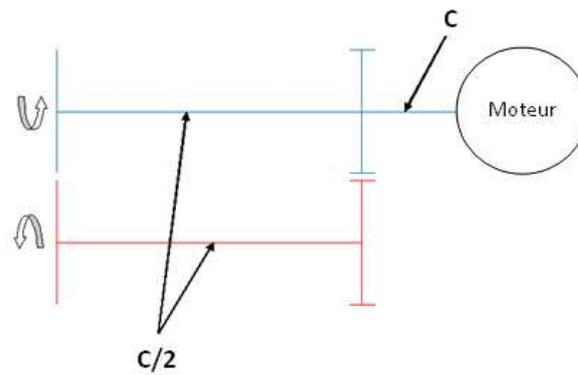


Figure 32 : transmission du couple au niveau de l'engrenage.

Chaque roue doit faire tourner un rotor, avec un couple égal à la moitié du couple moteur, chaque rotor exerce à son tour un couple résistant égal à $C/2$.

On sait que :

$$F_t = \frac{C/2}{d_p/2} = \frac{C}{d_p}$$

Aussi :

$$C = \frac{30P}{\pi N}$$

Enfin :

$$m = 2.34 \sqrt{\frac{30P}{\pi d_p N k R_p}}$$

Avec : $P = 34 \text{ wat}$, $d_p = 40 \text{ mm}$, $N = 300 \text{ tr/min}$, $k = 7$, $R_p = 100 \text{ Mpa}$.

$$m = 0,46$$

La valeur normalisé de m la plus proche :

$$m = 0,5$$

3.4.2. Calcul du nombre de dents :

Avec :

$$m = 0,5 \text{ et } d_p = 40 \text{ mm}$$

On a définit les paramètres essentiels de nos roues :

Nombre de dents : $Z = d_p/m = 80$

3.5. Les rotors :

Les rotors d'une pompe à lobes ont une forme bien spécifique, cette forme est tracée pour minimiser la création des tourbillons. Les trois (3) types de rotors les plus répandus sont :

- Bi-lobe (Figure 32-a).
- Tri-lobe (Figure 32-b).
- Multi-lobe (Figure 32-c).

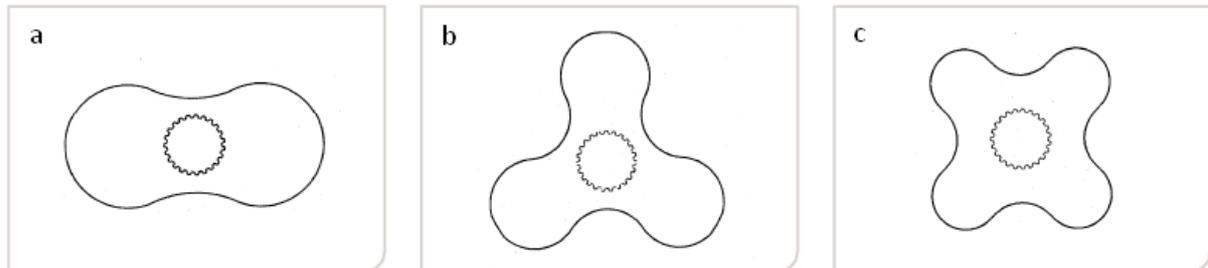


Figure 33 : Les différentes formes du rotor [27].

Le rotor Bi-lobe est utilisé pour les liquides comportant des particules solides. Le rotor Multi-lobe est utilisé pour les pompes à grande puissance. Le rotor Tri-lobe est le rotor le plus utilisé de ces trois, et le mieux adapté pour une mini-pompe.

3.5.1. La forme du rotor tri-lobes :

1. On trace les contours du rotors à lobes :
 - Extérieur : qui détermine les limites entre le rotor et le cartere.
 - Intérieur : qui délimite l'engrenement entre les deux rotors.

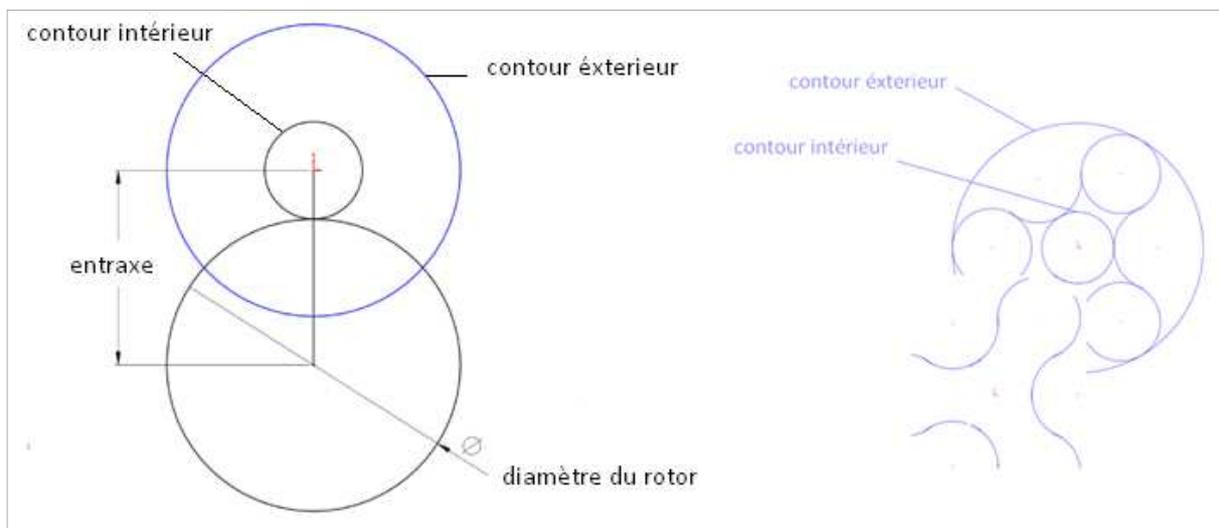


Figure 34 : Les contours intérieur et extérieur d'un rotor.

2. On trace les lobes, trois (3) cercles qui tangent le contour (cercle) extérieur, de diamètre égal à 0.8 à 1.2 fois le diamètre du cercle intérieur.
3. On trace les cavité, trois (3) cercles tangentant le cercle intérieur et les cercles qui constituent les lobes (**figure 34**).

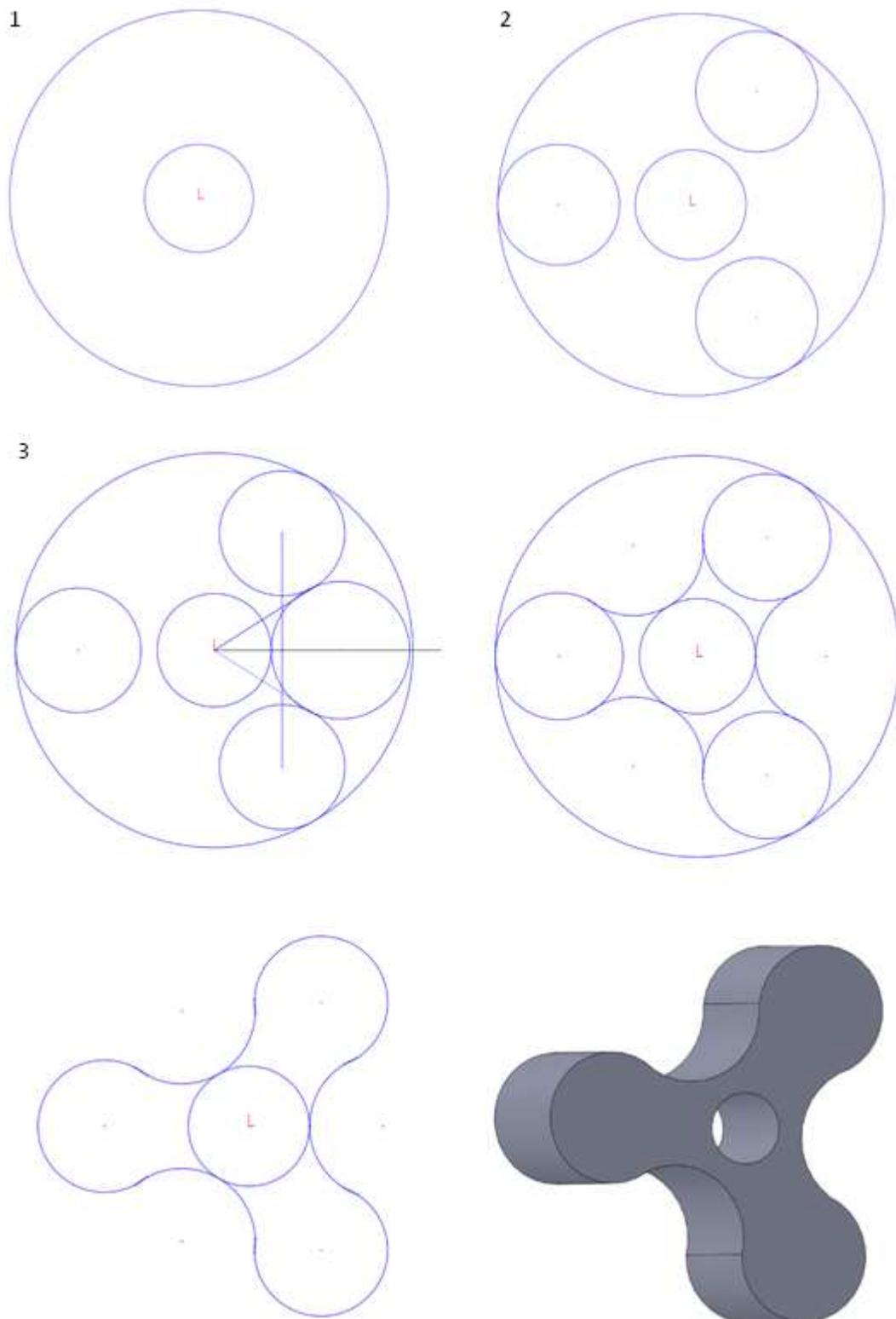


Figure 35 : tracé du rotor tri-lobes.

3.6. Vue éclatée de la mini-pompe :

Une vue en éclaté est la représentation de toutes les pièces d'un mécanisme complet comme si l'objet était éclaté de l'intérieur ce qui donne une vue sur toutes les pièces du mécanisme. Une vue en éclaté est généralement utilisée pour montrer le montage d'un mécanisme.

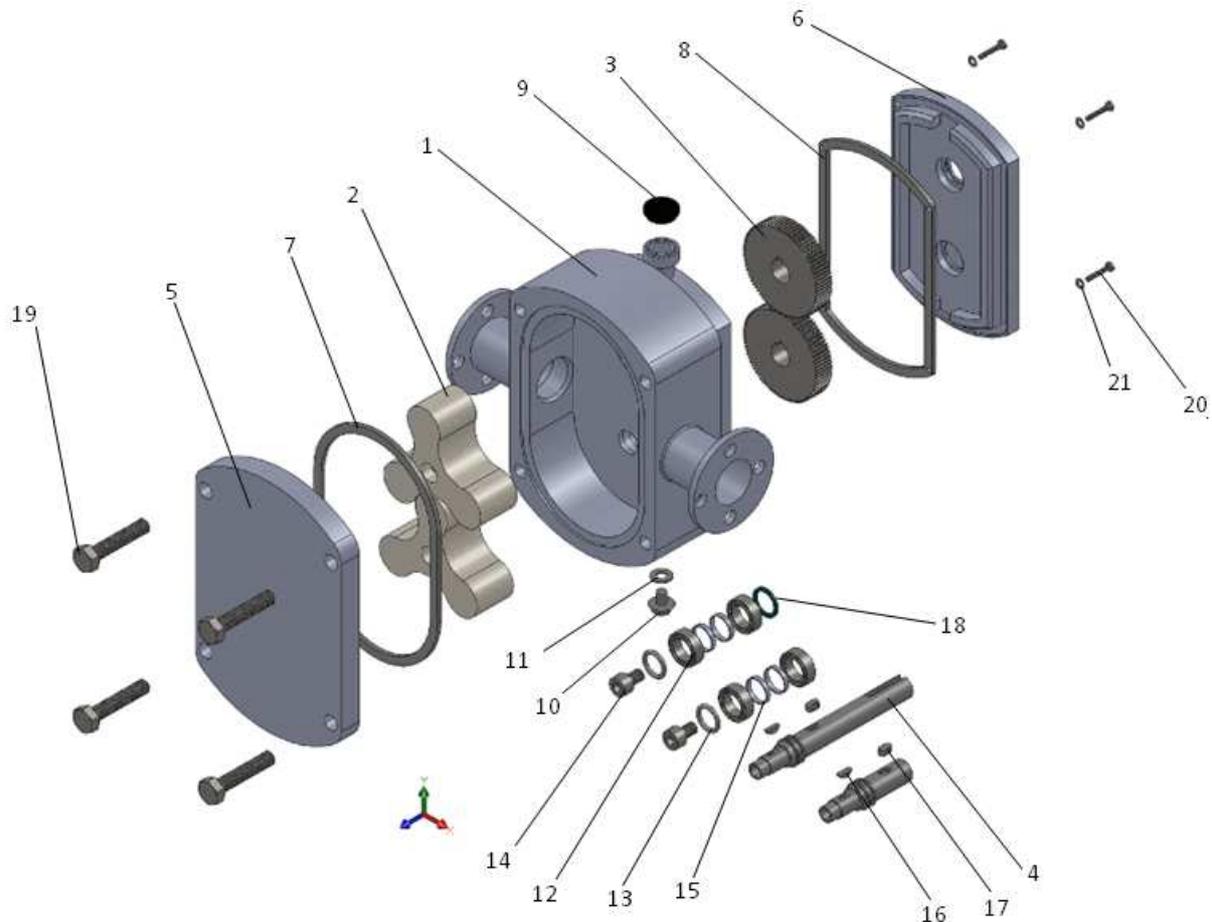


Figure 36: Vue éclatée de la mini-pompe.

1. corps de la pompe.	12. Roulement.
2. Rotor.	13. Joint torique.
3. Roue dentée.	14. Vis CHC.
4. Arbre.	15. Entretoise.
5. Couvert A.	16. Clavette disque.
6. Couvert B.	17. Clavette parallèle.
7. Joint plat du couvert A.	18. Joint feutre.
8. Joint plat du couvert B.	19. Vis à tête hexagonale.
9. Bouchon.	20. Vis à tête cylindrique bombée.
10. Bouchon à embase (vidange).	21. Rondelle.
11. Rondelle.	

Tableau 2 : Ensemble des pièces de la pompe.

3.7. Représentation des pièces :

3.7.1. Le corps de la mini-pompe :

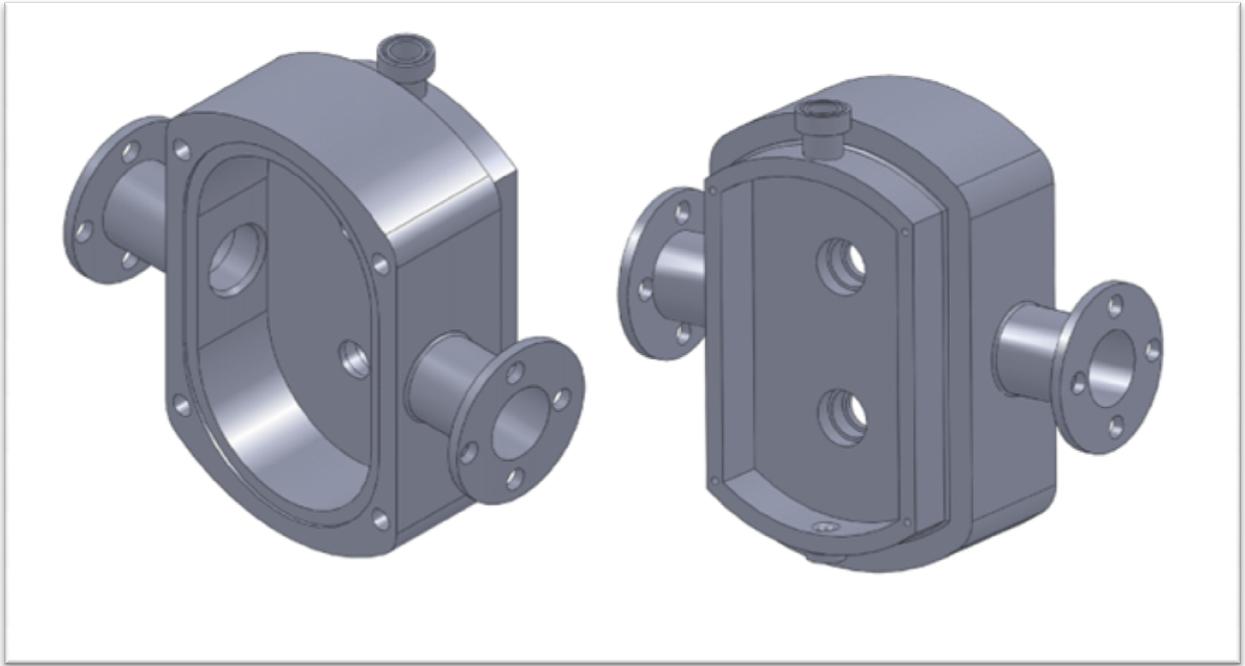


Figure 37 : Le corps de la mini-pompe ; vue en perspective avant et arrière.

3.7.2. Le rotor :

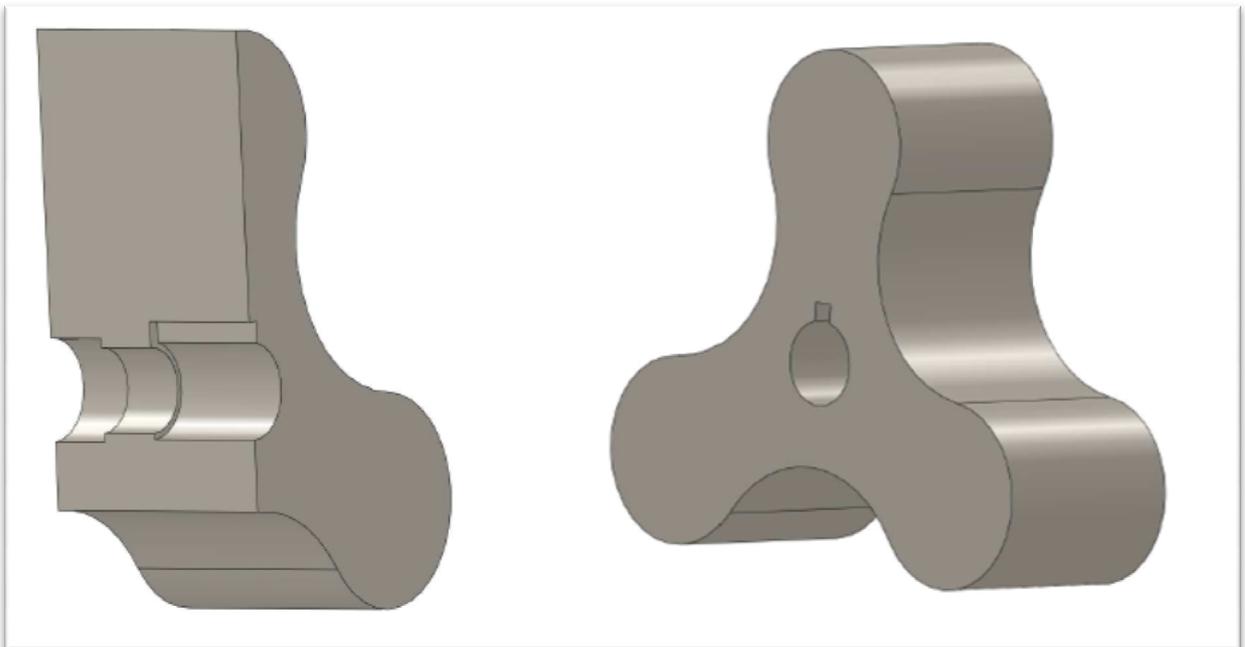


Figure 38 : Le rotor, une vue en perspective (à droite), et coupe (à gauche).

3.7.3. La roue dentée :

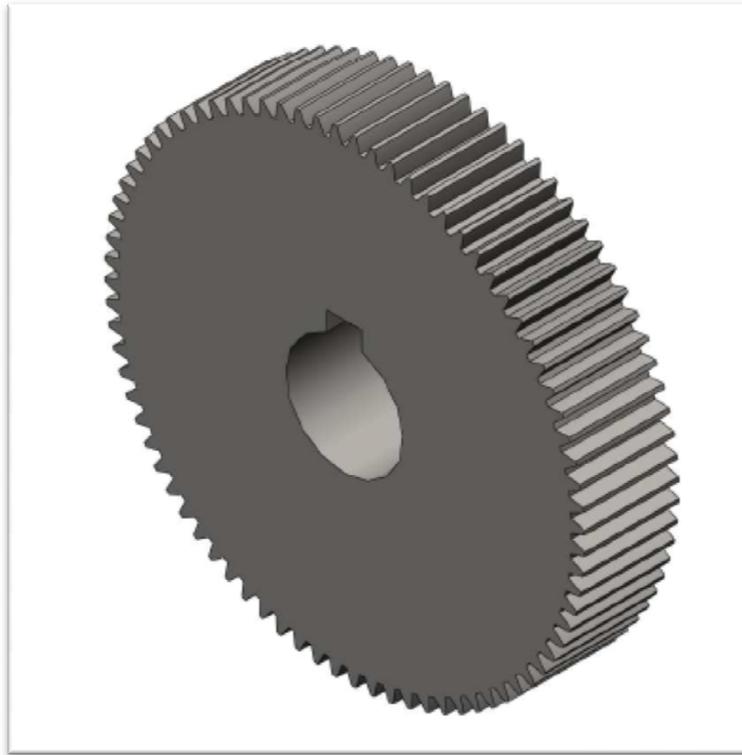


Figure 39 : Vue en perspective de la roue dentée.

3.7.4. L'arbre :



Figure 40 : Vue en perspective de l'arbre.

3.7.5. Les Couverts A et B :

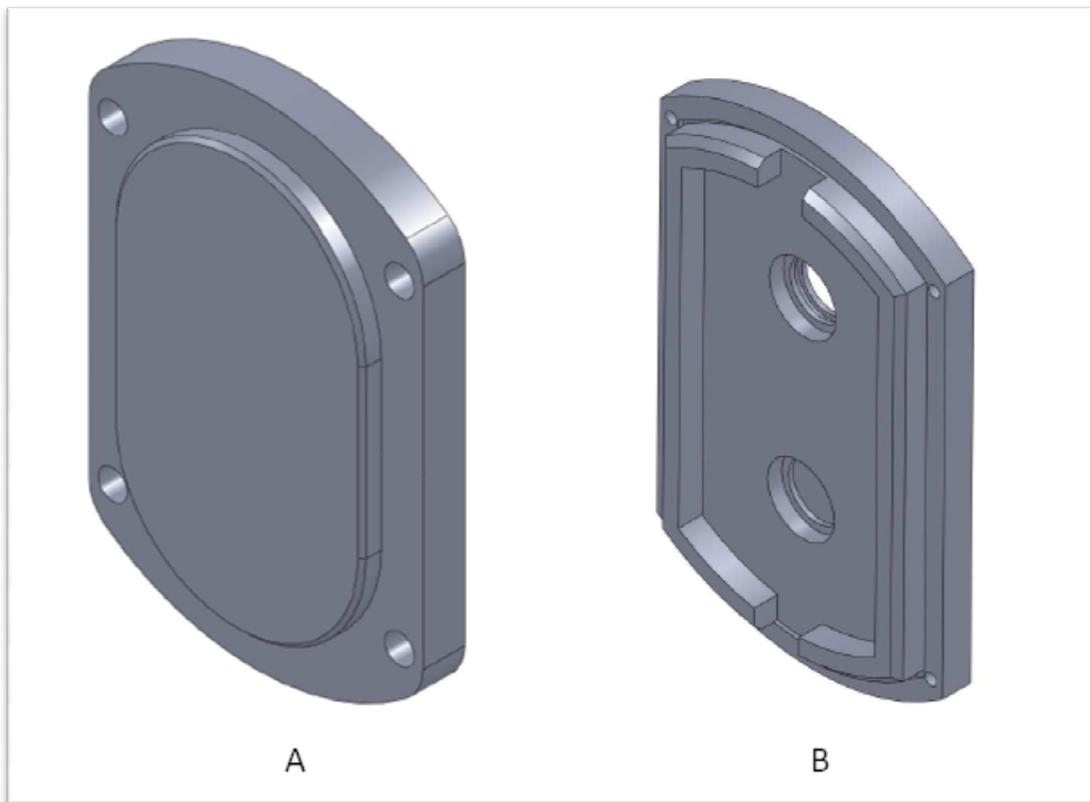


Figure 41 : Vue en perspective des couverts A et B .

3.8. Liaisons mécaniques :

3.8.1. Liaison arbre-rotor, clavettes disque ISO 3912 :

Les clavettes disque sont utilisées pour des arbres de petits diamètres transmettant de faibles couples (arbre pouvant être affaibli par le logement d'une clavette disque), le fraisage du logement est particulièrement simple [22].

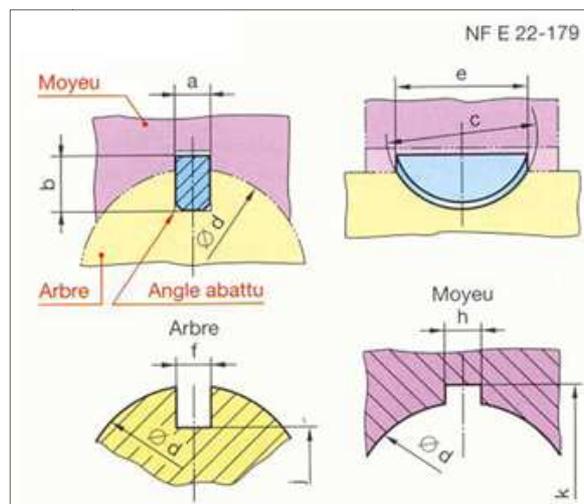


Figure 42 : Clavette disque [22].

Les dimensions de la clavette ainsi que de son logement (représentée ci-dessus) sont déterminées à partir des tableau :

1. Détermination de **a** : On utilise le tableau des clavettes parallèles, pour déterminer la valeur de **a** en fonction du diamètre de l'arbre.

d	a	b	s	j	k	d	a	b	s	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	0,16	d - 1,2	d + 1	58 à 65	18	11	0,6	d - 7	d + 4,4
8 à 10	3	3	0,16	d - 1,8	d + 1,4	65 à 75	20	12	0,6	d - 7,5	d + 4,9
10 à 12	4	4	0,16	d - 2,5	d + 1,8	75 à 85	22	14	1	d - 9	d + 5,4
12 à 17	5	5	0,25	d - 3	d + 2,3	85 à 95	25	14	1	d - 9	d + 5,4
17 à 22	6	6	0,25	d - 3,5	d + 2,8	95 à 110	28	16	1	d - 10	d + 6,4
22 à 30	8	7	0,25	d - 4	d + 3,3	110 à 130	32	18	1	d - 11	d + 7,4
30 à 38	10	8	0,4	d - 5	d + 3,3	130 à 150	36	20	1,6	d - 12	d + 8,4
38 à 44	12	8	0,4	d - 5	d + 3,3	150 à 170	40	22	1,6	d - 13	d + 9,4
44 à 50	14	9	0,4	d - 5,5	d + 3,8	170 à 200	45	25	1,6	d - 15	d + 10,4
50 à 58	16	10	0,6	d - 6	d + 4,3	200 à 230	50	28	1,6	d - 17	d + 11,4

Nota : L'emploi d'une clavette, sur un arbre de dimension supérieure, est possible.

Tableau 3 : dimensions des clavettes parallèles en fonction du diamètre de l'arbre.

Pour cette partie de l'arbre (en liaison avec le rotor) on a :

$$d = 8 \text{ mm} \text{ Donc : } a = 2 \text{ mm}$$

2. Détermination des autres dimensions : Pour la détermination des dimensions restantes on utilise le tableau ci-dessous :

a*	b	c	e	f	j	h	k
h9	h11	h11	h11	P9	h11	E9	H13
1,5	2,6	7	6,5	1,5	d - 1,8	1,5	d + 0,9
2	2,6	7	6,5	2	d - 1,8	2	d + 0,9
2,5	3,7	10	9	2,5	d - 2,7	2,5	d + 1,1
3	3,7	10	9	3	d - 2,7	3	d + 1,2
	5	13	11,5		d - 4		d + 1,2
	6,5	16	15		d - 5,5		d + 1,2
4	5	13	11,5	4	d - 3,5	4	d + 1,8
	6,5	16	15		d - 5		d + 1,8
	7,5	16	17,5		d - 6		d + 1,8
5	6,5	16	15	5	d - 4,5	5	d + 2,3
	7,5	19	17,5		d - 5,5		d + 2,3
	9	22	20,5		d - 7		d + 2,3
6	9	22	20,5	6	d - 6,5	6	d + 2,8
	10	25	23		d - 7,5		d + 2,8
	11	28	25,5		d - 8,5		d + 2,8
	13	32	30		d - 10,5		d + 2,8
8	11	28	25,5	8	d - 8	8	d + 3,3
	13	32	32		d - 10		d + 3,3

Tableau 4 : dimensions des clavettes disque, en fonction de a.

NB : On choisit la valeur de (a) à partir du tableau 1 en fonction du diamètre de l'arbre.

Pour $a = 2 \text{ mm}$ on a :

$b = 2,6 \text{ mm}$, $c = 7 \text{ mm}$, $e = 6,5 \text{ mm}$, $j = 6,8 \text{ mm}$, $k = 9 \text{ mm}$.

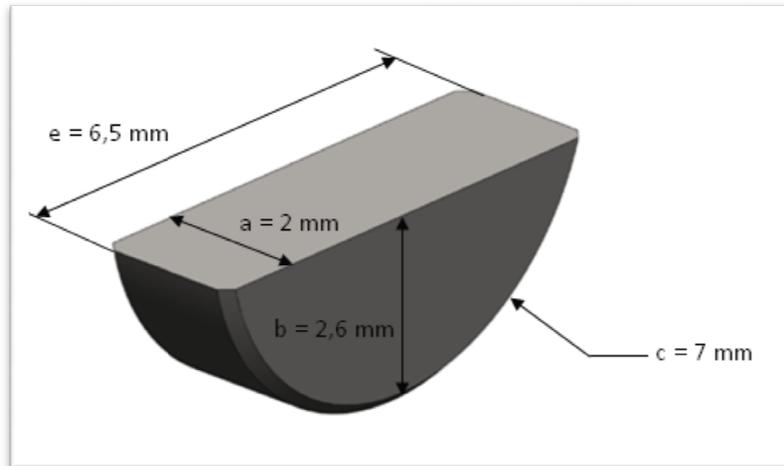


Figure 43 : dimensions de la clavette disque utilisé pour la liaison arbre rotor ISO 3912 2x2.6x7-N.

3.8.2. Liaison arbre-roue dentée, clavettes parallèles :

Le logement à bouts droits est d'exécution aisée (par fraise disque). Il présente cependant, les inconvénients d'être encombrant, et de moins bien maintenir la clavette que le logement à bouts ronds. Pour une mini-pompe on ne peut pas se permettre l'encombrement causé par un logement à bouts droits, on choisit donc une clavette parallèle à bouts ronds [22].

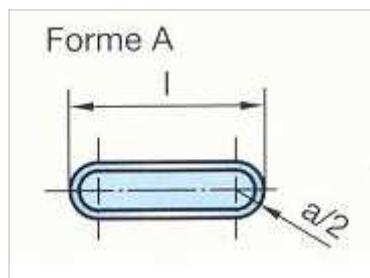


Figure 44 : clavette parallèle à bouts ronds.

Déterminons les dimensions de cette clavette en utilisant le tableau précédent (tableau 1 des clavettes parallèles) :

Pour cette partie de l'arbre (en liaison avec le la roue dentée) on a :

$$d = 10 \text{ mm} \text{ Donc : } a = 3 \text{ mm}$$

Du tableau 1 : $b = 3 \text{ mm}$, $l = 6 \text{ mm}$, $f = 2 \text{ mm}$, $j = 8,2 \text{ mm}$, $h = 2 \text{ mm}$, $k = 11,4 \text{ mm}$.

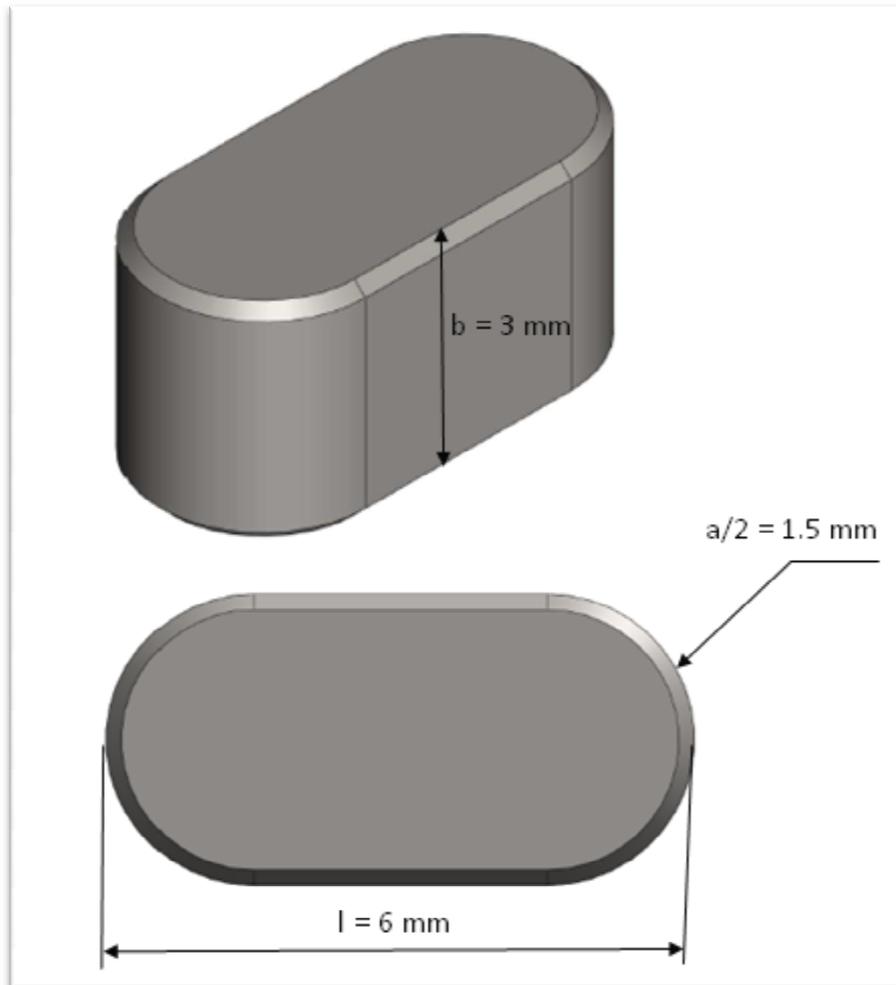


Figure 45 : dimensions de la clavette parallèle utilisé pour la liaison arbre roue dentée JIS1301 3x3x6.

3.8.3. Les liaisons pivot (roulement) :

Le guidage en rotation pour notre mini-pompe doit assurer les fonctions suivantes :

3. Positionner l'arbre et le logement : en termes de jeu et de précision de guidage, on doit assurer une très bonne précision à cause des dimensions réduites de la pompe.
4. Permettre un mouvement relatif (rotation) : en terme de rendement, les pertes par frottement doivent être minimisées au maximum, du fait de la puissance assez faible que produit la pompe.
5. Transmission des efforts : la liaison pivot doit supporter les charges appliquées.

Pour répondre à ces exigences de précision de guidage et de bon rendement on doit choisir l'option roulement. Du fait de la longueur assez réduite de l'arbre, on peut utiliser les roulements à billes. Ce type de roulement satisfait parfaitement nos exigences en terme de précision.

Dimensions des roulements radiales à billes utilisés (normalisation ISO) :

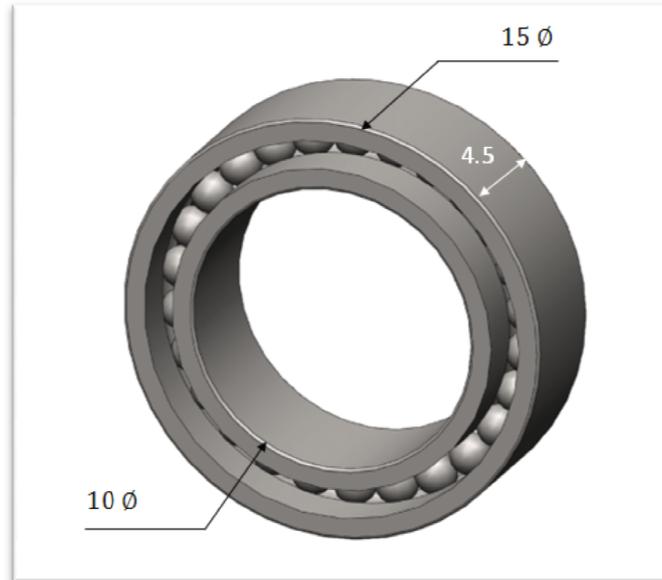


Figure 46 : dimensions de l'un des roulements utilisés ISO 15 RBB - 3710.

3.8.4. Les liaisons de fixation :

1. La vis à tête hexagonale ISO 4017 :

C'est le type de vis le plus utilisé. Il permet une bonne transmission du couple de serrage [22] donc une bonne fixation. On l'utilise pour fermer le corps de la pompe avec le couvert A (coté rotor), afin d'avoir une bonne étanchéité, et une bonne résistance aux forces de pression exercées par le fluide.



Figure 47 : Vis à tête hexagonale.

2. La vis CHC ISO 4762 :

La vis CHC (Cylindrique Hexagonale creuse) connue aussi sous le nom de vis à tête cylindrique à six pans creux ; a une capacité de transmission du couple de serrage un peu plus faible que celle des modes d'entraînement hexagonal ou carré.

Elle présente notamment l'avantage :

- D'une absence d'arrêtes vives extérieures (sécurité, esthétique...)
- D'un mode d'entraînement de faible encombrement [22]. Ce qui est très intéressant pour une mini-pompe.

Cette vis est la mieux adaptée pour fixer le rotor sur l'arbre, tout en s'incrustant parfaitement dans le rotor (**figure 47-B**).

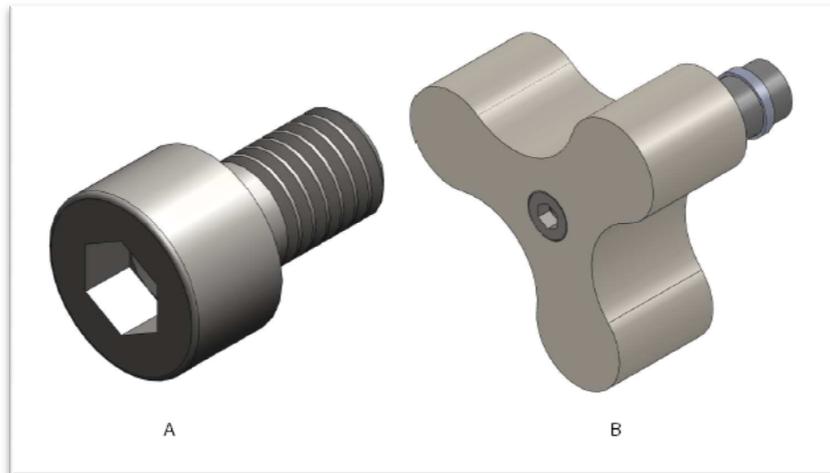


Figure 48 : (A) Vis CHC, (B) l'incrustation de la vis CHC dans le rotor.

3. La vis à tête cylindrique bombée large à empreinte cruciforme ISO 7045:

Ces vis sont utilisées pour des assemblages à faible sollicitations mécanique exigeant sécurité et esthétique [22]. On l'utilise pour fermer le corps de la pompe avec le couvert B (coté engrenage), parce qu'on n'a pas de forces de pression exercées sur le couvert. On utilise une rondelle plate avec cette vis pour avoir une meilleure surface de pression.



Figure 49 : Vis à tête cylindrique bombée large à empreinte cruciforme ISO 7045.

3.9. Garnitures mécaniques :

3.9.1. Joint torique pour l'étanchéité :

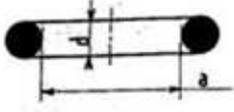
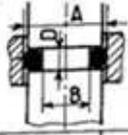
Un joint torique est une forme moderne du joint d'étanchéité [23].

Utilisation : Le joint torique convient aux applications statiques et aux applications cinétiques :

Aux mouvements de translation en premier lieu, mais aussi aux mouvements de rotation jusqu'à une vitesse lineaire de 300 m/min. L'étanchéité peut être assurée jusqu'à une pression de 1000 bars. Un joint torique est constitué avec des mélanges extrêmement divers (à base de caoutchouc et d'élastomères) appelés « joinfranite » par le fabricant. Les métaux convenant le mieux aux montages avec étanchéité cinétique par bague R sont les aciers, viennent en suite les métaux cuivreux, les alliages légers sont aussi proscrits.

En principe le diamètre moyen d'un joint et le diamètre moyen de la gorge recevant le joint doivent être identiques. En pratique un joint admet une légère extension de 2 à 5 % [22].

- Dimensions du joint torique : On se réfère au tableau ci-dessous [24] :

Réf. L.J.F.	d	a	A		B +0,1 0	D +0,1 0
			min.	max.		
R 0		2,4	5,45	5,65		
R 1		2,6	5,6	6		
R 2		3,4	6,4	6,8		
R 3		4,2	7,2	7,7		
R 4		4,9	7,9	8,4		
R 5	1,9 ±0,08	5,7	8,7	9,3	A - 3,1	2,5
R 5a		6,4	9,4	10		
R 6		7,2	10,2	11		
R 6a		8	11,2	11,8		
R 7		8,9	11,9	12,8		
R 8		8,9	13,4	14,3		
R 9		10,5	14,9	16,1		
R 10		12,1	16,5	17,8		
R 11	2,7 ±0,08	13,6	18	19,4	A - 4,6	3,4
R 12		15,1	19,6	21		
R 13		16,9	21,3	22,5		
R 14		18,4	22,8	24,5		
R 15		18,3	24,6	26		
R 16		19,8	26,2	27,2		
R 17		21,3	27,5	29		
R 18		23	29,2	30,6		
R 19		24,6	30,8	32,3		

Tableau 5 : dimensions des joints toriques et des gorges associées.



Figure 49 : dimensions du joint torique utilisé.

- Dimensions du logement (la gorge) :

En se référant au même tableau on détermine les dimensions de la gorge sur l'arbre qui doit contenir le joint torique :

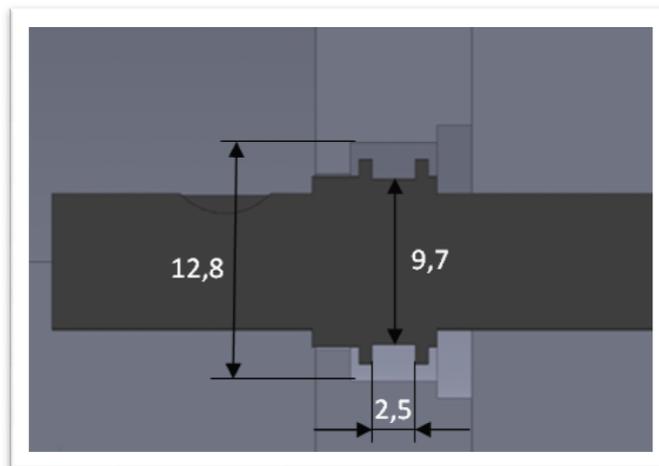


Figure 51 : dimensions du logement du joint torique utilisé (la gorge).

3.9.2. Joint feutre :

Les joints feutres sont de conception très simple et sont le plus souvent utilisés pour une lubrification à la graisse. Ils permettent de retenir la poussière et de petites particules, mais ne sont pas étanches à l'huile.

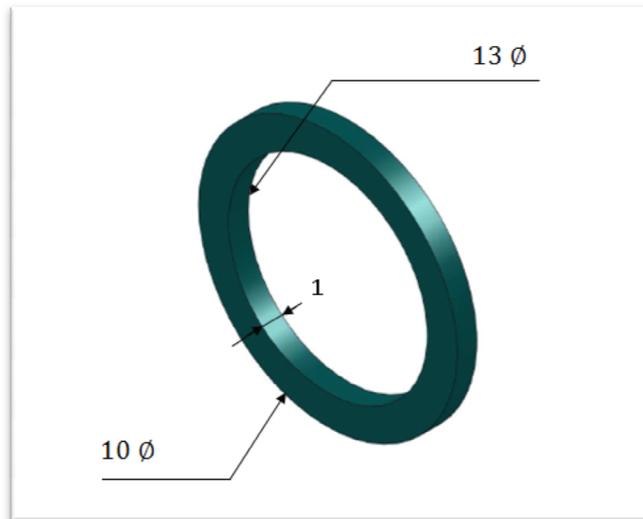


Figure 52 : dimensions du joint feutre.

3.9.3. Joints des couverts A et B :

Les joints sont utilisés pour obtenir l'étanchéité d'une enceinte d'un mécanisme [22]. Les joints des couverts A et B, sont des joints statiques parce qu'ils se situent entre deux pièces sans mouvement relatif.

Les joints statiques les plus répons sont les joints plats. Ces joints sont généralement découpés à partir d'un matériau en feuilles. Le choix du matériau du joint est fonction des exigences de fonctionnement.

- **Matériau du joint A « Chloroprène » :**
Le joint du couvert A est exposé au changement de température de l'enceinte de la pompe, avec une plage de température de fonctionnement assez large (-20°C à $+90^{\circ}\text{C}$ [22]), et une insolubilité dans l'eau et alcools, le chloroprène est le matériau le mieux adapté pour notre joint, (rappelons que le fluide caloporteur est l'eau + un alcool).
- **Matériau du joint B « Fibres de cellulose imprégnées et plastifiées à la gélatine » :**
Il présente une bonne tenue aux huiles.

Remarque :

Pour garantir l'étanchéité de l'enceinte de la pompe, il faut changer le joint du couvert A, à chaque ouverture. En effet, lors du serrage on a un écrasement du joint jusqu'à ce que le couvert touche le corps de la pompe, et une fois le couvert enlevé, le joint reste écrasé et ne joue plus bien son travail.

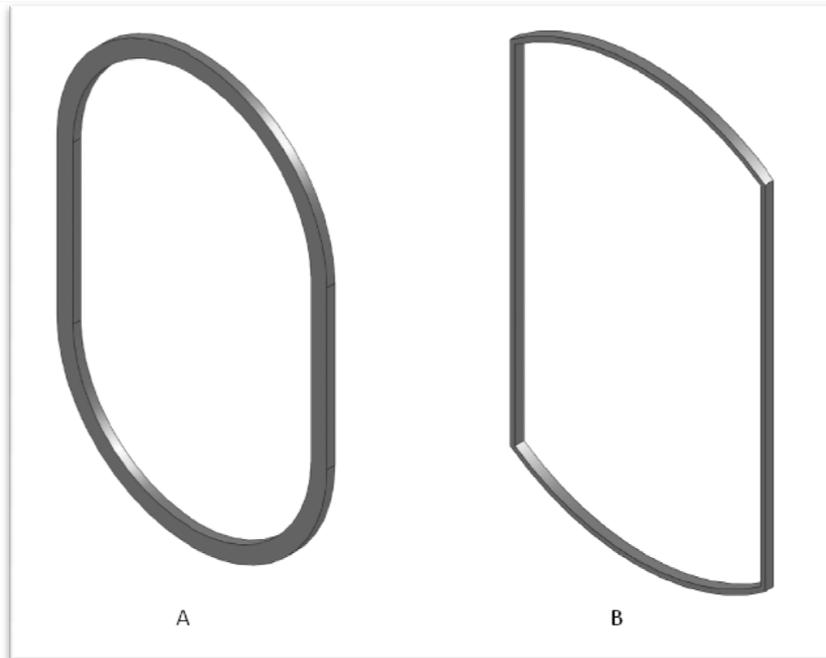


Figure 53 : (A) Le joint du couvercle A, (B) Le joint du couvercle B.

3.9.4. Entretoise :

Une entretoise est une pièce en forme de tube destinée à maintenir constant l'écart entre deux autres pièces. Ce type de pièce peut prendre des formes et des dimensions très différentes selon son utilisation. Pour notre cas on utilise une entretoise cylindrique, avec une ouverture de trois millimètres (3 mm) pour pouvoir facilement la retirer (la faire glisser), lors du démontage (sinon, on devrait démonter les clavettes de leurs logements).

3.9.5. Bouchon à embase :

Le bouchon à embase est constitué d'une collerette offrant une plus grande surface de contact avec la pièce d'appui. Cette disposition donne une diffusion plus large des efforts, et est utilisé pour boucher un trou. Ce bouchon nous permet de faire la vidange.



bouchon à embase.

3.10. Représentation de la pompe, assemblage des pièces :

3.10.1. Vue en perspective avant :

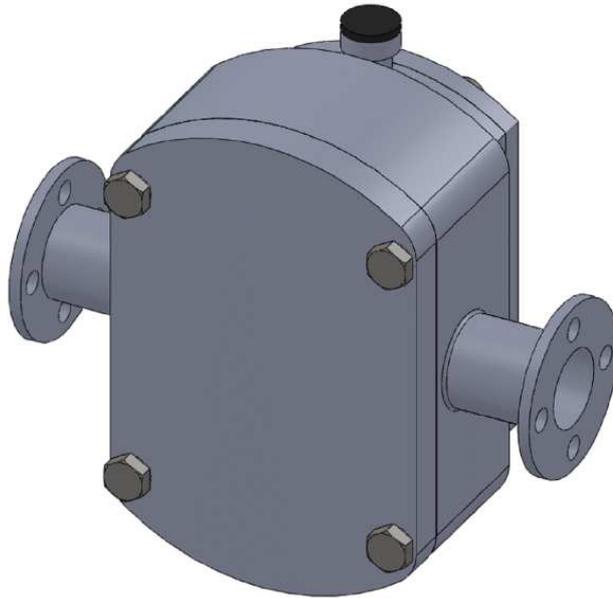


Figure 56 : Vue en perspective avant avec le couvert A.

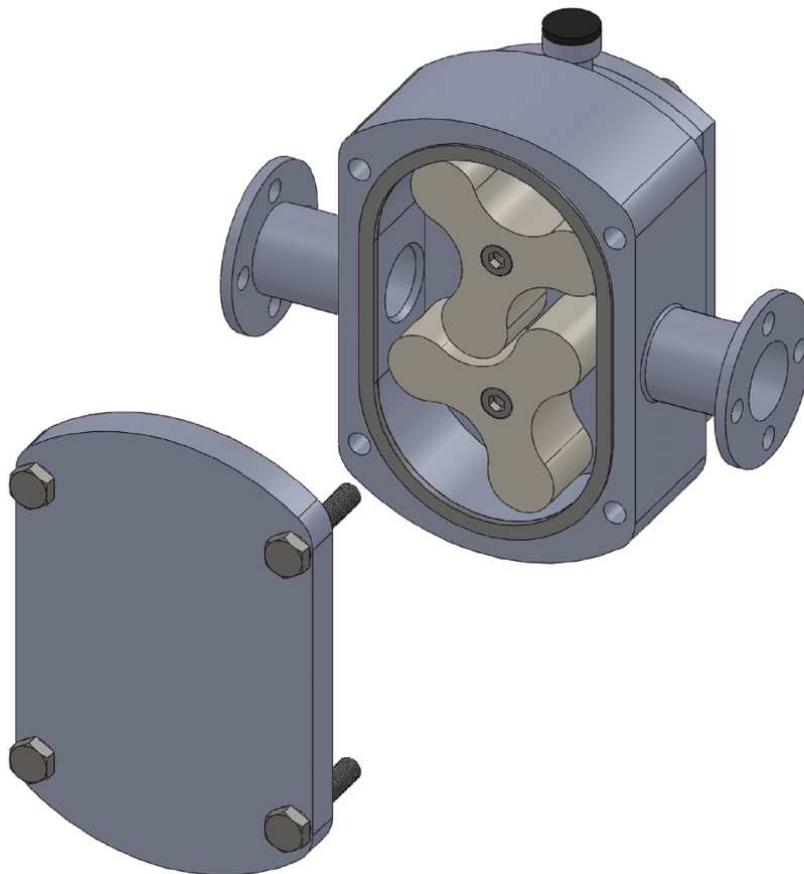


Figure 57 : Vue en perspective avant sans le couvert A.

3.10.2. Vue en perspective arrière :

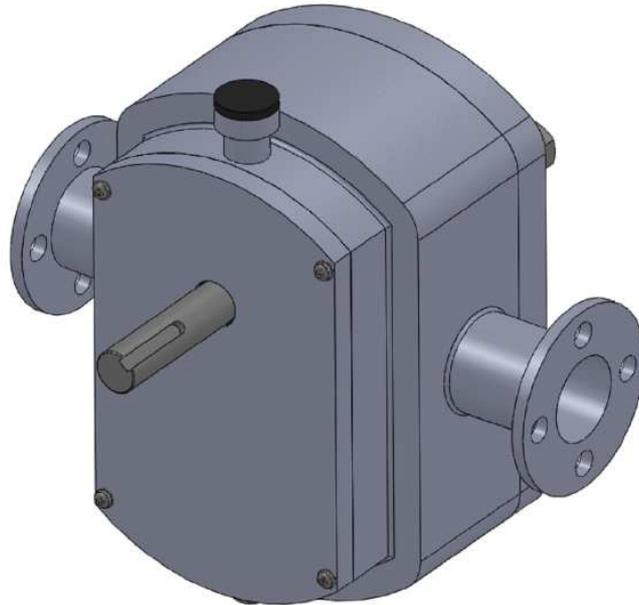


Figure 58 : Vue en perspective arrière avec le couvert B.

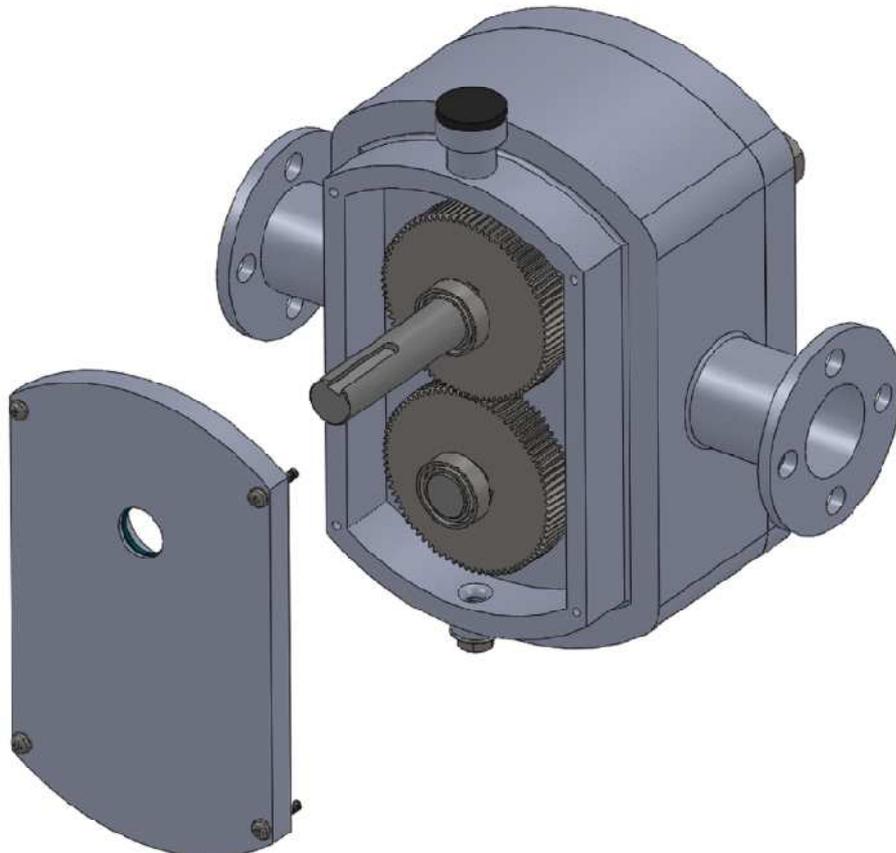


Figure 59 : Vue en perspective arrière sans le couvert B.

3.10.3. Vue en coupe :

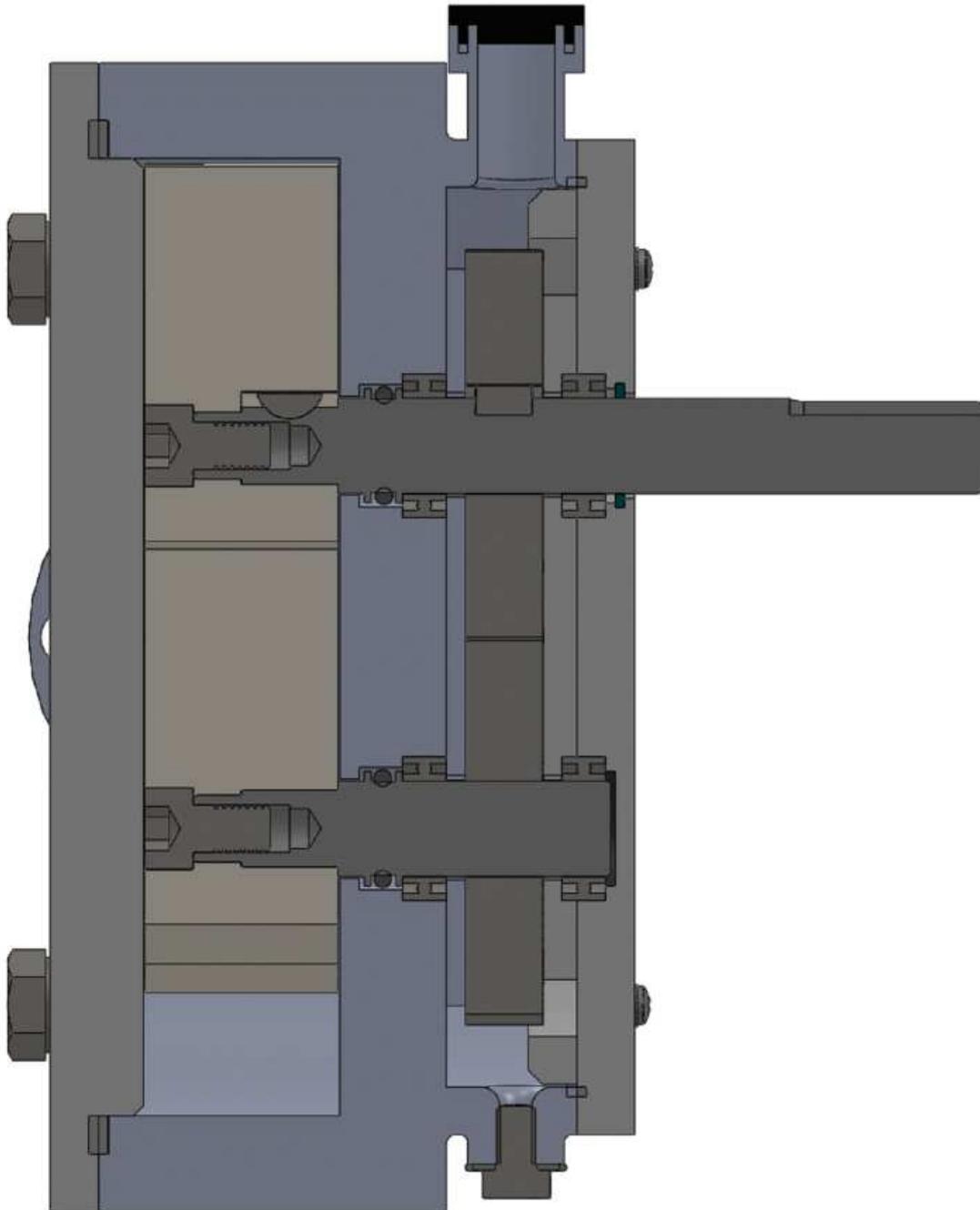


Figure 60 : Vue en coupe de la pompe.

Chapitre IV

La mini-pompe dans un
système de réfrigération
magnétique

4. CHAPITRE VI : LA MINI-POMPE DANS UN SYSTEME DE REFRIGERATION MAGNETIQUE

4.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons illustrer le rôle que joue la pompe dans un système de réfrigération magnétique, qui est de vaincre les pertes de charges du réseau, et de déplacer le fluide caloporteur avec un certain débit. Nous monterons les pertes de charge éventuelles dans un système de réfrigération magnétique et nous ferons le lien entre ces pertes de charge, et la puissance de la pompe ; aussi entre le débit à fournir et la vitesse de la pompe (nombre de tours par minute).

Enfin nous présenterons un programme (Borland C++ builder 5), qui va calculer les pertes de charges dans un réseau de réfrigération magnétique, et nous donner le mode de fonctionnement de la pompe, à partir des données concernant les propriétés du fluide, les caractéristiques de la conduite, la forme et le nombre des singularités.

4.2. Les performances de la pompe :

4.2.1. Le volume déplacé par tour :

Le volume déplacé par tour représente, le volume du fluide balayé pour un tour complet du rotor, il est égal au produit de l'espace compris entre le rotor et le corps de la pompe (l'espace jaune de la **figure 60-a**), par la hauteur du rotor (h). Pour calculer ce volume on procède comme suit :

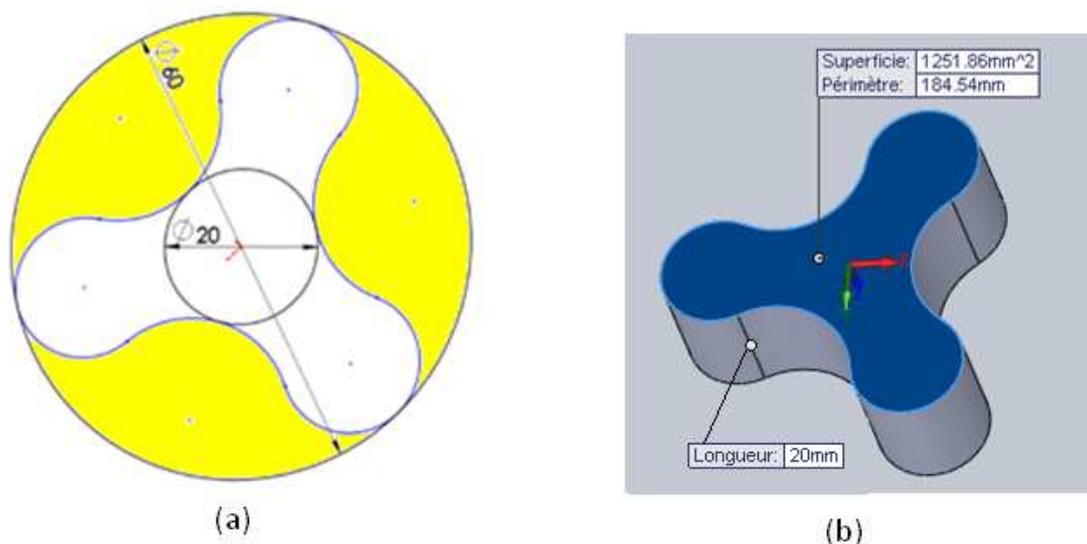


Figure 61 : (a) Le volume déplacé par tour, (b) caractéristiques géométriques du rotor.

- Calcul de l'aire de la face du dessus du rotor A_r :
Le logiciel Solidworks nous donne directement sa valeur, **figure 60-b** :

$$A_r = 1251,86 \text{ mm}^2$$

- Calcul de l'air essuyé par tour (jaune) A_d :

$$A_d = \pi d_r^2 - A_r$$

$$A_d = \pi 30^2 - 1251,86$$

$$A_d = 1575,57 \text{ mm}^2$$

- Calcul du volume déplacé par le rotor sur un tour :

$$v_{d1} = A_d \cdot h$$

$$v_{d1} = 1575,57 \cdot 20$$

$$v_{d1} = 30511,4 \text{ mm}^2/\text{tour}$$

$$v_{d1} = 0,03 \text{ l/tour}$$

- Mais on a deux (2) rotors, donc le volume théorique déplacé par un tour de l'arbre moteur vaut :

$$v_d = 0,06 \text{ l/tour}$$

4.2.2. Les rendements :

Pour une mini-pompe à lobes rotatifs (de faible puissance) et avec un fluide à faible viscosité (eau+antigel) le rendement global vaudrait (annexe 2) :

$$\eta_g = 75 \%$$

Et le rendement volumétrique [27] :

$$\eta_v = 85 \%$$

4.2.3. Le débit :

On a d'après (§ 4.2.1) : $v_d = 0,06 \text{ l/tr}$

La vitesse de rotation maximale : $N_{max} = 300 \text{ tr/min}$

$$Q_{th \max} = v_d \cdot N_{max}$$

$$Q_{th \max} = 18 \text{ l/min} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{re \max} = \eta_v \cdot Q_{th \max}$$

$$Q_{re \max} = 15,3 \text{ l/min} = 2,55 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

4.2.4. La puissance :

On se fixe l'énergie maximale que peut fournir la pompe au fluide :

$$\Delta p_{max} = 1 \text{ bar} = 10^5 \text{ pa}$$

$$P_{max} = Q_{re \max} \cdot \Delta p_{max} = 25,5 \text{ wat}$$

P_{max} Représente La puissance hydraulique maximale, acquise par le fluide au cours de son passage dans la pompe.

La puissance mécanique reçue par la pompe sur l'arbre moteur est (C'est sur la base de cette puissance qu'on a dimensionné les différents organes de notre mini-pompe) :

$$P_a = P_{max} / \eta_g$$

$$P_a = 34 \text{ wat}$$

4.3. Les pertes de charge dans un réseau de réfrigération magnétique (1^{er} partie du programme) :

Nous allons Sitter l'origine des pertes de charge éventuelles dans un réseau de réfrigération magnétique :

4.3.1. Les pertes de charge linéaires :

Lorsqu'une certaine quantité d'eau circule à travers une installation, cela provoque un frottement. Les molécules d'eau frottent contre la paroi intérieure de la tuyauterie [28]. Entre deux points séparés par une longueur L, dans un tuyau de diamètre D, et de rugosité absolue ε , apparaît une chute de pression Δp exprimée sous la forme suivante :

$$\Delta p_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2}$$

f : est un coefficient sans dimension appelé coefficient de perte de charge linéaire.

- Calcul des pertes de charge linéaire :

1. On calcule le rapport des forces de viscosité et des forces d'inertie. Ce rapport de forces est caractérisé par le nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

v : vitesse caractéristique de l'écoulement (la vitesse moyenne dans la section).

D : Diamètre de la conduite.

2. Suivant la valeur de Re deux cas se présente :

a. $Re < 2300$: L'écoulement est laminaire et on a : $f = \frac{64}{Re}$

b. $Re > 2300$: L'écoulement est turbulent, on tire f de La formule de Colebrook

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

On peut aussi utiliser le diagramme de Moody pour avoir la valeur de f en fonction du nombre Reynolds Re et de la rugosité relative ε/D .

Remarque :

Pour notre programme il est plus simple d'utiliser la formule de Colebrook, le calcul de f se fera par une méthode itérative, où on retourne la valeur f quand E sera inférieur ou égale à une valeur qu'on se fixe (valeur très proche du zéro) tel que :

$$E = \left| \frac{1}{\sqrt{f}} + 2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \right|$$

4.3.2. Les pertes de charge singulières :

Lorsque l'eau rencontre sur son parcours un obstacle local tel qu'une vanne, un té, un coude, ou un échangeur..., il se crée des turbulences causant également des pertes de pression. Les pertes de charge singulières dépendent de la nature des obstacles [28], et s'expriment comme suit :

$$\Delta p_s = K \frac{\rho v^2}{2}$$

K est appelé coefficient des pertes de charge singulières.

$$K = \sum_i K_i$$

K_i est le coefficient de perte de charge singulière pour une singularité.

La détermination des coefficients K_i est expérimentale. On tire la valeur de chaque coefficient à partir des tables, ou des abaques en fonction des caractéristiques géométriques de la singularité en question.

En ce qui concerne notre programme, on forme une base de données qui associe au type et aux dimensions de chaque singularité la valeur du coefficient K_i qui lui correspond ; sous forme d'un tableau incrusté dans le programme.

- Les singularités envisageables dans un système de réfrigération magnétique :
 - Singularité ordinaire d'un réseau hydraulique : voir (annexe 3).
 - Le lit régénérateur et les échangeurs de chaleur : On opte pour un lit régénérateur et des échangeurs de chaleur analogues (identiques) ce sont Le lit régénérateur en plaques, et l'échangeur à plaques.

NB :

Le calcul des pertes de charge pour le lit régénérateur et l'échangeur est similaire, c'est la conséquence de notre choix de modèles analogues.

Pour calculer la perte de charge dans le lit régénérateur (idem les échangeurs), nous procédons comme suit :

- i- Calcul du diamètre hydraulique :

$$D_h = \frac{4S_c}{P_c}$$

S_c Aire de la section de passage.

P_c Périmètre de la section de passage.

$$S_c = e_r w \quad \text{et} \quad P_c = 2(e_r + w)$$

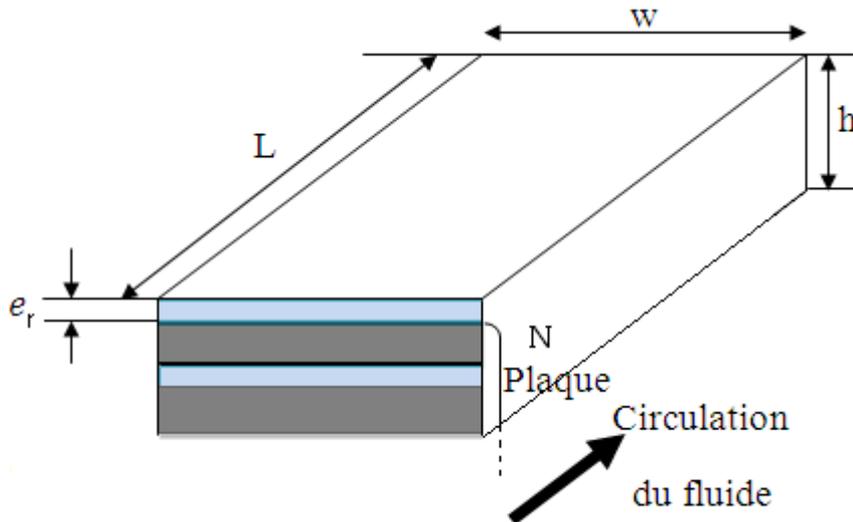


Figure 62 : représentation de deux passages dans le lit régénérateur.

- ii- Calcul du nombre de Reynolds associé :

$$Re = \frac{\rho v_m D_h}{\mu}$$

$$v_m = \frac{\dot{m}}{\rho S_{cT}}$$

S_{cT} est l'aire de la section de passage totale pour tous les passages, on a :

$$S_{cT} = N S_c$$

- iii- Calcul de la perte de charge Δp_r :

$$\Delta p_r = f_r \frac{L_r}{D_h} \frac{\rho v_m^2}{2}$$

La valeur de f_r est calculer de la même façon que (§ 4.3.1) selon que le régime d'écoulement est laminaire ou turbulent.

4.4. La vitesse de rotation et la puissance de la pompe (2ème partie du programme) :

4.4.1. La vitesse de rotation (n [tr/min]) :

$$n = \frac{Q_{th}}{v_d}$$

$$Q_{th} = \frac{Q_{re}}{\eta_v}$$

Q_{th} : Le débit volumique théorique. Q_{re} : Le débit volumique réel. v_d : Le volume déplacé par tour.

4.4.2. La puissance (P [watt]) :

- La puissance effective :

$$P_{ef} = Q_{re} \Delta p$$

Δp : Perte de charge totale.

- La puissance du moteur :

$$P_m = \frac{P_{ef}}{\eta_g}$$

4.5. Structure du programme :

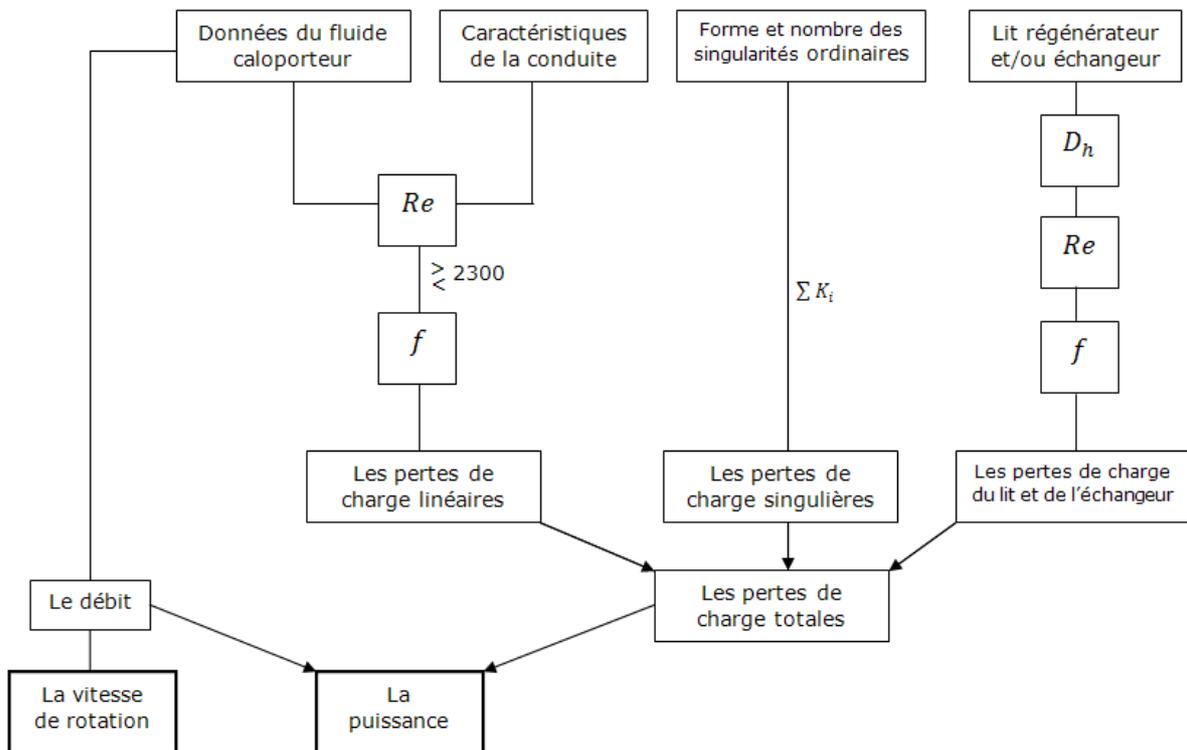


Figure 63 : structure du programme.

4.6. Validation du programme :

Afin de valider le programme, nous allons vérifier ses résultats pour un exemple dont on connaît la solution au préalable.

Exemple : On se propose la résolution de ce problème

Données :

$$\rho = 1200 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu = 0,001 \text{ Pa.s}$$

$$Q = 0,00006 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$L = 3 \text{ m}$$

$$D = 0,01 \text{ m}$$

$$\varepsilon/D = 0,0001$$

4 coudes arrondis, 2 vannes ouvertes, 2 coude à 90° (Annexe (3)).

Le lit régénérateur et échangeur (les mêmes dimensions) :

$$e = 0,001 \text{ m}$$

$$w = 0,15 \text{ m}$$

$$Lr = 0,15 \text{ m}$$

$$N = 50 \text{ passes}$$

Résultats trouvés :

$$Re = 9167,27$$

$$f = 0,03$$

$$\Delta p = 5271,24 \text{ Pa}$$

$$P_{ef} = 0,32 \text{ wat}$$

$$n = \frac{Q}{\eta_v v_d} = \frac{6 \cdot 10^{-5}}{0,85 \cdot 0,06 \cdot 10^{-3}} = 70,72 \cong 71 \text{ tr/min.}$$

- Les propriétés du fluide :

Form1

Propriétés du fluide | Propriétés du réseau

Entrez les propriétés du fluide:

Masse volumique (kg/m3)

Viscosité (Pa)

Débit Volumique (m3/s)

Réinitialiser Calculer

- Les propriétés du réseau :
 - La conduite :

Form1

Propriétés du fluide | Propriétés du réseau

Propriétés de la conduite | Singularités de la conduite | Autres singularités

Entrez les propriétés de la conduite:

Longueur (m)

Diamètre (m)

Rugosité relative

Réinitialiser Calculer

- o Les singularités ordinaires :

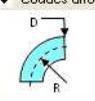
Form1

Propriétés du fluide | Propriétés du réseau

Propriétés de la conduite | Singularités de la conduite | Autres singularités

Ci-dessous, les six types de singularités que nous considérons sur le réseau. Entrez le nombre de chacune d'elles:

Coudes arrondis



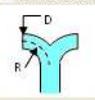
R/D	0.5	0.75	1	1.5	2
			4		

Coudes brusques



Alpha	22.5°	30°	45°	60°	75°	90°
						2

Bifurcations arrondies



R/D	0.5	0.75	1	1.5	2

Vannes



Alpha	10°	20°	30°	40°	45°	50°	55°
	2						

Bifurcations à bord vif



Alpha	15°	30°	45°	60°	90°

Robinets à boisseau



Alpha	0 à 5°	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°	70°

- o Le lit régénérateur et l'échangeur :

Form1

Propriétés du fluide | Propriétés du réseau

Propriétés de la conduite | Singularités de la conduite | Autres singularités

Lit régénérateur

Epaisseur de la passe (e) (m)

Largeur de la passe (w) (m)

Longueur de la passe (L) (m)

Nombre de passe (N) (passe)

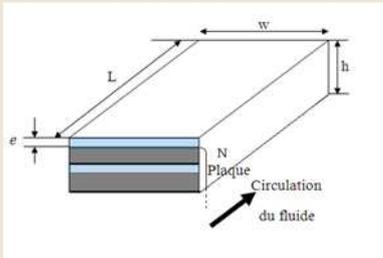
Echangeur de chaleur

Epaisseur de la passe (e) (m)

Largeur de la passe (w) (m)

Longueur de la passe (L) (m)

Nombre de passe (N) (passe)



- Résultats :

Résultats

> Les pertes de charge [Pa] :

Perte de charge lineaire	= 3340,58032226563
Perte de charge singulière	= 1619,40856933594
Perte de charge au lit régénérateur	= 155,654830932617
Perte de charge à l'échangeur	= 155,654830932617
Pertes de charge totales	= 5271,298333984375

> La pompe :

Vitesse de rotation [tour/min]	= 71
Puissance effective [watt]	= 0,316277891397476
Puissance du moteur [watt]	= 0,421703845262527

Re = 9167,32421875

Iterations Colebrook...

```

0,142208829522133
0,131396725773811
0,120635405182838
0,109924472868443
0,0992635264992714
0,0886521711945534
0,0780900046229362
0,0675766468048096
0,0571117103099823
0,0466946214437485
0,0363252013921738
0,0260030794888735
0,0157278832048178
0,00549925258383155
0,00468317279532156
0,0148197496309876

```

f = 0,0317999646067619

Réinitialiser Calculer

On voit clairement que les résultats trouvés par le programme sont très semblables (les mêmes) à ceux qu'on avait au début. La différence (négligeable) entre les deux résultats est de l'ordre de quelques centièmes. Ceci est dû aux erreurs fréquentes de troncature. Cet exemple, nous a, donc permis de prouver la validité de ce programme.

CONCLUSION

Le travail de conception est un travail, qui fait appel à beaucoup de connaissances, mais on ne peut pas dire que c'est suffisant pour réaliser un produit apte à être commercialisé, le facteur qui joue le plus grand rôle la dedans est surtout, l'expérience. En effet on peut effectuer toutes les études possibles, mais rien ne vaudrait la connaissance acquise par l'usage, qui développe un bon sens unique et un savoir faire incomparable.

Le meilleur est de combiner les connaissances scientifiques théoriques, avec l'habilité, le savoir faire et le réalisme pour aboutir à la créativité, et l'innovation. C'est ce qui caractérise les plus grands constructeurs à travers le monde, ils ont trouvé le mélange parfait entre les connaissances acquises par l'ancienneté et ceux des technologies modernes.

Nous avons fait une conception basique, tout en ayant conscience que certaines solutions restent à approfondir, et font intervenir des outils de calcul très développé, tel que des logiciels propriétaires spécifiques à chaque constructeur. On parle notamment de l'étude thermique et thermomécanique du problème. Bien évidemment la concurrence industrielle est très accrue, chaque constructeur ne donne que des informations très partielles sur son produit, pour une bonne utilisation ou un bon entretien ; des informations destinées à un simple client.

Pour la conception de notre mini-pompe, nous avons utilisé SolidWorks comme outil. Nous avons essayé de réaliser le projet en se basant sur les calculs effectués auparavant, on a eu à concevoir cette mini-pompe à partir des données qu'on avait au départ, et c'est ça la satisfaction, que procure la conception d'une manière générale, c'est de produire quelque chose de réelle à partir des formules et des chiffres théoriques.

On a eu affaires avec des techniques très intéressantes dans le domaine de la construction mécanique. D'autre part on s'est bien familiariser avec la conception assistée par ordinateur (CAO) qui se révèle d'une importance capitale dans le monde d'aujourd'hui. Ce projet nous a permis d'avoir une idée générale sur la manière de concevoir, et s'initier, ainsi au monde de l'ingénierie.

Comme perspective à ce travail, la réalisation d'une telle pompe, sera une prochaine étape, qui fera appeler à une autre étude, qui n'est pas moins importante que la notre, cette étude est effectuée au bureau de méthode, elle concerne la méthodologie de fabrication du produit dans un premier lieu, ensuite et plus important encore, l'analyse et l'optimisation de la méthodologie de fabrication, pour satisfaire les besoins du client, en terme de qualité, et du fabricant en termes de temps et de coût. Cette étude permet d'organiser les opérations à effectuer ; ainsi elle cherche la meilleure façon de faire les opérations, les machines les plus adéquates pour les faire, et la succession la plus parfaite de ces opérations.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Peter W. Egolf, Andrej Kitanovski, Fabrice Gendre, Osmann Sari, réfrigération magnétique, CH 1401 Yverdon-les-Bains, Suisse.
- [2] Tishin, A.M. "Hand Book of Magnetic Material", Vol.12, Ed. Buschow K.H.J., North Holland, Amsterdam, 1999.
- [3] A. Lebouc, F. Allab, J.M. Fournier, J.P Yonnet, "Réfrigération magnétique", [RE 28], Techniques de l'Ingénieurs, 2005.
- [4] M.CYSLAK, Des technologies modernes, F-sciences l'Archive, 03.10.2006.
- [5] F. Allab, "Conception et réalisation d'un dispositif de réfrigération magnétique basé sur l'effet magnétocalorique et dédié a la climatisation automobile", Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, 2008.
- [6] BOUCHEKARA houssef rafik el-hana , Recherche sur les systemes de refrigeration magnetique. modelisation numerique, conception et optimisation, Thèse Doctorat, L'Institut polytechnique de Grenoble, (Septembre 2008).
- [7] YU (B.F.), GAO (Q.) et CHEN (Z.). Review on research of room temperature magnetic refrigeration. International Journal of Refrigeration, 26, 622-636 (2003).
- [8] Smaili, A., Chahine, R. Thermodynamic investigations of optimum active magnetic regenerators. Cryogenics vol. 38 pp 247-252 (1998).
- [9] A. Tura, "Active Magnetic Regenerator Experimental Optimization", Master of Applied Science, Université de Victoria, 2005.
- [10] K.A.Gschneidner, Jr.*, V.K. Pecharsky. (Science direct) Thirty years of near room temperature magnetic cooling: Where we are today and future prospects, 2008.
- [11] C. Zimm, A. Boerder, J. Chell, A. Sternberg, A. Fujita, S. Fujieda, K. Fukamichi, "Design and performance of a permanent-magnet rotary refrigerator", International Journal of Refrigeration 29, pp. 1302-1306, 2006.
- [12] T.Okamura, K. Yamada, N. Hirano, S. Nagaya "Performance of a roomtemperature rotary magnetic refrigerator" International Journal of Refrigeration 29, 1327-1331, 2006.
- [13] Pecharsky, V. K., Gschneidner, K. A. Advanced magnetocaloric materials : What does the future hold ? , International Journal of Refrigeration. 29 pp 1239-1249 (2006).
- [14] TROSKOLANSKI A.T., Turbopompes. Dunod, 1976.
- [15] Igor J. Karassik, Joseph Po Messina, Paul Cooper, Charles C. Heald, PUMP HANDBOOK, Introduction Classification AND Selection OF Pumps, fourth edition, 2008.
- [16] ANGLARET – KAZMIERCZAK, Technologie Génie Chimique Tome 1, 2004.

- [17] Jean POULAIN, Pompes rotodynamiques Présentation. Description, technique de l'ingénieur, TI B 4 300.
- [18] Nader HADDAR, Fatigue thermique d'un acier inoxydable austénitique 304L : simulation de l'amorçage et de la croissance des fissures courtes en fatigue isotherme et anisotherme, thèse doctorat, l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 29 Avril 2003..
- [19] Bernard de CHARGÈRES, Robert REY, Pompes volumétriques pour liquides, technique de l'ingénieur, BM 4 320,2008.
- [20] F.Pollak, Pump user's handbook second edition, GULF publishing company, 1980.
- [21] Patrice COGNART, Florent BOUQUET, Michel ROUSTAN, Agitation, Mélange : Aspects mécaniques, technique de l'ingénieur, J 3 804.
- [22] A.CHEVALIER. Guide du dessinateur industriel. HACHETTE Technique, 2004, France.
- [23] Catalogue de la société « le joint français » fabriquant des bagues « R ».
- [24] Les éditions FAUCHER, Mémento du dessin industriel, Tome II, 1975.
- [25] ALFA LAVAL, Pumps for hygienic use - the complete line,
- [26] Site officiel de la société allemande Vogelsang <http://www.vogelsang-gmbh.com/fr/Presse/Historique.html>.
- [27] Alfa Laval, Alfa Laval Pump Handbook "All you need to know" First edition, 2001.
- [28] Pierre Dessers, Ingénierie thermique - coordination sécurité Cours de technologie chauffage : Pertes de charges ; calculs et dimensionnements.

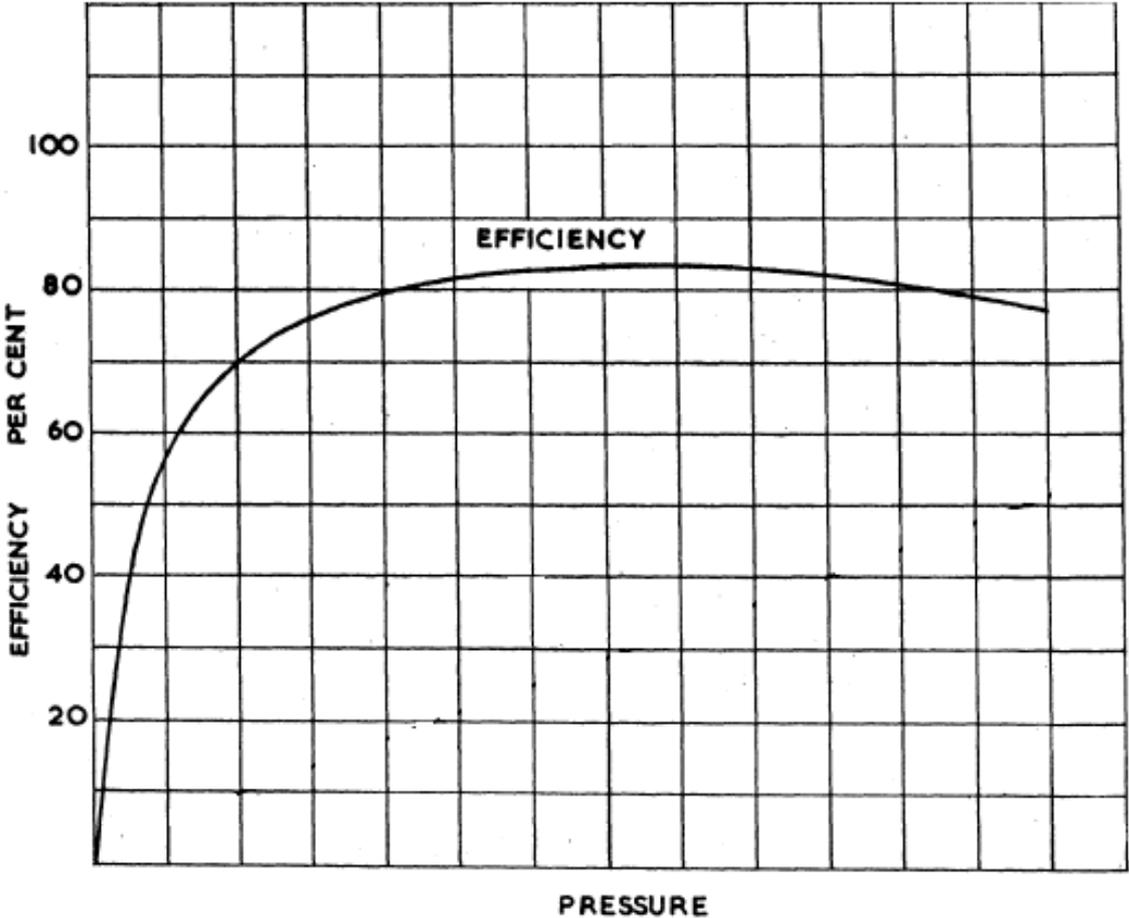
ANNEXE

ANNEXE 1 : Symboles des liaisons mécaniques normalisés.

Symboles des liaisons mécaniques – NF E 04-015 – Iso 3952					
Désignation	Mouvements relatifs		Degrés de liberté	Symbole	
	Translation T	Rotation R		Représentation plane (orthogonale)	Représentation en perspective
Liaison encastrement ou liaison fixe	0	0	0		
Liaison pivot	0	1	1		
Liaison glissière	1	0	1		
Liaison hélicoïdale	1 + 1 (conjuguées)		1		
Liaison pivot-glissant	1	1	2		
Liaison sphérique à doigt	0	2	2		
Liaison appui plan	2	1	3		
Liaison rotule ou Liaison sphérique	0	3	3		
Liaison linéaire rectiligne	2	2	4		
Liaison linéaire annulaire	1	3	4		
Liaison ponctuelle	2	3	5		

ANNEXE 2 : Rendement typique d'une pompe volumétrique rotative.

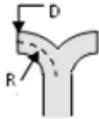
TYPICAL PERFORMANCE OF A ROTARY PUMP



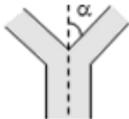
ANNEXE 3 : Pertes de charge singulière.



R/D	0.5	0.75	1	1.5	2
k	0,90	0,45	0,35	0,25	0,20



R/D	0.5	0.75	1	1.5	2
k	1,20	0,60	0,40	0,25	0,20



α	15°	30°	45°	60°	90°
k	0,10	0,30	0,70	1,00	1,40



α	22,5°	30°	45°	60°	75°	90°
k	0,17	0,20	0,40	0,70	1,00	1,50

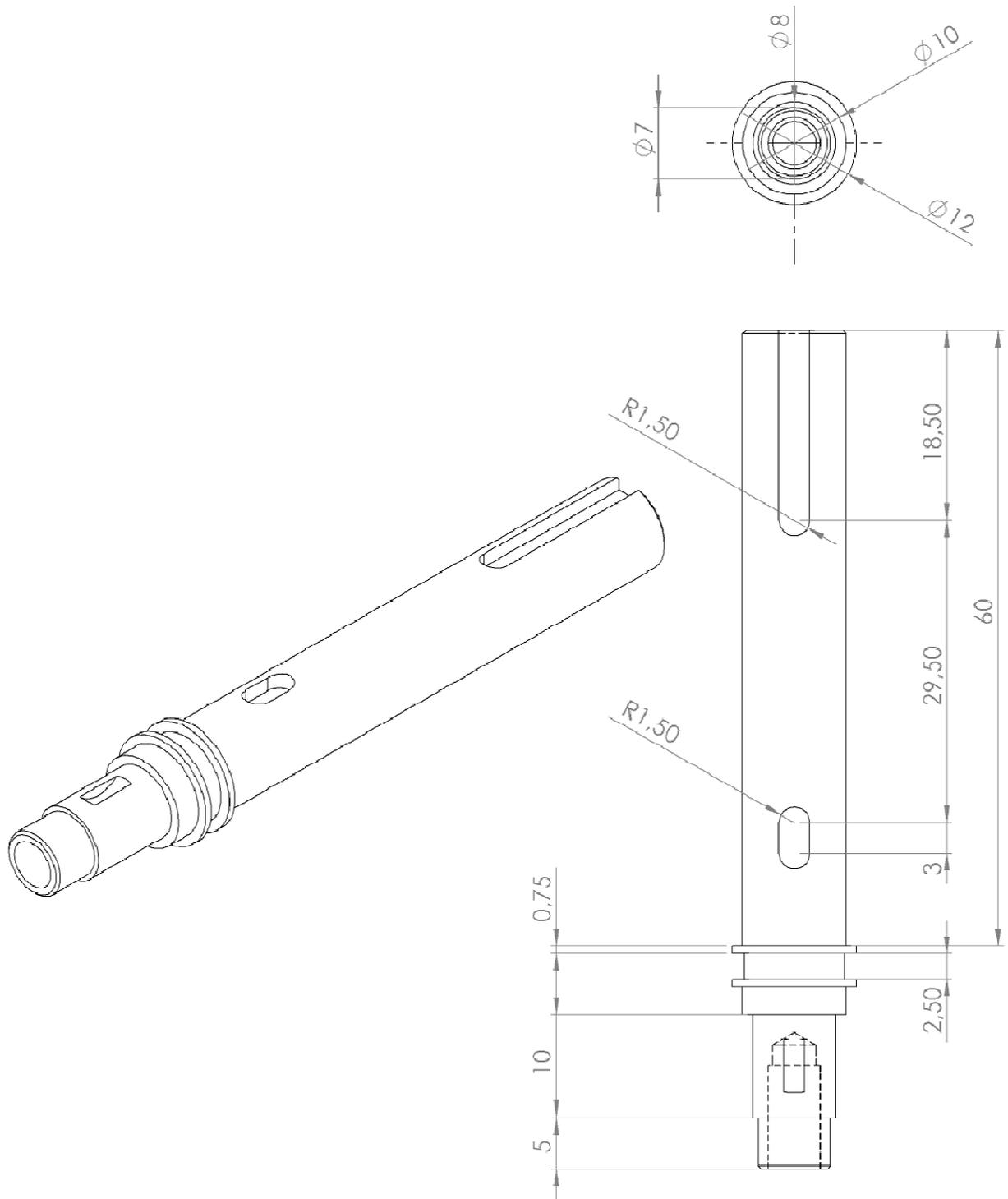


α	10°	20°	30°	40°	45°	50	55°
k	0,31	1,84	6,15	20,7	41	95,3	275

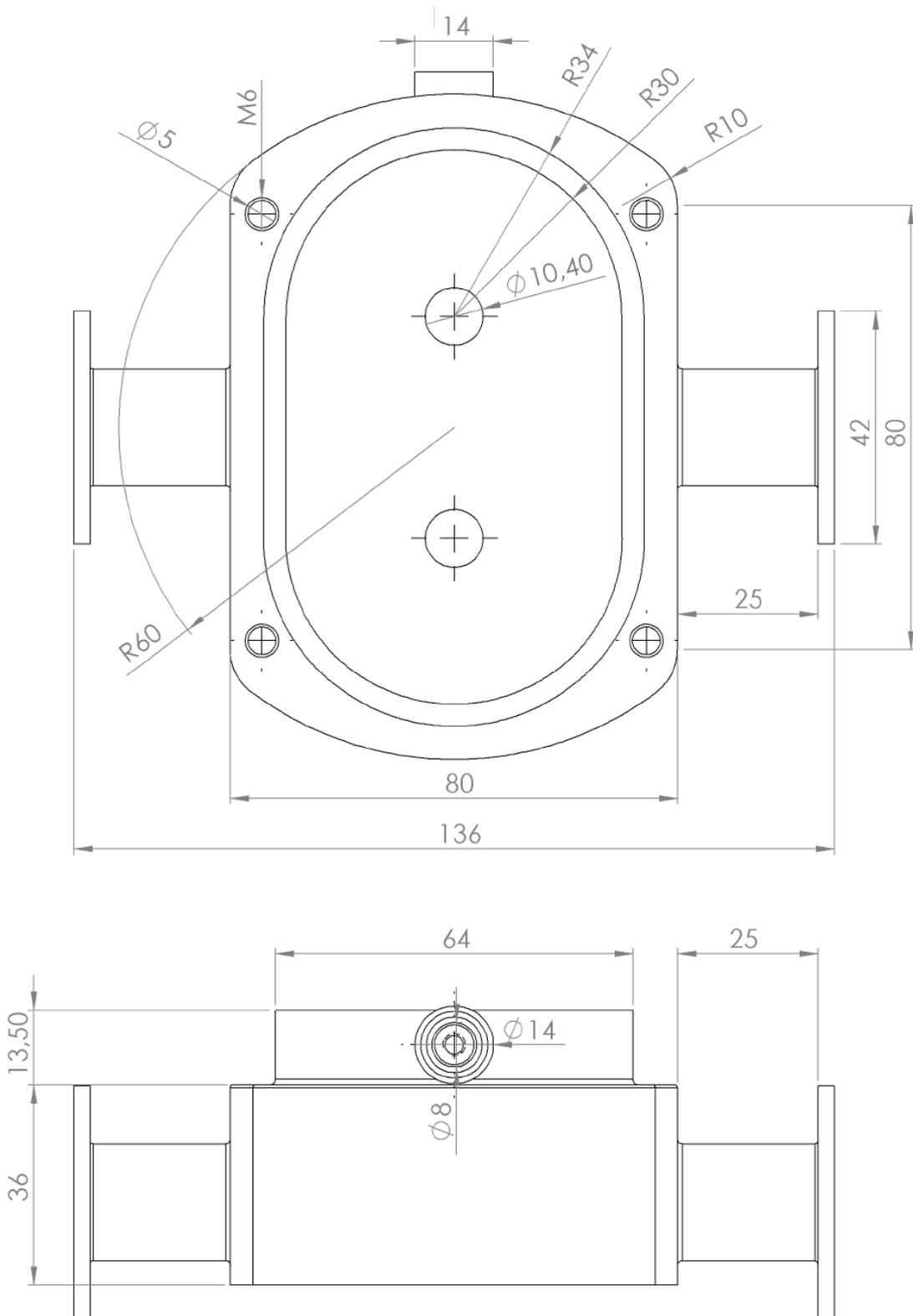


α	0 à 5°	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°	70°
k	0,25 à 0,3	0,52	1,54	3,91	10,8	18,7	32,6	118	751

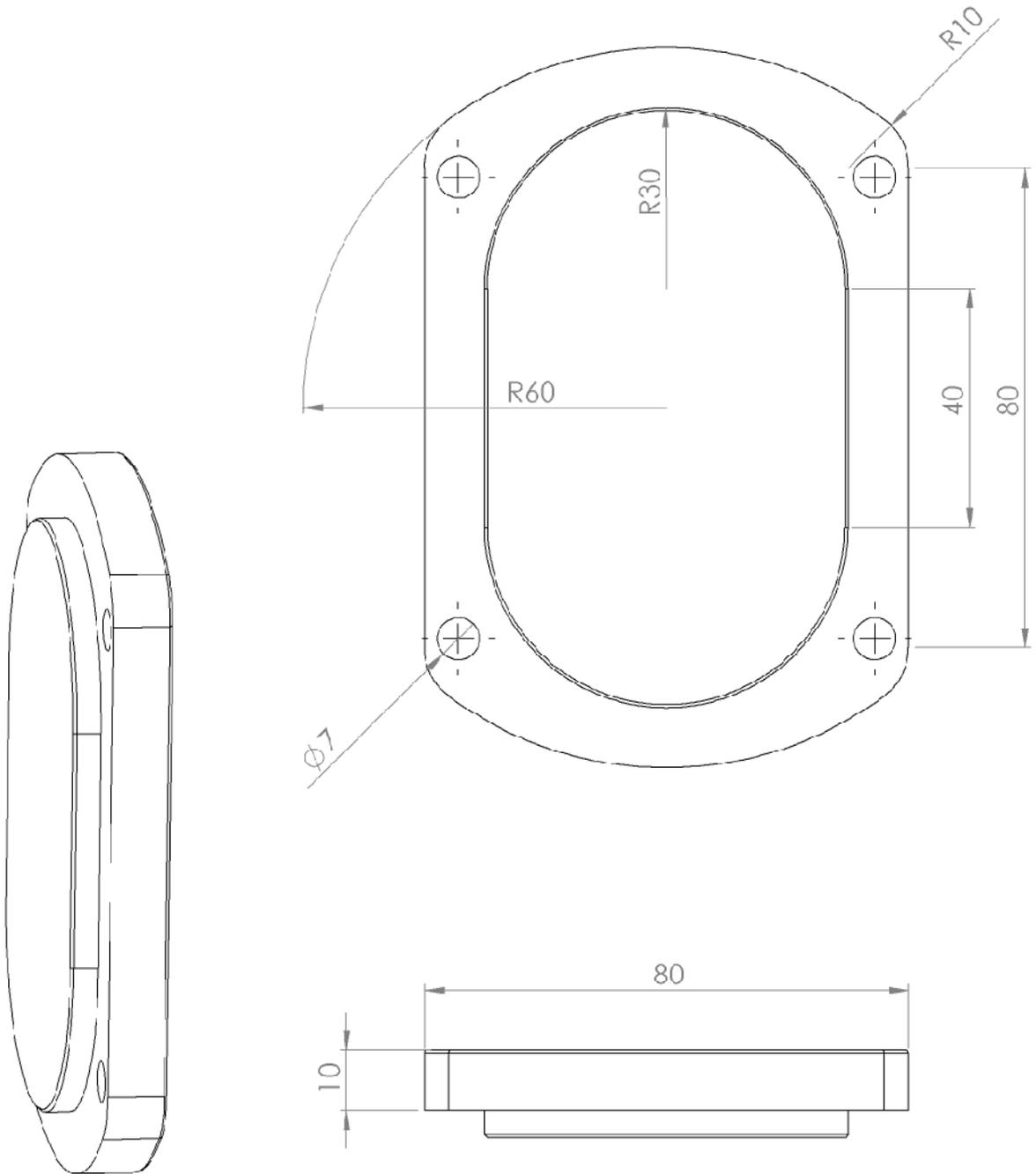
Nom de la pièce	Matériau	Echelle
Arbre	AISI 304L	2 : 1



Nom de la pièce	Matériau	Echelle
Corps	Inox moulé (AISI 316)	1 : 1



Nom de la pièce	Matériau	Echelle
Couvert A	Inox moulé (AISI 316)	1 : 1



Nom de la pièce	Matériau	Echelle
Couvert B	Duralumin (A-U 4G)	1 : 1

