



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université KasdiMerbah – Ouargla-

Faculté des hydrocarbures et des énergies renouvelables

Et sciences de la terre et de l'univers

Département de forage et de mécanique des chantiers pétroliers

Mémoire de Fin D'étude

En vue de l'obtention du Diplôme de Master Professionnel

en mécanique des chantiers pétroliers

Option : Mécanique des chantiers pétroliers

Présenté par :

- Atsmane zineddine
- Adria aissa abdessamed
- Belabdli abderahmane

Thème

**Simulation numérique d'un écoulement autour d'une roue
d'une pompe centrifuge**

Encadré par:

Mr.Bouksani

Mohamed

REMERCIEMENT

NOUS REMERCIONS TOUT D'ABORD NOTRE DIEU
QUI NOUS A DONNE LA FORCE ET LA PUISSANCE
POUR TERMINER CE MODESTE TRAVAIL.

TOUS NOS REMERCIEMENTS VONT A NOTRE
ENCADREUR **MR** **BOUKSANI MOHAMED** QUI A
ACCEPTE DE SUIVRE CETTE ETUDE ET QUI NOUS A
GUIDES TOUT AU LONG DE CE TRAVAIL.

Nous tiendrons aussi à remercier tous les
enseignants du département MCP d'hydrocarbures
qui ont contribué de près ou de loin à notre
formation durant tout le cursus universitaire

Dédicace

Je dédie ce modeste travail aux personnes qui sont
les plus chères sur cette terre mon père et ma mère
pour leur amour, dévouement, confiance,
encouragement et soutien pendant toutes mes
années d'études.

A mes chers frères et mes amis avec lesquels j'ai
partagé cinq ans de ma vie universitaire.

A tous les amis que j'ai eu la chance d'avoir et qui
occupent tous une place dans mon cœur.

Dédicace

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études.

A mes chères sœurs pour leurs encouragements permanents , et leur soutien moral

A mes chers frères, pour leur appui et leur encouragement,

A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien infailible,

Merci d'être toujours là pour moi.

Dédicace

Au meilleur des pères

A ma très chère maman

Qu'ils trouvent en moi la source de leur fierté

A qui je dois tout

A ma sœur Bouthaina

A qui je souhaite un avenir radieux plein de réussite

A mes Amis

A tous ceux qui me sont chers

Aissa

Liste des symboles

u : vitesse d'entrainement [m/s].

w : la vitesse relative du fluide [m/s].

C : la vitesse absolue [m/s].

β : l'angle (w, u) [°].

α : l'angle (c, u) [°].

C_u : la composante tangentielle de la vitesse absolue projetée dans la direction de U [m/s].

C_x: le composant dans la direction axiale [m/s].

C_m: la composante méridionale de la vitesse C [m/s].

∇ : divergence [l'échelle intégrale].

h: nombre de Reynolds [sans unité]

L:l'échelle intégrale.

H : la longueur d'une maille[m].

N : le nombre de nœuds.

U_i : la valeur moyenne de la vitesse et u_i [m/s].

P : forces volumiques [N/m³].

τ_{ij} : contraintes de Reynolds [Pa].

ν_t : la viscosité turbulente [Pa.s].

k : l'énergie cinétique turbulente massique [m².s⁻²].

C _{μ} ; **C _{$\epsilon 1$}** ; **C _{$\epsilon 2$}** ; **σ_k** ; **σ_ϵ** ; Ces constantes sont obtenues empiriquement.

μ_t : la viscosité turbulente [Pa.s].

P_t: pression total [Pa].

P : pression[Pa].

V : vitesse[m/s].

M : le nombre de Mach [sans unité].

γ : gamma [sans unité].

S_c : la partie constante qui ne dépend pas explicitement de S_p .

j_e, j_w, j_n, j_s : les flux totaux intégrés sur chaque face de volume de contrôle.

S_p : la pente de Φ_p .

a_p, a_i : les coefficients linéarisés pour Φ et Φ_i .

i (E, W, N, S) : indice se réfère à des cellules voisines.

b : nombre qui dépend de terme source des cellules voisines.

R^Φ : la solution converge.

Q : débit de la pompe [m^3/s].

N : vitesse de rotation de la roue [tr/min].

D : diamètre de référence [m].

g : gravité [m/s^2].

ρ : masse volumique [Kg/s].

Pa : [W] La puissance absorbée par la pompe.

T : le couple appliqué à la roue en [N.m].

ω : la vitesse angulaire rad/s].

H :la hauteur Euler [m].

Liste des figures

CHAPITRE I : Généralités sur les pompes

Figure .I.1 : Montage d'une pompe en aspiration et en charge.....	04
Figure .I.2 : classification des pompes.....	05
Figure .I.3 : Principe pompe à piston.	06
Figure .I.4: Pompe à piston à simple effet.	07
Figure .I.5 : Pompe à piston à double effet.	07
Figure .I.6 : Pompe à membranes.	08
Figure .I.7 : Fonctionnement Pompes volumétriques alternatives.	09
Figure .I.8 : Pompes à engrenages extérieurs.	10
Figure .I.9 : Pompes à engrenages intérieurs.	11
Figure .I.10 : Pompe à vis.	12
Figure .I.11 : Pompes à vis (cas à 2 vis).	12
Figure .I.12 : Pompes à palettes libres.	13
Figure .I.13 : Pompes à palettes flexibles.	14
Figure .I.14 : Pompes à palettes guidées.	14
Figure .I.15 : Pompes à lobes.	15
Figure I.16 : Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes roto-dynamiques.	16
Figure .I.17 : Domaines d'utilisation des pompes industrielles roto-dynamiques.	17
Figure .I.18 : Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux.	17
Figure .I.19 : Pompe multicellulaire.	18
Figure .I.20 : Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale.	19
Figure .I.21 : domaine d'utilisation des pompes.	19

Figure .I.22 : pompe hélico-centrifuges.	20
Figure .I.23 : Pompe hélices.	21
Figure .I.24 : Schéma d'une pompe centrifuge.....	21
Figure .I.25 : Types de roue.	22

CHAPITRE II : Théorie de la pompe centrifuge

Figure. II.1 : Triangle de vitesse d'une roue de pompe centrifuge.	24
Figure. II. 2 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.	25
Figure. II.3 : Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de β_2.	29
Figure. II. 4:Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.....	30
Figure. II. 5 :Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.....	30
Figure. II.6 : Rendement et puissance en fonction du débit d'une pompe.....	31
Figure. II.7: Courbes caractéristiques de $NPSH_{requis}$ en fonction de débit.....	33
Figure. II.8: Couplage en série.....	33
Figure. II.9 : Couplage en parallèle.....	34
Figure. II.10: Le point de fonctionnement d'une pompe.....	35

Chapitre III : Simulation numérique d'un écoulement Dans une pompe

Figure. III. 1 :Vue d'ensemble de la méthode de résolution couple.....	45
Figure. III 2:Maillages structures et non structures.....	47
Figure. III 3 : Test de convergence en maillage.....	48
Figure. III. 4 : Géométrie originale.	49
Figure. III. 5 : Géométrie discrétisée.....	49

Chapitre IV : Simulation numérique par un logiciel

Figure. IV.1: Plan méridien (BladeGen).....	54
Figure. IV.2 : Géométrie 3D (BladeGen).....	54
Figure. IV.3: les différents types de mailles utilisées en volumes finis par Fluent.....	55

Figure. IV.4: maillage de la pompe à partir ANSYS ICEM CFD.....	56
Figure. IV.5: maillage automatique de la pompe.....	56
Figure. IV.6: profile de vitesse dans la pompe.....	59
Figure. IV.7 : Champ de vitesse relative (w)	60
Figure. IV.8 : Champ de la pression dans la pompe (Wall Casing).	61
Figure. IV.9 : Champ de la pression dans la pompe.	61
Figure. IV.10 : Champ de pression statique prévue dans le plan aube à aube.	62

Liste des tableaux

Chapitre I : Généralités sur les pompes

Tableau I.1 : Les avantages et les inconvénients des pompes à piston.	08
Tableau I.2 : Les avantages et les inconvénients des pompes à membranes.	09
Tableau I.3 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages extérieurs...	10
Tableau I.4 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages intérieur....	11
Tableau I.5 : Les avantages et les inconvénients des pompes à vis.	12
Tableau I.6 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes libres.	13
Tableau I.7 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes flexibles.	14
Tableau I.8 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes guidées.	15
Tableau I.9 : Les avantages et les inconvénients des pompes à lobes.	15

Chapitre IV : Simulation numérique par un logiciel

Tableau IV. 1. Les performances de la pompe centrifuge.....	62
Tableau IV. 2. Les résultats obtenus sous CFD-Post.	64

SOMMAIRE

Liste des symboles

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction Générale

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES POMPES

I.1 :Introduction	4
I.2 : Classification des pompes	4
I.3. Pompe volumétrique	5
I.3.1. Les pompes volumétriques alternatives	5
I.3.1.1. Pompe à piston	6
I.3.1.1.1 Pompe simple effet	6
I.3.1.1.2 Pompes double effet	7
I.3.1.2 Pompes à membranes ou à soufflets	8
I.3.2. Pompes rotatives	9
I.3.2.1 Pompes à engrenages	10
I.3.2.3. Pompes à palettes	12
I.3.2.3.2. Pompes à palettes flexibles	13
I.3.2.3.3. Pompes à palettes guidées	14
I.3. 2.3. Pompes à lobes	15
I.4. Pompes roto-dynamique	16
I.4.1. Description	16
I.4. 2. Classification des pompes roto-dynamiques	16
I.5. Pompes hélico-centrifuges	20
I.6. Pompes hélices	20
I.7. Les pompes centrifuges	21
I.7.1. Utilisation	21

SOMMAIRE

I.7.2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE POMPE CENTRIFUGE	22
--	----

CHAPITRE II: THEORIE DE LA POMPE CENTRIFUGE

II.1. TRIANGLE DES VITESSES	24
II.2 caractéristique théorique (forme d'Euler)	25
II.3.Caractéristique de la pompe centrifuge	27
II.4.Courbe caractéristique	27
II.5.COUPLAGES DES POMPES	33
II.6.POINT DE FONCTIONNEMENT	34

CHAPITRE III : SIMULATION NUMERIQUE D'UN ECOULEMENT DANS UNE POMPE

III.1. Introduction :	37
III.2.FORMES GENERALES DES EQUATIONS FONDAMENTALES.....	37
III.2.1.ÉQUATION DE CONSERVATION DE MASSE (EQUATION DE CONTINUITE)	37
III.2.2. Équations de conservation de la quantité de mouvement :	38
III.2.3. Équation de continuité en régime laminaire :	38
III.2.4.EQUATIONS DE NAVIER-STOKES EN REGIME LAMINAIRE	39
III.3. Simulation des écoulements turbulents :	39
III.3.1. La Simulation Numérique Directe (DNS)	39
III.3.2. La Simulation des Grandes Echelles (LES) :	40
III.3.3. Modèles de turbulence de type RANS :	41
III.3.3.1. La moyenne de Reynolds :	41
III.3.3.2. Modélisation de la turbulence :	42
III.3.3.2.1 modèle $k-\epsilon$:	42
III.3.3.2.2.Modèle $k-\omega$ SST :	43
III.4. METHODES NUMERIQUES	44
III.5. RESOLUTIONS DES EQUATIONS	45
III.6. MAILLAGE	46
III.6.1 COMPOSANTS DU MAILLAGE	46

SOMMAIRE

III.6.2.CHOIX DU TYPE DE MAILLAGE	46
III.6.2.1.MAILLAGE STRUCTURE (QUADRA/HEXA)	46
III.6.2.2. MAILLAGE NON STRUCTURE(TRI/TETRA)	47
III.6.2.3 MAILLAGE HYBRIDE	47
III.6.4. CONVERGENCE EN MAILLAGE.....	48
III.7. DISCRETISATION ET LES CONDITIONS AUX LIMITES	48
III.7.1. OPERATION CONDITIONS	49
III.7.2. Les conditions aux limites :	49

CHAPITRE IV : SIMULATION NUMERIQUE PAR UN LOGICIEL

IV.1 Introduction :	53
IV.2. PRESENTATION DE CODE DE CALCUL ANSYS FLUENT	53
IV.3. GEOMETRIE	54
IV.4. LE MAILLAGE	55
IV.5. CONDITIONS AUX LIMITES DE FLUIDE	57
IV.6. CRITERE DE CONVERGENCE.....	57
IV.7. Résultat à la vitesse de rotation $N=1500$ tr/min :.....	59
IV.7.1. Evolution de la vitesse :.....	59
IV.7.2. EVOLUTION DE PRESSION :	60

Conclusion Générale

References

Résumer

Introduction générale :

L'évolution de la science ne cesse de nous rendre la vie plus simple dans tous les Domaines de la technologie. Particulièrement, dans de la dynamique des fluides comme le Secteur du transport (avions, bateaux, voitures, etc.) et de la production d'énergie (turbines, Compresseurs, réacteurs, etc.).

Dans une grande mesure, ces réussites sont dues aux échanges étroits entre la théorie et l'expérience en dynamique des fluides. D'une part, l'expérience est indispensable pour vérifier les hypothèses et les résultats qui ressortent de la théorie ; et d'autre part, la théorie est nécessaire pour expliquer les résultats obtenus par l'expérience, et pour faciliter le travail a l'avenir. La simulation numérique est née pour ce faire.

La simulation numérique a connu un essor considérable depuis le développement des ordinateurs, et aujourd'hui la conception de la plupart des systèmes complexes se fait avec l'aide de la modalisation. Le besoin de développer des logiciels de simulation robustes et efficaces est donc essentiel. La modalisation numérique permet de prédire le comportement des paramètres physiques nécessaires à l'amélioration et à l'optimisation des systèmes. Elle permet aussi de réduire le temps de conception et les couts d'expérimentation.

La simulation des écoulements occupe une place importante dans le monde de la modalisation et c'est pourquoi beaucoup d'efforts ont été mis dans la recherche de méthodes numériques pour la résolution des équations de transport régissant les écoulements. Ceci a permis la résolution numérique des équations de Navier-Stokes tridimensionnel de l'écoulement de fluide dans les turbomachines, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de la turbulence. Ce progrès a fait de la modalisation numérique d'écoulement ou CFD (Computational Fluids Dynamics) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement des turbomachines.

Dans les deux premiers chapitres, l'historique et des généralités sur les pompes, spécifiquement les pompes centrifuges, les caractéristiques géométriques, et toutes les courbes qui les caractérisent. Après, dans le Troisième chapitre est purement consacre a la mécanique des fluides, les équations qui gouvernent les écoulements ont été définies, qui sont les fameuses équations : de conservation de masse, et l'équation de la quantité de mouvement

Introduction Générale

dite aussi de Navier-Stokes. Dans ce cas précis, l'écoulement est turbulent ce qui a conduit à consacrer une partie sur la turbulence, particulièrement le modèle $k-\omega$ ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes

Enfin, le dernier chapitre est le travail, proprement dit, réalisé dans le cadre de ce mémoire, où une étude a été menée dans le cadre de simulations numériques traitant du cas de l'écoulement instationnaire et turbulent d'un fluide incompressible, visqueux à travers la géométrie de la pompe. Les résultats sont présentes sur des figures qui reflètent les distributions des vitesses et des pressions en différentes localisations de notre modèle géométrique de la pompe centrifuge.

CHAPITRE I :

Généralités sur les pompes

:

I.1 :Introduction

Les pompes sont des machines utilisées pour soulever des liquides ou des mélanges de liquides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou pour pomper des liquides d'une région de basse pression à une région de haute pression.

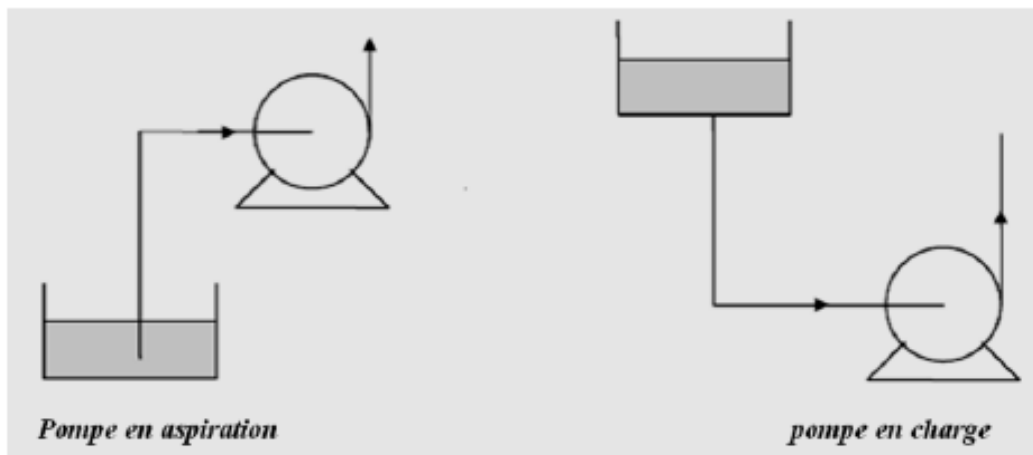


Figure I.1 : Montage d'une pompe en aspiration et en charge.

Le fonctionnement d'une pompe consiste à réaliser une différence de pression entre la zone d'aspiration et la zone de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue, etc.) de la pompe. D'un point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

I.2 : Classification des pompes :

Pour répondre à toutes les applications industrielles, plusieurs types de pompes ont été développés.

On regroupe toutes ces pompes sous deux grandes familles :

- les pompes hydrauliques volumétriques.
- Les pompes hydrauliques non volumétriques (roto-dynamique).

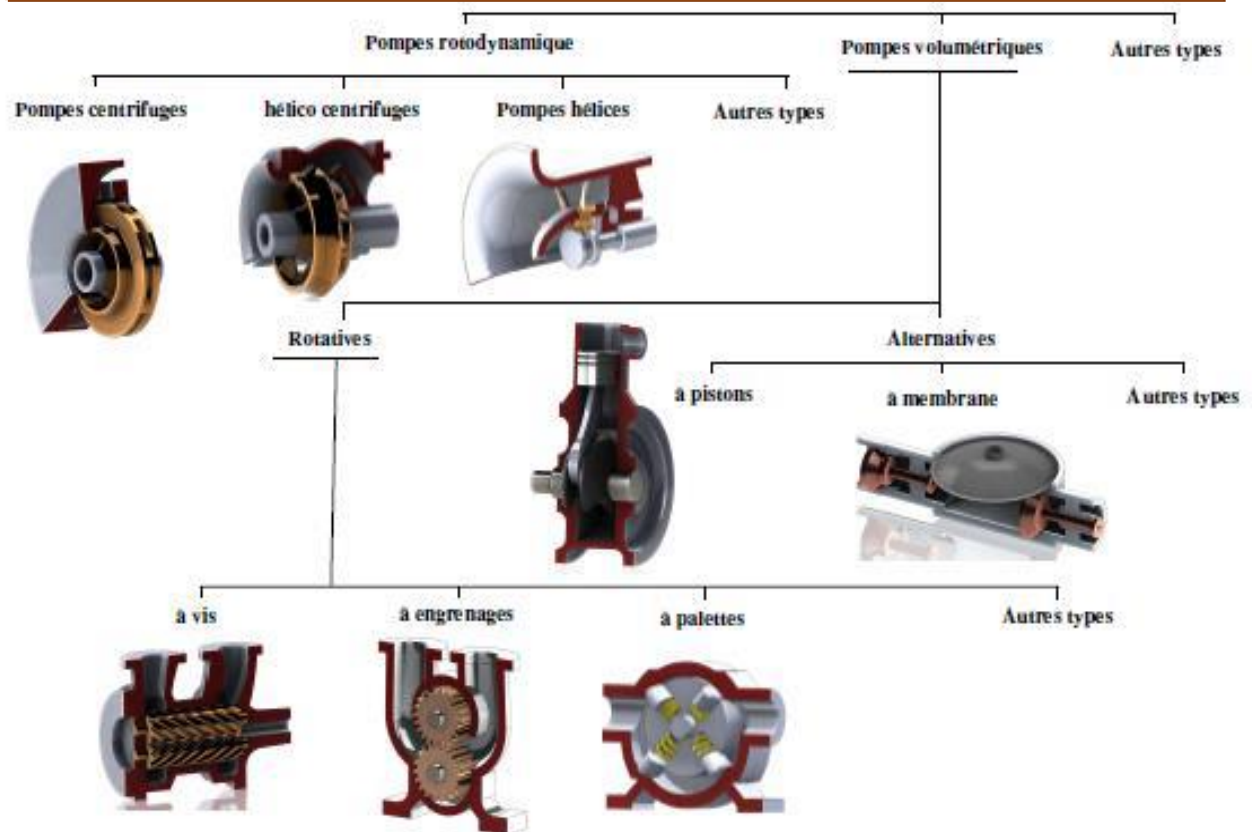


Figure I.2 : classification des pompes.

I.3. Pompe volumétrique :

On distingue deux grands types de pompes volumétriques [1] :

- Les pompes volumétriques **alternatives**.
- Les pompes volumétriques **rotatives**.

I.3.1. Les 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 les suivants [2] :

- à piston.
- à membrane ou à soufflets.

Les pompes volumétriques alternatives usuelles font appel à deux principes [1] :

- le déplacement d'un piston animé d'un mouvement alternatif.
- la déformation d'une membrane.

I.3.1.1. Pompe à piston :

Les pompes à piston constituent l'un des plus anciens types de pompes et demeurent parmi les plus répandues. [4]

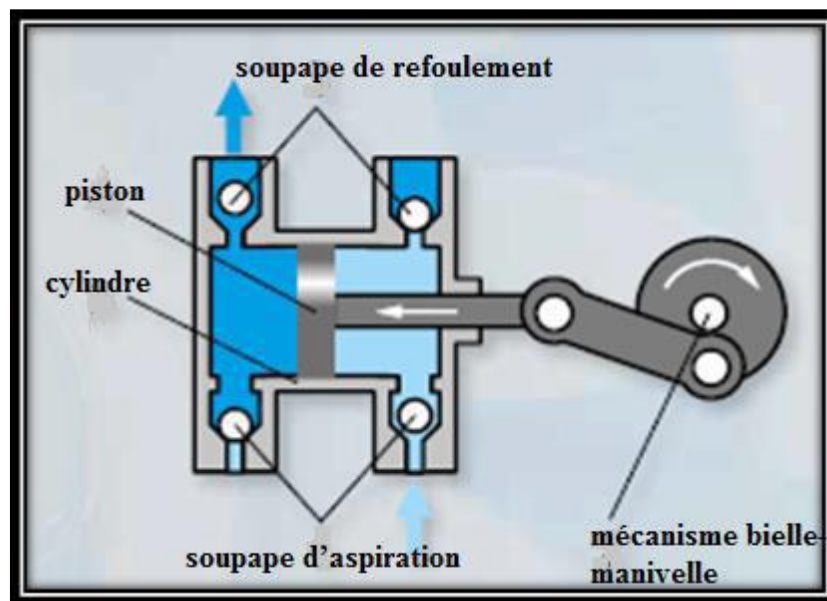


Figure I.3 : Principe pompe à piston. [3]

Il existe différentes types de pompes à piston :

- Pompes à piston simple effet.
- Pompes à piston double effet.

I.3.1.1.1 Pompe simple effet :

Le refoulement et l'aspiration n'a lieu que pour un sens de déplacement du piston.

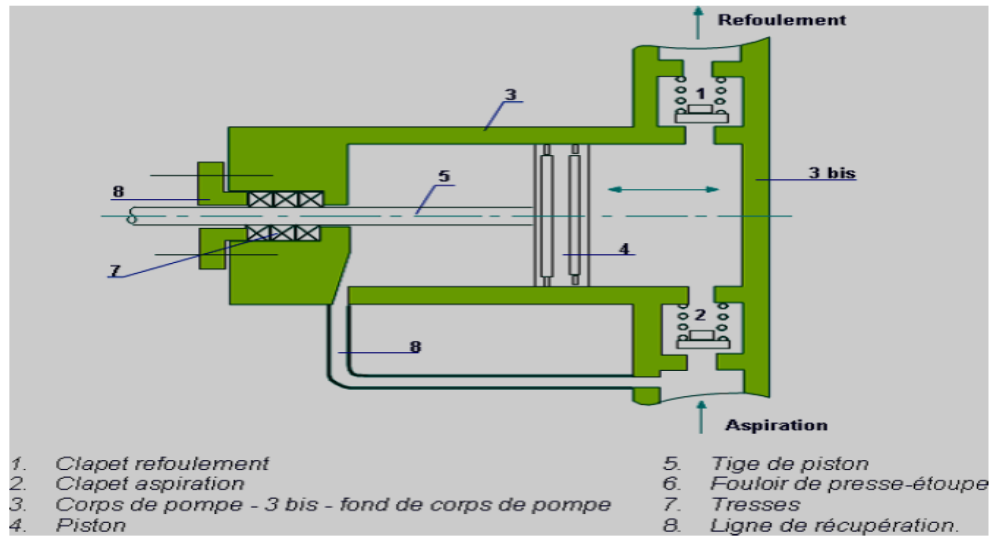


Figure I.4 : Pompe à piston à simple effet. [3]

I.3.1.1.2 Pompes double effet :

Le pompage s'effectue des deux côtés du piston : le piston est actif dans les deux phases, celles-ci étant à la fois la phase d'aspiration et la phase de refoulement. Cela permet deux fois le débit et une plus grande régularité du débit.

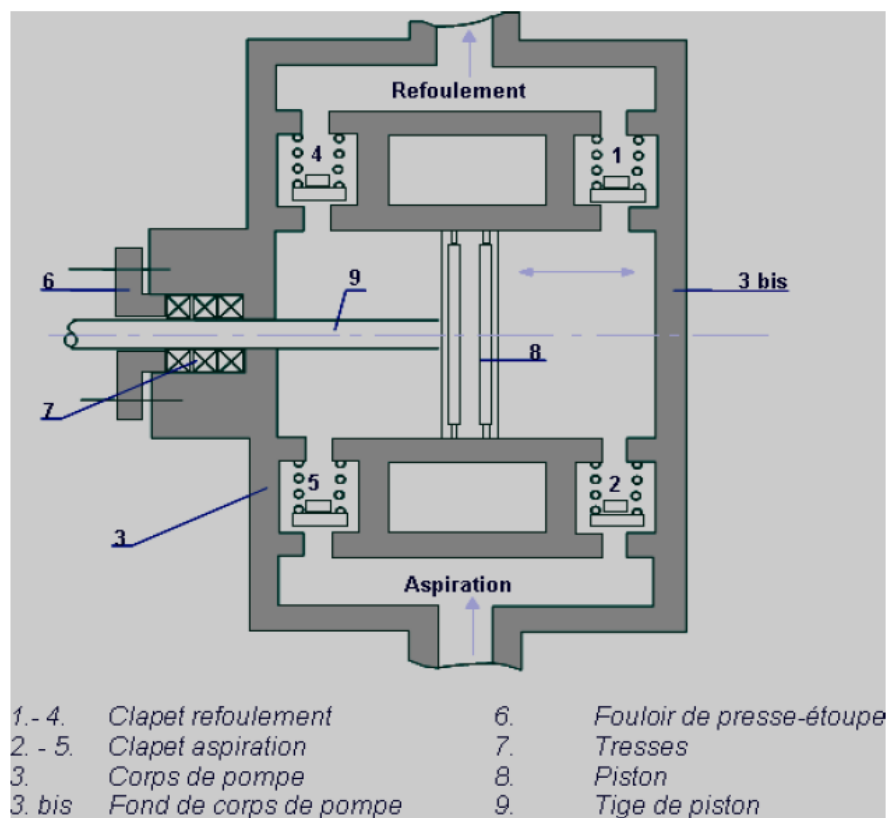


Figure I.5 : Pompe à piston à double effet. [3]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Fonctionnement à sec sans dommage. - Bon rendement ($> 90 \%$). - Pression au refoulement très importante. - débit réglable. 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité. - Viscosités assez faibles. - Pompage de particules solides impossible. - Bon fonctionnement que si étanchéité parfaite entre le cylindre et le piston. - Pulsations importantes au refoulement

Tableau I.1 : Les avantages et les inconvénients des pompes à piston.

I.3.1.2 Pompes à membranes ou à soufflets :

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, Néoprène, Virton, etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative. [2]

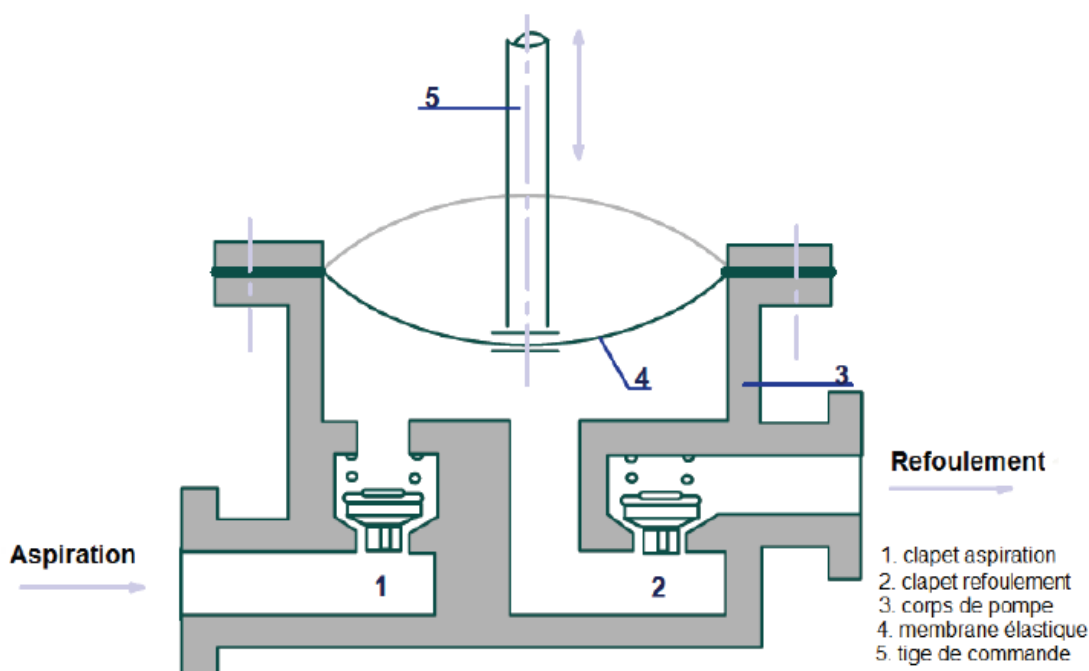


Figure I.6 : Pompe à membranes. [3]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Fonctionnement à sec sans dommage. - Propreté absolue du liquide pompé (chargé, abrasif, acide, visqueux ou non). - Bon rendement (90 %). 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité. - Viscosités assez faibles. - Pompage de particules solides impossible. - Bon fonctionnement que si l'étanchéité est parfaite entre le cylindre et le piston. - Pulsations importantes au refoulement. (système amortisseur indispensable).

Tableau I.2 : Les avantages et les inconvénients des pompes à membranes. [3]

I.3.2. Pompes rotatives :

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement. [3]

Les principaux types des pompes rotatives sont :

- pompes à engrenage.
- pompes à vis.
- pompes à lobes.
- pompes à palettes ...etc.

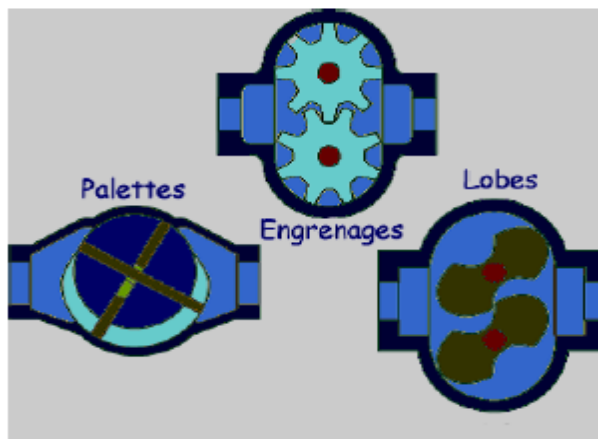


Figure I.7 : Fonctionnement Pompes volumétriques alternatives. [3]

I.3.2.1 Pompes à engrenages :

Dans un corps de pompe de profil approprié et portant des orifices d'aspiration (Asp.) et de refoulement (Réf.) tournent deux engrenages dont les dents entraînent le liquide entre creux de dents et corps de pompe. [3]

Il existe deux types des pompes à engrenages :

- Pompes à engrenages extérieure
- Pompes à engrenages intérieure

I.3.2.1.1 Pompes à engrenages extérieure :

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit par la disposition, soit par la forme des engrenages. [2]

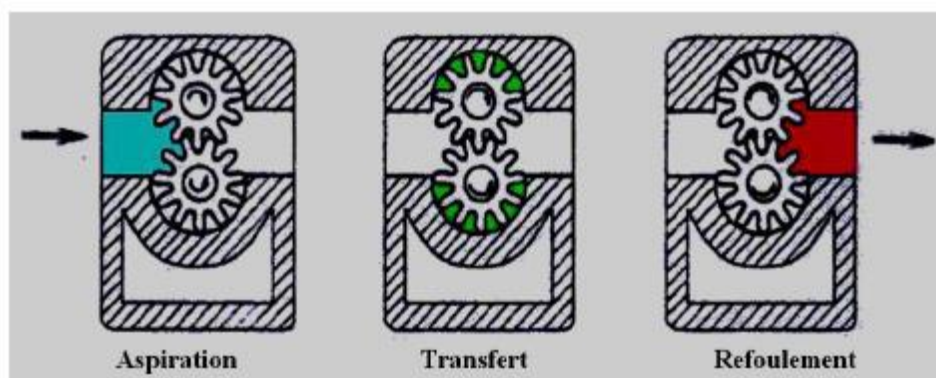


Figure I.8: Pompes à engrenages extérieurs. [3]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - La pompe à engrenages à chevrons permet de rendre le mouvement plus uniforme. - Pas de clapets nécessaires. 	<ul style="list-style-type: none"> - Les pièces d'usure sont nombreuses (coussinets, 2 ou 4 boîtiers d'étanchéité, etc.) - Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale du mécanisme. - Elles supportent mal les produits abrasifs qui ont pour effet d'accélérer l'usure mécanique des pignons et de diminuer l'étanchéité entre le corps de pompe et les dents.

Tableau I.3 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages extérieurs. [3]

I.3.2.1.2 Pompes à engrenages intérieures :

Le principe général est de placer l'un des engrenages dans l'autre. Cette disposition nécessite l'utilisation d'une pièce supplémentaire en forme de croissant qui assure l'étanchéité entre les deux trains d'engrenages. [2]

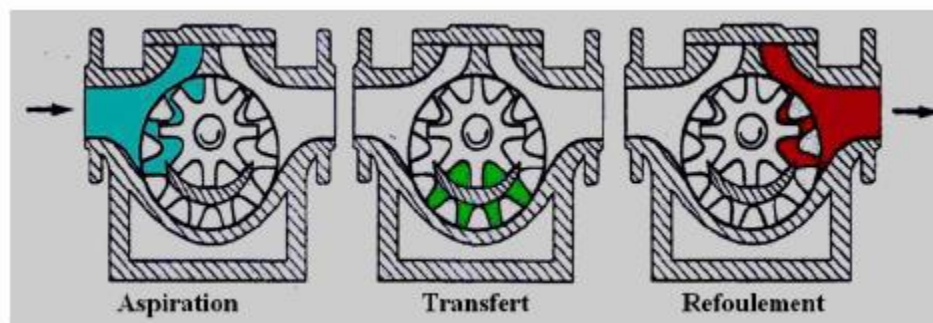


Figure I.9 : Pompes à engrenages intérieurs.[3]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - Un seul boîtier d'étanchéité est nécessaire. - Bas <i>NPSH</i> requis 	<ul style="list-style-type: none"> - Pouvoir d'aspiration faible. - Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale du mécanisme. - Le porte-à-faux peut créer une surcharge sur l'arbre

Tableau I.4 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages intérieur. [3]

I.3.2.2. Pompes à vis :

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles. Dans le cas d'une pompe à trois vis, la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entraînées par la première. Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs. Ces pompes peuvent tourner vite (3 000 tr/min). [2]

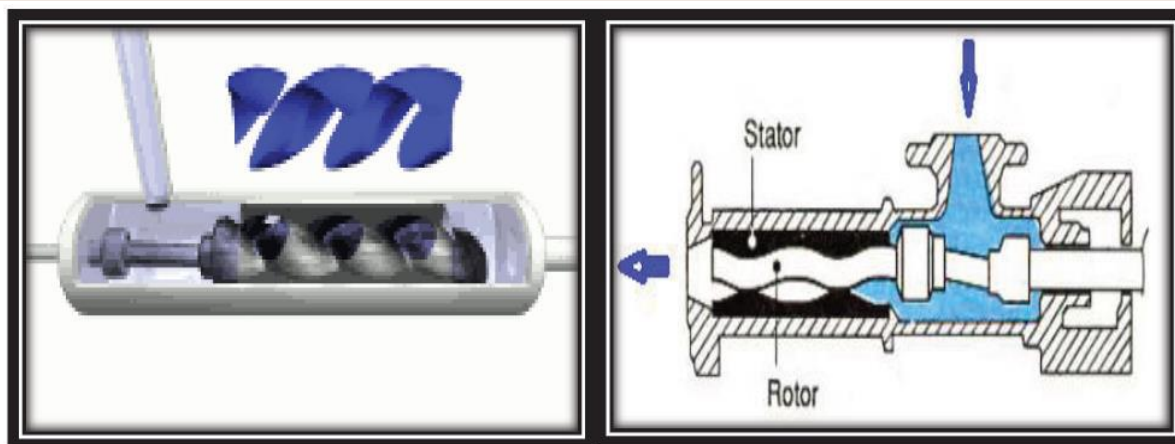


Figure I.10 : Pompe à vis

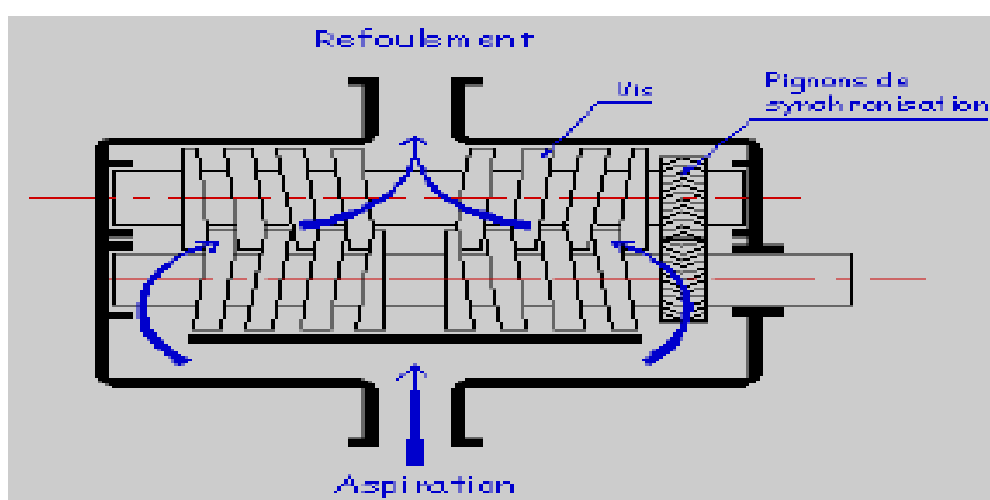


Figure I.11: Pompes à vis (cas à 2 vis). [3]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - La pompe est silencieuse 	<ul style="list-style-type: none"> - Elles n'admettent pas le passage de particules solides, sous peine de destruction totale du mécanisme

Tableau I.5 : Les avantages et les inconvénients des pompes à vis. [3]

I.3.2.3. Pompes à palettes :

Une pompe à palettes est une pompe rotative dont le rotor est muni de plusieurs lames (les palettes) qui coulissent radialement et assurent le transfert du fluide pompé.

Il existe trois types des pompes à palettes :

- Pompes à palettes libre.
- Pompes à palettes flexibles.
- Pompes à palettes guidées.

I.3.2.3.1. Pompes à palettes libre :

Un corps cylindrique fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieurement au corps de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à celui du corps.

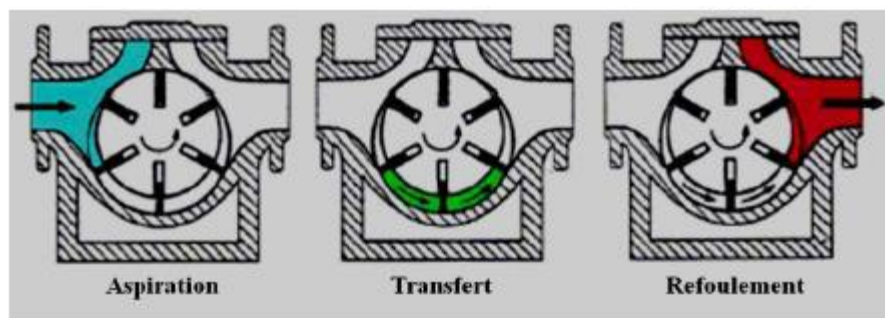


Figure I.12 : Pompes à palettes libres. [3]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Il n'y a ni brassage, ni laminage, ni émulsion nage du liquide pompé. - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. 	<ul style="list-style-type: none"> - Les palettes usent le corps par frottements. - Le pompage des fluides visqueux est difficile.

Tableau I.6 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes libres.

I.3.2.3.2. Pompes à palettes flexibles :

L'ensemble rotor-palettes est en élastomère. Il entraîne le liquide jusqu'au refoulement où les palettes sont fléchies par la plaque de compression et permettent l'expulsion du liquide. [3]



Figure I.13 : Pompes à palettes flexibles. [2]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pompage de produits moyennement abrasifs. - ainsi que de particules solides molles. - Pas de brassage ni d'émulsion ni de laminage. - Pompe réversible. Débit régulier. - Silencieuse. - Étanchéité par garniture mécanique. - Maintenance simple. 	<ul style="list-style-type: none"> - Petits débits. - Pressions de refoulement faibles. - Ne doit pas tourner à sec. - Le liquide doit être compatible avec le matériau impulsé.

Tableau I.7 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes flexibles.

I.3.2.3.3. Pompes à palettes guidées :

Le principe est le suivant : un corps conchoïdal dans lequel tourne un tambour excentré, qui entraîne des palettes guidées. La tranche de la palette frôle le corps sans le toucher.



Figure I.14: Pompes à palettes guidées.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pas de brassage ni de laminage ni d'émulsion. - Pas d'usure des palettes car pas de contact : pompe réversible. Un seul boîtier d'étanchéité. - Possibilité d'une enveloppe de réchauffage. - Fort pouvoir d'aspiration. 	<ul style="list-style-type: none"> - Fuites internes avec produits très liquides. - Légères pulsations suivant la vitesse. - Pression d'utilisation limitée.

Tableau I.8 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes guidées. [2]

I.3. 2.3. Pompes à lobes :

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenage externe classique sauf que les dents ont une forme bien particulière et qu'il n'y a que deux ou trois dents (lobes) par engrenage.[2]

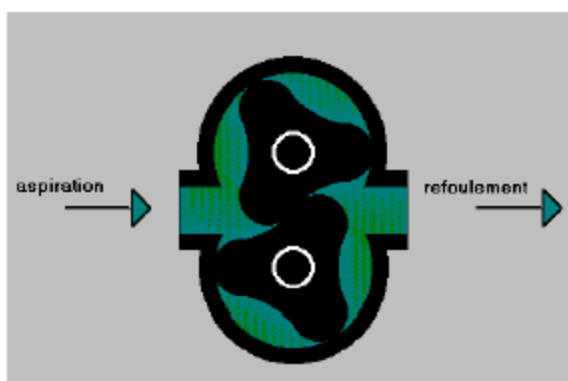


Figure I.15 : Pompes à lobes. [3]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pas de contact entre les lobes. - Pompe réversible. Facile à nettoyer. - Possibilité d'adjoindre un by-pass. - Pompage de produits chargés ou abrasifs 	<ul style="list-style-type: none"> - Nécessite des engrenages d'entraînement extérieurs. - Encombrement assez important. - Nécessite deux boîtiers d'étanchéité. - Impose un suivi de maintenance régulier.

Tableau I.9 : Les avantages et les inconvénients des pompes à lobes. [3]

I.4. Pompes roto-dynamique :

I.4.1. Description :

Qui transmettent au fluide une charge dépendant du débit de fluide qui les traverse. Une roue fournit au fluide de l'énergie cinétique qui est ensuite transformée en pression au fluide de l'énergie cinétique qui est ensuite transformée en pression dans une volute. [4]

I.4. 2. Classification des pompes roto-dynamiques :

Dans la famille roto dynamiques, on classe les pompes :

Selon la trajectoire du fluide (trajectoire de l'écoulement) :

- Les pompes centrifuges (à écoulement radial).
- Les pompes hélico-centrifuges (à écoulement diagonal).
- Les pompes axiales ou à hélices (à écoulement axiales).

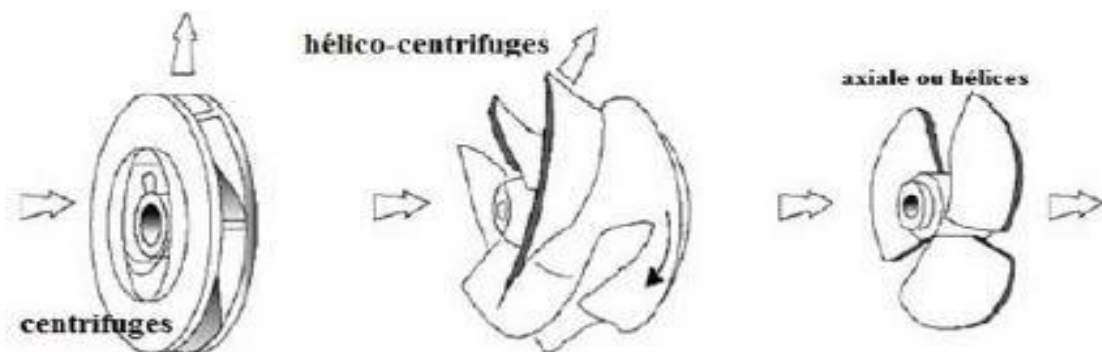


Figure I.16 : Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes roto-dynamiques. [5]

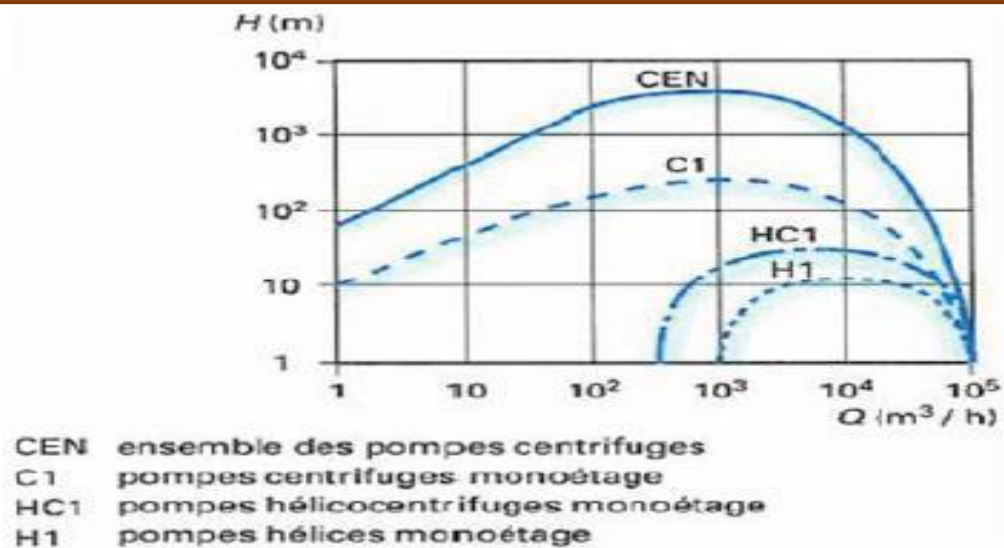


Figure I.17 : Domaines d'utilisation des pompes industrielles roto-dynamiques. [5]

Selon le nombre d'étages :

- Monocellulaire : avec une seule roue (impulseur) sur l'arbre.
- Multicellulaire : avec plusieurs (impulseur) sur l'arbre disposé en série.

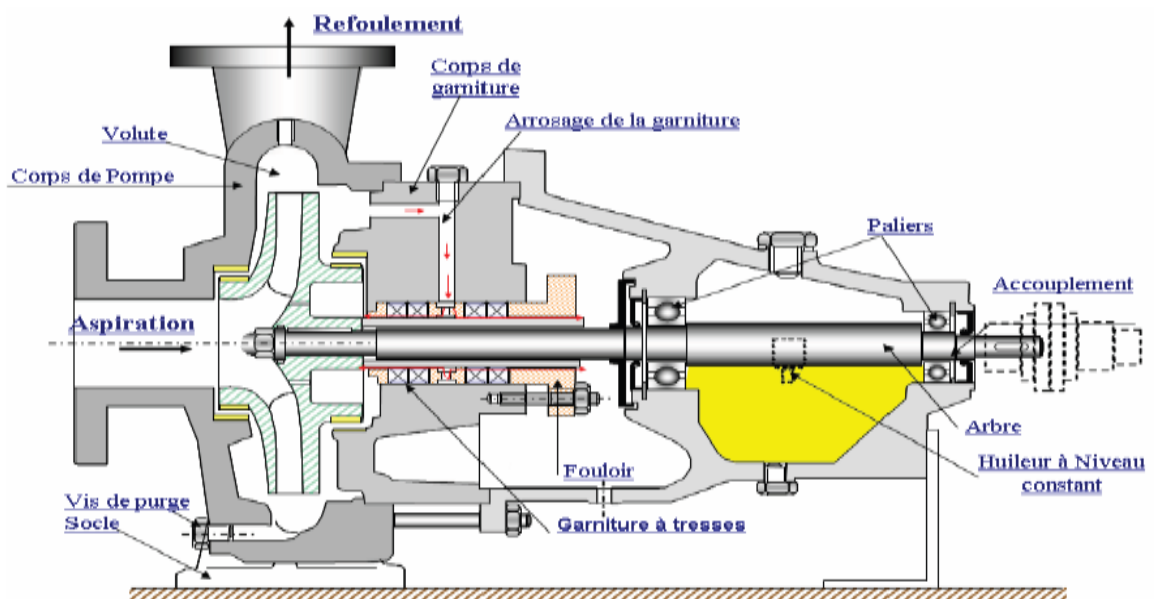


Figure I.18 : Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux. [5]

Selon la disposition de l'axe de la pompe :

- Pompe vertical.
- Pompe horizontal.

Selon la trajectoire du fluide :

- A écoulement radial: (pompes centrifuges).
- A écoulement diagonal (pompes hélico centrifuges).
- A écoulement axial (pompes axiales ou pompes à hélices).

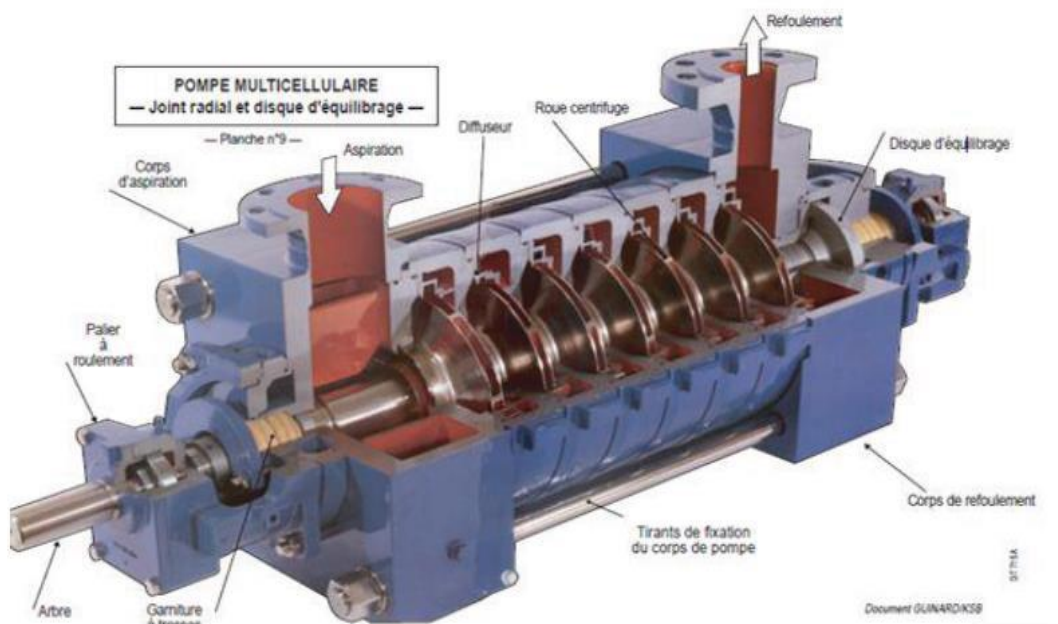


Figure I.19 : Pompe multicellulaire. [5]

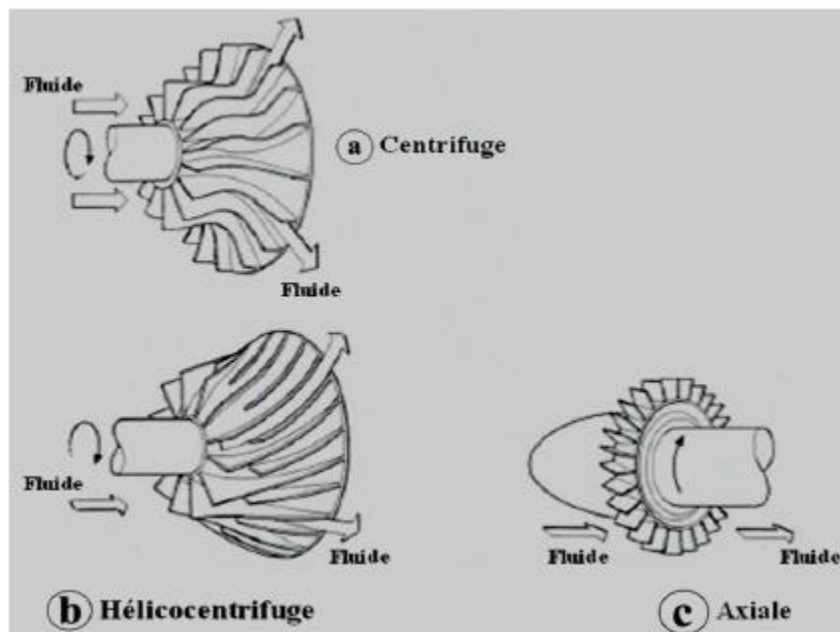


Figure I.20 : Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale.

Les domaines d'utilisation de ces deux grandes catégories sont regroupés dans le graphe ci-dessous :

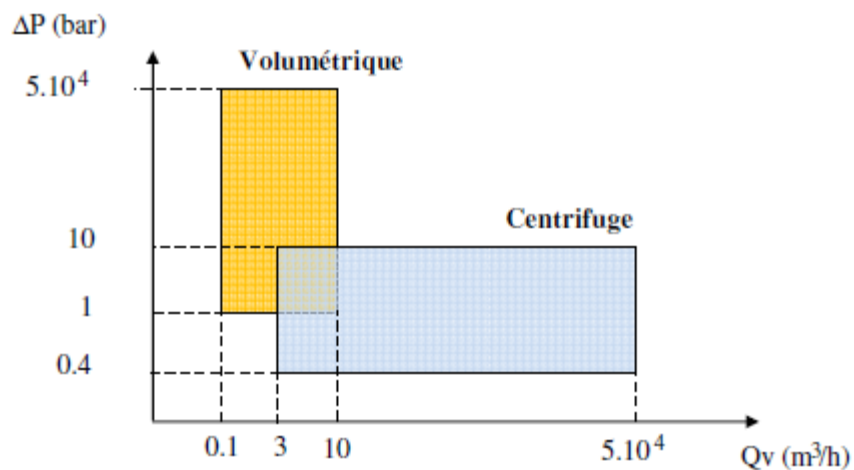


Figure I.21 : domaine d'utilisation des pompes.

Les avantages et les inconvénients des pompes roto-dynamiques :

Les avantages :

- Ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.

- à caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques.
- leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques ».
- elles sont adaptées à une très large gamme de liquides.
- leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux.
- en cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur...etc.

Les inconvénients :

- impossibilité de pomper des liquides trop visqueux.
- production d'une pression différentielle peu élevée (de 0, 5 à 10 bar).
- elles ne sont pas auto-amorçages.
- à l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité (donc, vannes.
- à prévoir....).

I.5. Pompes hélico-centrifuges :

Les pompes hélico-centrifuges ne sont pas utilisées pour les faibles débits, car dans ce cas elles conduisent à des vitesses de rotation élevées ou très élevées.

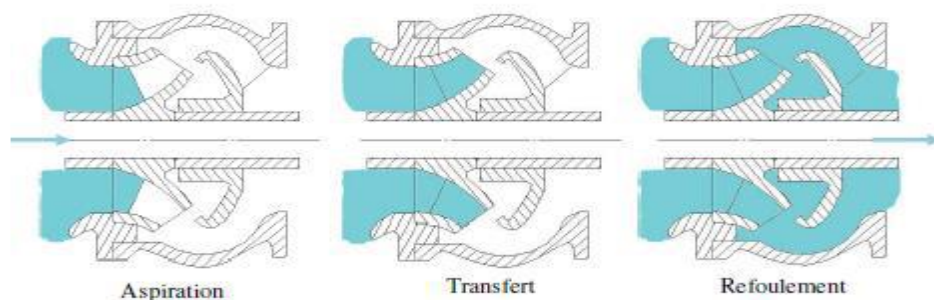


Figure I.22 : pompe hélico-centrifuges.

I.6. Pompes hélices :

Bonne capacité d'aspiration, permettant une installation facile, ainsi qu'une courbe caractéristique toujours descendante, assurant un fonctionnement stable à n'importe quel débit.

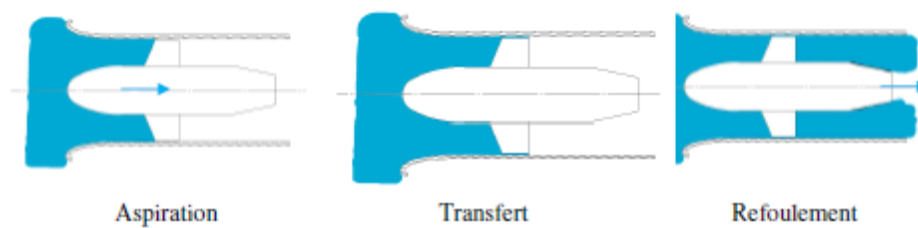


Figure I.23 : Pompe hélices. [7]

I.7. Les pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge est une machine rotative qui pompe un liquide en le forçant ou traversd'une roue à aube ou d'une hélice appelée impulseur (souvent nommée improprement turbine).

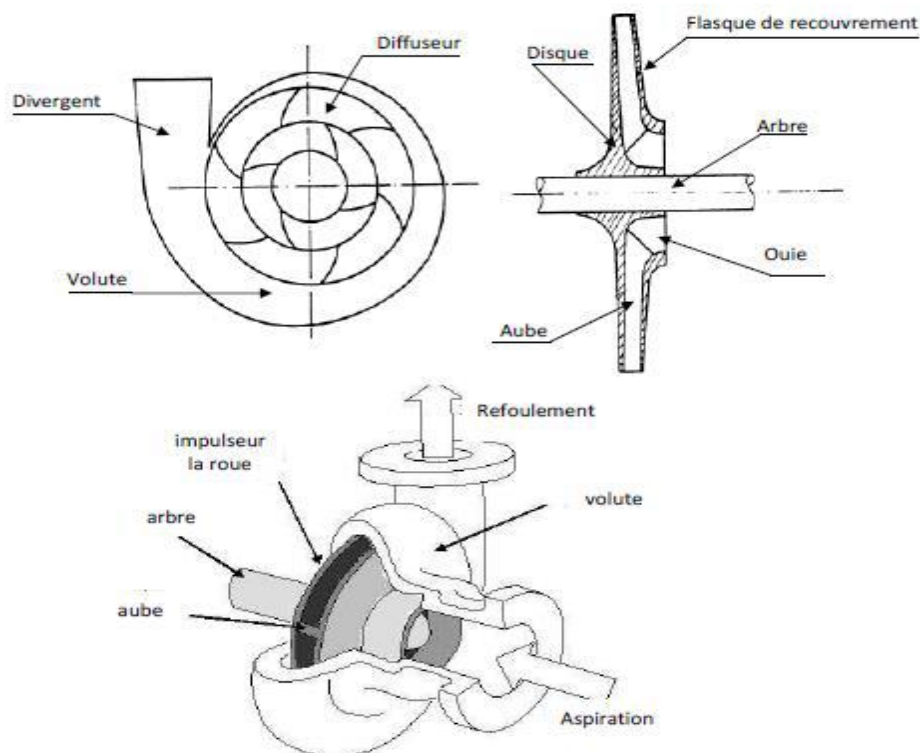


Figure I.24: Schéma d'une pompe centrifuge.

I.7.1. Utilisation :

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût. Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas, comme

- Utilisation de liquides visqueux, la pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- Utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tel que le lait).
- Utilisation comme pompe doseuse ; la nécessité de réaliser des dosages précis

Instantanés

I.7.2. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

Une pompe centrifuge dans sa forme la plus simple est constituée d'une roue munie d'ailettes radiales et tournantes à l'intérieur d'une enveloppe corps de pompe. Son principe de fonctionnement est d'utiliser la force centrifuge créée par la rotation de la roue pour transmettre au liquide pompé l'énergie. Le liquide à l'aspiration de la pompe se dirige vers le centre de l'impulser (rotor) en rotation d'où il sera propulsé radicalement vers l'extérieur par la force centrifuge. Cette vitesse est ensuite convertie en pression au niveau de diffuseur. [3]

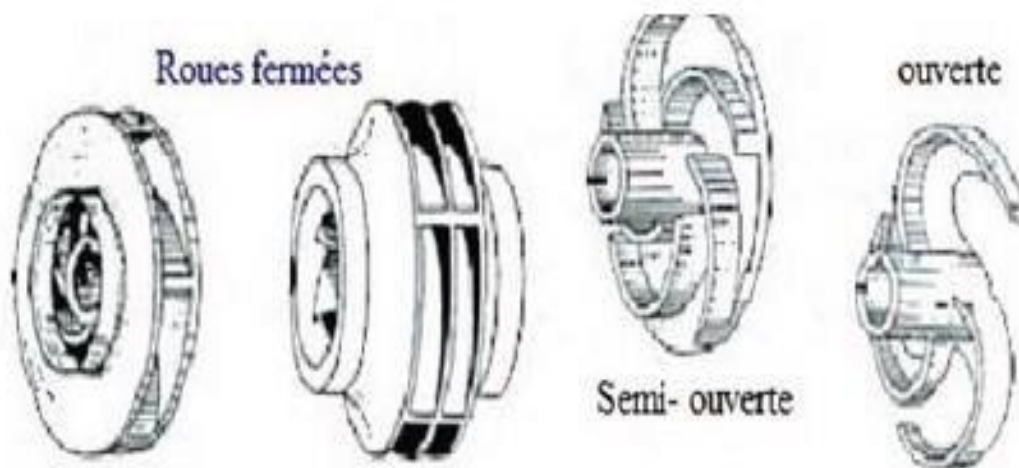


Figure I.25 : Types de roue. [6]

Chapitre II

Théorie de La pompe centrifuge

II.1. Triangle des vitesses

L'intérêt de tracer le triangle de vitesse et les différents angles est majeur, bien que la forme de la roue et la courbe caractéristique de la pompe, puissent être prédites à partir de ces données citées précédemment.

En présence de pales animés d'un mouvement d'entraînement, correspondant à la mise en rotation du rotor à la vitesse angulaire ω , et en vertu de la composition des vitesses, sera issue de la relation vectorielle :

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (\text{II.1})$$

\vec{C} : C'est la vitesse absolue liée aux parties fixes de la machine (distributeur, diffuseur, stator)

\vec{W} : C'est la vitesse relative liée aux parties tournantes de la machine (**axe, roue**).

\vec{U} : C'est la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement du repère tournant, s'agissant d'un mouvement de rotation pure

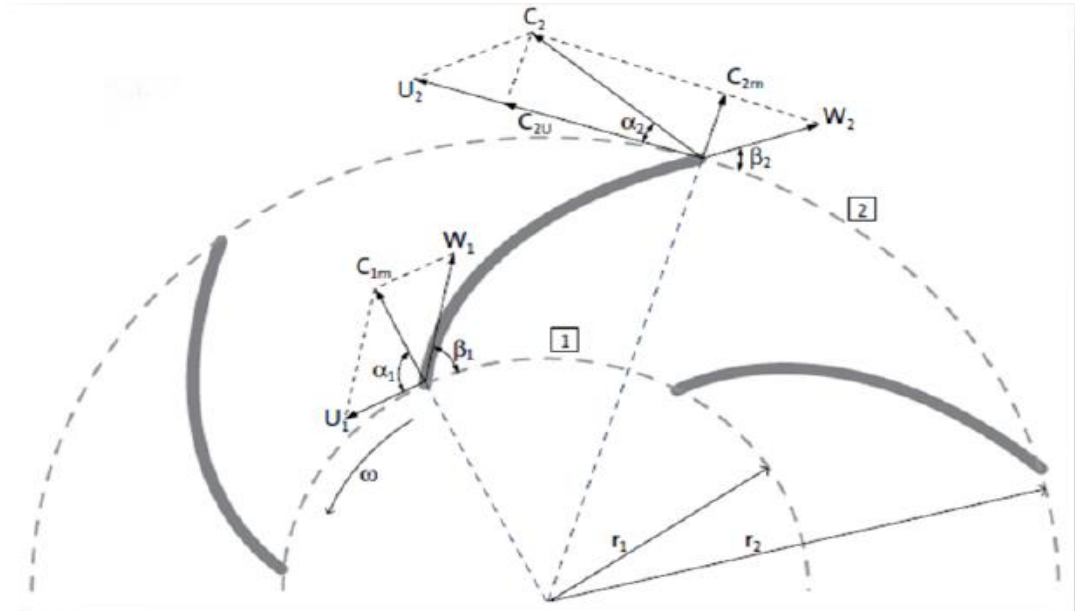


Figure II.1. Triangle de vitesse d'une roue de pompe centrifuge

Par conséquent, les états du mouvement d'entrée et de sortie de la roue tournant à vitesse angulaire constante sont représentés par les triangles de vitesse construits comme suit :

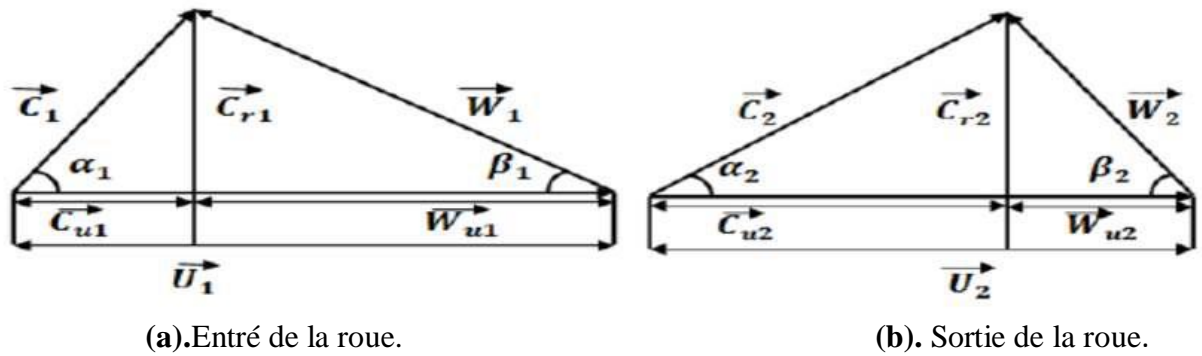


Figure. II. 2 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.

II.2 caractéristique théorique (forme d'Euler)

Parmi les approches simplificatrices, on trouve l'hypothèse d'Euler supposant un nombre infini de pales. Cette hypothèse est équivalente à l'hypothèse de symétrie axiale de l'écoulement à condition qu'elle s'accompagne d'un champ de force d'aubage équivalent..

Le deuxième théorème d'Euler, relatif aux moments par rapport à l'axe de la machine, donne la valeur du couple T sur l'arbre de la machine. On considère un volume de commande (volume imaginaire), comme une surface cylindrique de même axe que la roue limitée par le carter et les sections d'entrée S_1 (rayon r_1) et de sortie S_2 (rayon r_2). Comme dans la figure suivante :

Le moment par rapport à l'axe des débits de quantité de mouvement est égal au couple

T des forces appliquées par la roue au fluide (le moment des forces de pression et des forces de gravité étant nul).

$$T = Q_m \cdot (r_2 \cdot C_{u2} - r_1 \cdot C_{u1}) \quad (\text{II.2})$$

T : le couple à la roue en [N.m]

Q_m : le débit massique traversant la roue à aubes ($Q_m = \rho \cdot Q_v$ [Kg/s])

r_1 : le rayon intérieur de la roue à aubes [m].

r_2 : le rayon extérieur de la roue à aubes [m].

C_{u1} : la projection de la vitesse C_1 sur le vecteur de vitesse U_1 [m/s]

C_{u2} : la projection de la vitesse C_2 sur le vecteur de vitesse U_2 [m/s]

En multipliant le couple par la vitesse angulaire on trouve une expression de puissance, de même le rayon r_2 multiplié par la même vitesse angulaire, on trouve une vitesse tangentielle telle que :

$$U_2 = r_2 \cdot \omega \quad (\text{II.3})$$

$$P_2 = T \cdot \omega [\text{W}] \quad (\text{II.4})$$

$$= Q_m \cdot \omega \cdot (r_2 \cdot C_{U2} - r_1 \cdot C_{U1})$$

$$= Q_m \cdot (\omega \cdot r_2 \cdot C_{U2} - \omega \cdot r_1 \cdot C_{U1})$$

$$= Q_m \cdot (U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U})$$

P_2 : la puissance transmise à la pompe ; disponible sur l'axe de la roue, puissance du moteur d'entraînement [W]

ω : la vitesse angulaire [rad/s]

Du coup l'énergie hydraulique communiquée au fluide peut être expliquée par

l'augmentation de pression à travers la roue à aubes multipliée par l'écoulement Q_v écrite sous la forme suivante :

$$P_{\text{hyd}} = \Delta P_{\text{tot}} \cdot Q_v [\text{W}] \quad (\text{II.5})$$

La hauteur est définie par :

$$H = \frac{\Delta P_{\text{tot}}}{\rho g} \quad (\text{II.6})$$

Et l'expression de la puissance hydraulique s'écrira sous cette nouvelle forme :

$$P_{\text{hyd}} = H Q_v \cdot \rho \cdot g = H Q_m g [\text{W}] \quad (\text{II.7})$$

Si l'on néglige également les pertes mécaniques, dans lesquelles la puissance disponible sur l'arbre est entièrement transmise au fluide, on peut donc estimer que la puissance fournie par le moteur est égale à la puissance hydraulique.

$$P_{\text{hyd}} = P_2 \leftrightarrow Q_m \cdot H \cdot g = Q_m \cdot (U_2 \cdot C_{U2} - U_1 \cdot C_{U1})$$

$$H_{\text{the}} = \frac{(U_2 \cdot C_{U2} - U_1 \cdot C_{U1})}{g} \quad (\text{II.8})$$

Cette équation est la fameuse équation d'Euler, elle exprime la hauteur en fonction des vitesses tangentielles est absolue à l'entrée et à la sortie de la roue à aubes.

II.3.Caractéristique de la pompe centrifuge

Les constructeurs vendent leurs pompes avec un catalogue, dans lequel on trouve les courbes caractéristiques incluent dans le même graphe, dans ce qui suit on explique comment ces courbes sont interprétées, employées par le client pour choisir la pompe qui répond à son cahier de charge et assortissent pour une application donnée.

Les courbes dont on parle sont :

$$H = F(Q_v), \eta_g = F(Q_v), NPSH_{requis} = F(Q_v) \text{ finalement } P = F(Q_v).$$

Tel que :

H : hauteur manométrique d'une pompe.

$NPSH_{requis}$: charge nette absolue à l'aspiration.

η_g : Rendement global de la pompe.

P : puissance absorbée de la pompe.

Q_v : débit volumique traversant la pompe

II.4.Courbe caractéristique :

1. Caractéristique : Hauteur - Débit.
2. Caractéristique : Rendement, Puissance - Débit.
3. Caractéristique : NPSH – Débit

II.4.1.Caractéristiques : Hauteur – Débit

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente sous deux formes :

- de l'énergie de pression, correspondant à l'augmentation de pression dans la pompe.
- de l'énergie cinétique, correspondant à l'augmentation de vitesse du liquide entre

L'aspiration et le refoulement.

La courbe représentant la variation de hauteur en fonction du débit s'appelle la caractéristique

"hauteur d'élévation" $H(Q)$ de la pompe. Pour chaque pompe, une courbe est fournie par le constructeur. Elle a été établie par un essai de la pompe sur un banc d'essai.

L'application du théorème de quantité de mouvement sous forme de moment par rapport à l'axe de la roue, permet d'écrire le couple des forces T exercées par la roue sur le liquide sous la forme suivante :

$$T = r.Qv [r_2 C_{u2} - r_1 C_{u1}]$$

Par définition la puissance est donnée par la formule :

$$P = \omega T$$

et on a $U = r \omega$ donc,

$$P = r.Qv [U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}]$$

L'équivalence de cette puissance en hauteur est:

$$P = r .g .Qv . H$$

donc la hauteur théorique (d'Euler) sera :

$$H_E = \frac{P_E}{\rho g Q_v} = \frac{1}{g} [U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}] \quad (II.9)$$

et dans la majorité des cas l'angle $\alpha=0$ (le fluide rentre dans la roue axialement) donc

$$H_E = \frac{U_2 C_{u2}}{g}$$

Sachant que le débit volumique à la sortie de la roue est

$$Q_v = (2\pi . r_2 . b_2) . C_{r2}$$

On peut écrire la hauteur théorique en fonction du débit, par:

$$H_E = \frac{U_2}{g} \left[U_2 + \frac{Q_v}{\pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \right] \quad (II.10)$$

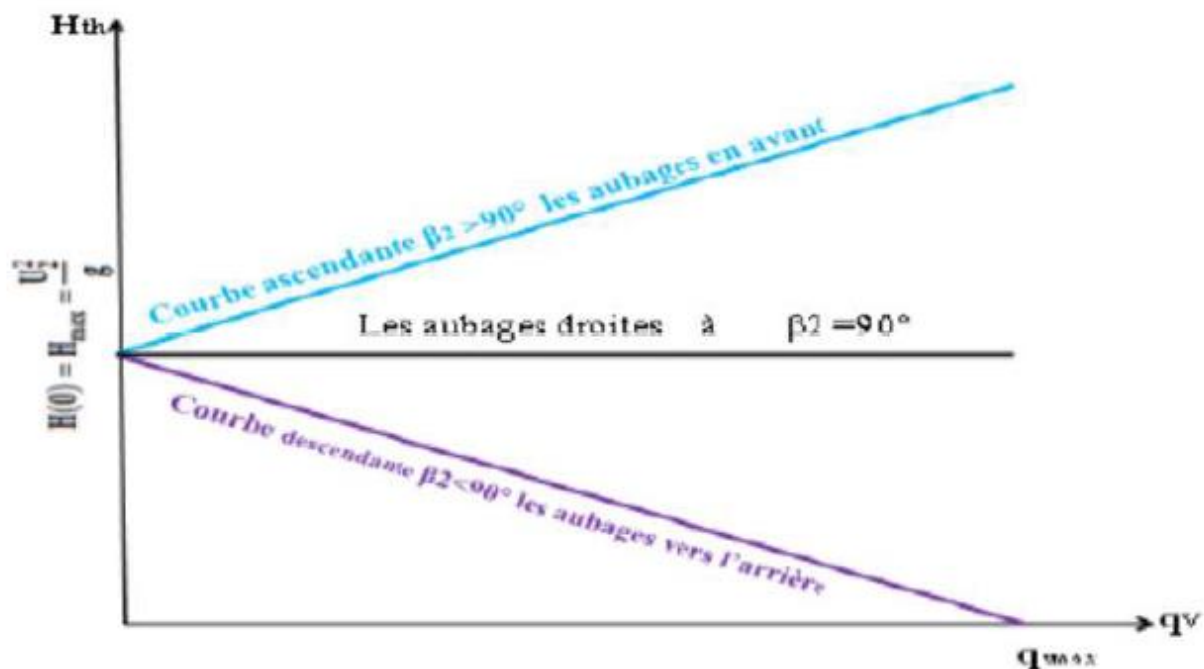


Figure. II.3 : Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de β_2 .

A partir de la droite d'Euler [$H_{\text{Euler}} = F(Q_v)$] et à l'aide du coefficient du glissement va se déduire, et puis en soustrayant les pertes hydraulique totales (choc + frottement) point par point nous aboutissons à la **hauteur réelle "H_{réel}" (Hauteur manométrique totale «H_{mt}»)** générée à la sortie de la roue de la pompe appelée industriellement **impulseur** (impeller).
Pour chaque pompe, une courbe est fournie par le constructeur.

Cette caractéristique est obtenue en retranchant les pertes hydrauliques totales (pertes par choc + pertes par frottement) de la hauteur théorique H_{Euler} .

$$H_{\text{mt}} = H_{\text{réel}} = H_{\text{Euler}} - (\Delta H_{\text{choc}} - \Delta H_{\text{frott}}) \quad (\text{II.11})$$

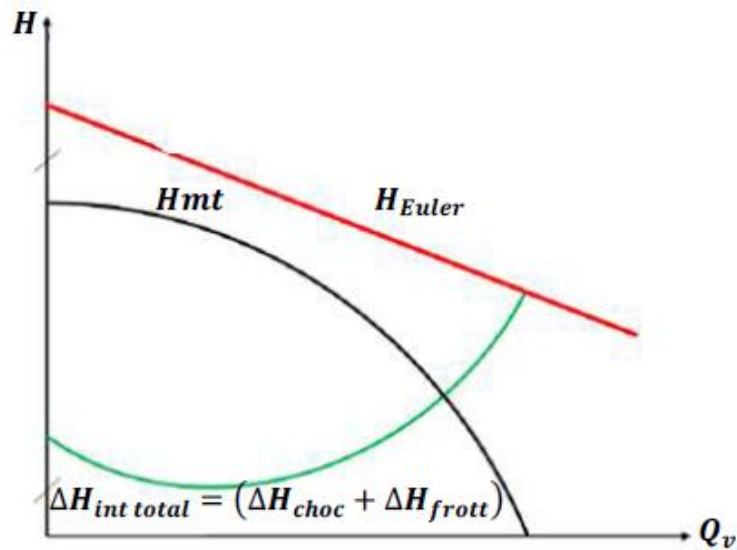


Figure. II. 4: Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.

Cette courbe présente les variations de la hauteur manométrique totale d'élévation susceptible d'être fournie par la pompe en fonction du débit Q . Ce sont sensiblement des paraboles

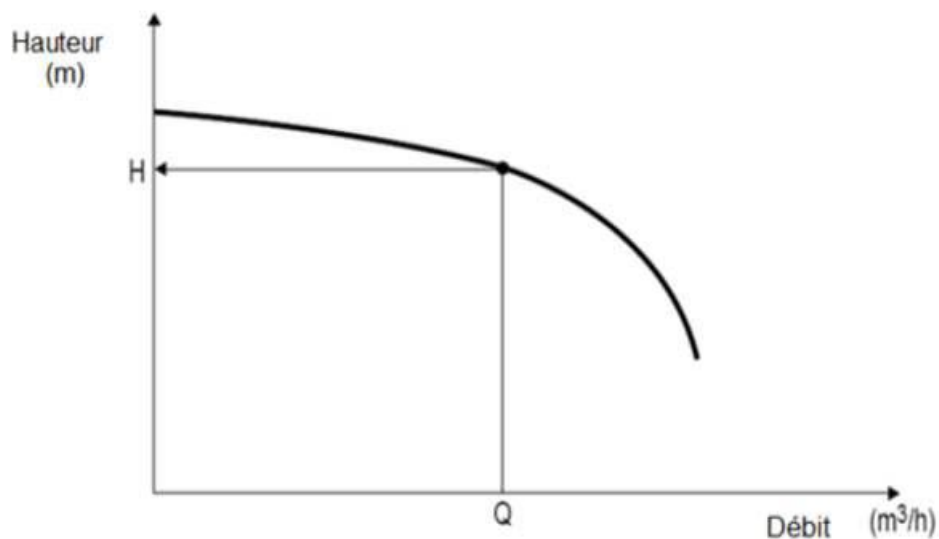


Figure. II. 5 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.

II.4.2. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit

Le rendement de la pompe est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit.

Il est représenté par une courbe fournie par le constructeur de la pompe. Le rendement permet de déterminer la puissance sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique.

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement. [9]

Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspondent-la hauteur nominale et la puissance nominale.

Le rendement de la pompe est :

$$\eta = \frac{\text{Puissance fournis}}{\text{Puissance absorbé}}$$

Avec l'intégration de la puissance fournie on obtien

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Qv \cdot Hmt}{Pa}$$

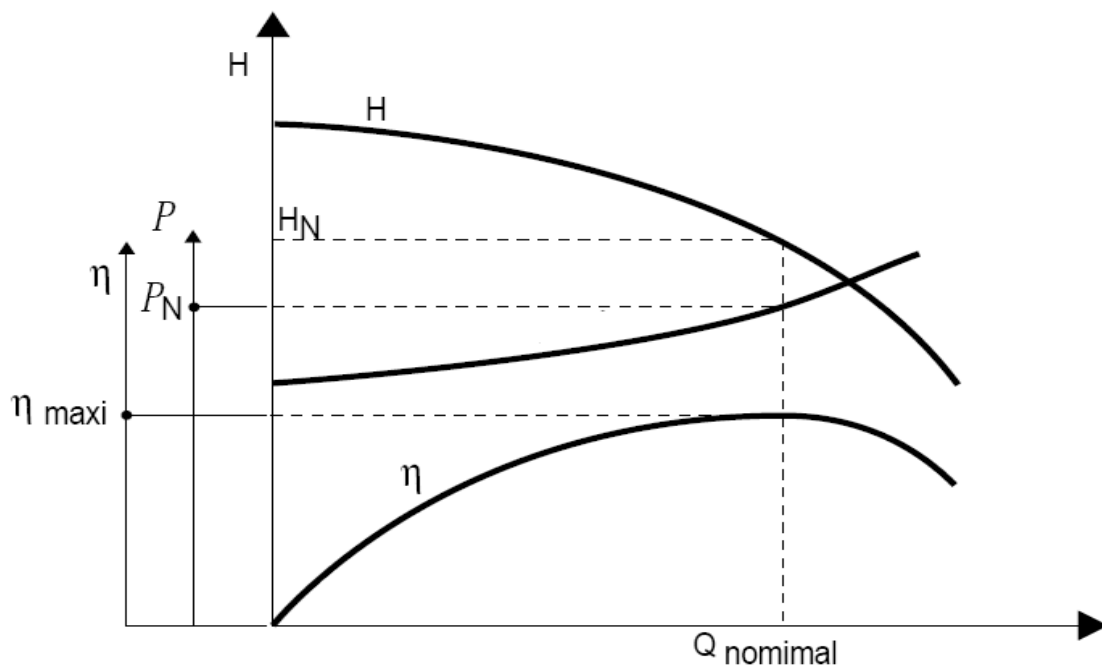


Figure II.6 :: rendement et puissance en fonction de débit.

II.4.3.Caractéristique : NPSH – Débit

Le **NPSH** est la hauteur totale de charge à l'entrée de la pompe.

NPSH: (net positive section head), abbreviation anglaise.

Le **NPSH** est défini comme étant la charge minimale requise à l'entrée de la bride

d'aspiration pour assurer le fonctionnement correct de la pompe ; il s'agit du NPSH requis.

L'installation devra mettre à la disposition de la pompe au niveau de la bride d'aspiration, une charge au moins égale à celle requise ; il s'agit du NPSH disponible.

Donc il faut que :

$$\text{NPSH}_{\text{dispo}} > \text{NPSH}_{\text{requis}}$$

$$\text{NPSH}_{\text{dispo}} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} + Z_1 - \Sigma \Delta H_{\text{asp}} \quad (\text{II.12})$$

P₁: pression absolue qui s'exerce sur la surface libre du liquide à l'aspiration.

P_v: pression absolue correspondent à la tension de vapeur du liquide à la température de pompage.

Z₁: distance verticale entre la surface libre du liquide et l'axe de la pompe.

Valeur positive ou négative suivant que la pompe est en charge ou en aspiration

ΔH_{asp.} : pertes de charges dans la conduite d'aspiration

Avec :

$$\text{NPSH}_{\text{requi}} = \frac{P_b}{\rho g} - \frac{P_v}{\rho g} + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{C_{1-2}}{\rho g} \quad (\text{m}) \quad (\text{II.13})$$

P_b : Pression absolue (c'est la somme de la pression effective et de la pression atmosphérique)

On distingue :

Le NPSH_{requis} : qui est celui que demande le constructeur pour obtenir un bon fonctionnement de la pompe

le NPSH_{dispo}: qui résulte des conditions d'installation.

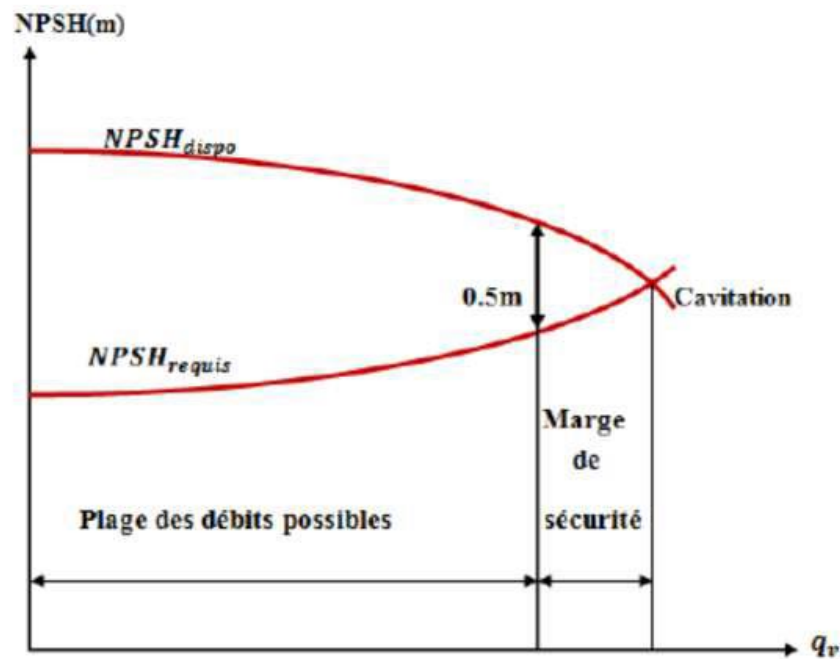


Figure. II.7: Courbes caractéristiques de $NPSH_{requis}$ & $dispo$ en fonction de débit.

II.5.Couplage des pompes : [10]

Pour parvenir à obtenir certaines conditions de fonctionnement impossibles à réaliser avec une seule pompe, les utilisateurs associent parfois deux pompes dans des montages en série ou en parallèle.

II.5.1.Couplage en série

On considère deux pompes P_1 et P_2 ayant des caractéristiques différentes. Le montage en série de deux pompes est illustré comme suit :

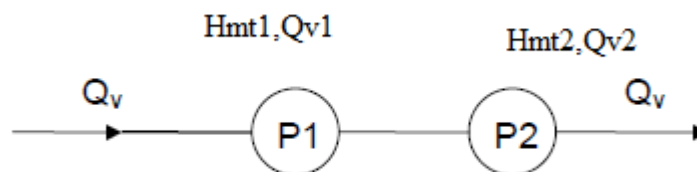


Figure II.8: Couplage en série

Couplage en série

Les pompes P1 et P2 montées en série sont traversées par le même débit de liquide Q_v .

$$Q_v = Q_{v1} = Q_{v2}$$

La hauteur manométrique totale de cette configuration est la somme des hauteurs manométriques totales H_{mt1} et H_{mt2} des deux pompes.

$$H_{mt,serie} = H_{mt1} + H_{mt2}$$

Le couplage en série permet d'augmenter la hauteur manométrique totale: il convient donc pour un réseau présentant des pertes de charge importantes

II.5.2. Couplage en parallèle

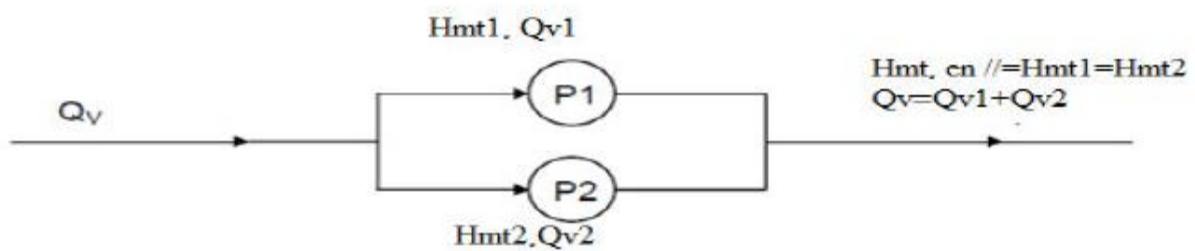


Figure. II.9 : Couplage en parallèle

Les pompes P1 et P2 montées en parallèle montrent la même hauteur manométrique totale H_{mt} .

$$H_{mt1} = H_{mt2} = H_{mt, //}$$

Le débit total du montage est la somme des débits des deux pompes pour une même hauteur manométrique totale.

$$Q_v = Q_{v1} + Q_{v2}$$

II.6. Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement d'une pompe centrifuge est le point d'intersection de la courbe débit-hauteur de la pompe et de la courbe caractéristique de réseau par lequel le débit

(Q_v) et la hauteur manométrique de la pompe (H_{mt}) sont déterminés. Le point de fonctionnement ne peut être modifié que par la modification de la courbe caractéristique de réseau ou par celle de la courbe débit-hauteur de la pompe.

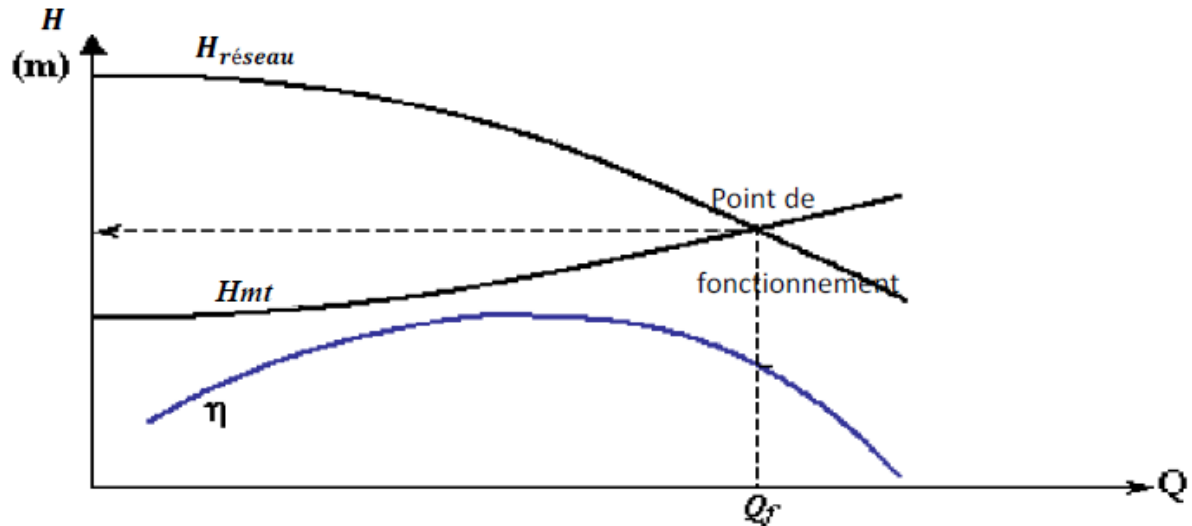


Figure. II.10: Le point de fonctionnement d'une pompe.

Remarque:

- La courbe du réseau est le tracé des pertes de charge et variations de pression et d'élévation en fonction du débit volumique, elle a l'allure d'une courbe parabolique ascendante.
- Les effets de ces mesures sur la modification de la courbe caractéristique ne peuvent être prévus que pour un fonctionnement sans cavitation.

Chapitre III :

Simulation numérique d'un écoulement Dans une pompe

III.1. Introduction:

Dans ce chapitre, le processus de modélisation des écoulements dans les pompes centrifuges a été présenté. Après un bref aperçu des équations générales qui régissent les écoulements internes, les différents types de solutions et leurs hypothèses simplificatrices ont été exposés.

En vue par un physicien, la mécanique des fluides constitue une branche de physique. En revanche, pour un mathématicien il s'agit d'une branche de mathématiques appliquées. Par ailleurs, vu les soucis d'applications d'ingénierie, l'ingénieur la voit comme une science qui s'appuie, en grande partie sur l'expérience.

En effet, l'étude de la mécanique des fluides ne peut être effectuée en profondeur qu'avec une maîtrise considérable de mathématiques. En présentant, dans ce qui suit, les équations qui décrivent un fluide dans son mouvement, et qui régissent les problèmes de mécanique des fluides, mais il faut bien noter que résoudre ces équations nécessite généralement une puissance informatique colossale. Pour cela en présenteront en parallèle dans le même chapitre les approches mathématiques résolvant l'équation de quantité de mouvement et l'équation de continuité [11],[12]

III.2. Formes générale des équations fondamentales:

L'écoulement dans les machines est généralement tridimensionnel, instationnaire, visqueux et turbulent. Les équations applicables sont déjà établies, il s'agit de l'équation de continuité et de l'équation dynamique (Navier-Stokes). En fluide compressible, on rajoute à ce système l'équation de l'énergie et l'équation d'état du fluide. En tenant en compte des frottements du fluide sur les parois, et le freinage des couches fluide du à la viscosité, ainsi que la turbulence qui un phénomène naturel inévitable qui engendre tout fluide en mouvement et quelle représente des pertes aléatoires difficiles à prédire dans certains cas. Du coup la complexité du système d'équations obtenu exige un certain nombre de simplifications pour résoudre celles-ci dans un temps raisonnable [13]

III.2.1. Équation de conservation de masse (équation de continuité)

A partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du théorème de la divergence les formes différentielles de l'équation de continuité et l'équation de conservation des quantités de mouvement peuvent être obtenues. L'équation de continuité en mouvement relatif est donnée par:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (\text{III.1})$$

III.2.2. Équations de conservation de la quantité de mouvement :

Lorsqu'une particule fluide est soumise à un système de forces non équivalentes à zéro, elle se met en mouvement, et les lois de la mécanique classique lui sont appliquées. [14]

Sur un élément de volume, les forces appliquées sont :

- Forces de volume proportionnelles au volume (les termes 1, 2, et 3)
- Forces de pression proportionnelles aux surfaces et normales à ces surfaces (le terme 4)
- Forces d'inertie proportionnelles à l'accélération (le terme 5)
- Forces de frottement dues à la viscosité (le terme 6)

La loi de conservation de la quantité de mouvement traduite par les équations de Navier Stokes, pour un écoulement instationnaire exprime simplement la loi fondamentale de la dynamique des fluides. [11]

$$\underbrace{\rho \frac{D\vec{v}}{Dt}}_1 = \rho \left[\underbrace{(\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \vec{v}}_2 + \underbrace{\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}}_3 \right] = \underbrace{-\vec{\nabla} p}_4 + \underbrace{\rho \vec{g}}_5 + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left\{ \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right\} \right]}_6 \quad (\text{III.2})$$

Les hypothèses supposées dans notre travail sont : $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$.

- ✓ L'écoulement est permanent.
- ✓ L'écoulement est turbulent.
- ✓ L'écoulement est tridimensionnel ; sans transfert d'énergie.
- ✓ Le fluide incompressible

On présente dans ce qui suit les équations gouvernantes le fluide dans son mouvement en deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent.

III.2.3. Équation de continuité en régime laminaire :

$$\text{div } \vec{v} = 0 \quad (\text{III.3})$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{III.4})$$

III.2.4. Equations de Navier-Stokes en régime laminaire:

La projection de l'équation de Navier-Stokes sur les trois axes du repère cartésien donne:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2} \right) + f_x \\ \frac{\partial V_y}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z^2} \right) + f_y \\ \frac{\partial V_z}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) + f_z \end{aligned} \quad (\text{III.5})$$

III.3. Simulation des écoulements turbulents :

Il existe trois principales méthodes de modélisation d'un écoulement turbulent : la Simulation Numérique Directe (DNS), dans laquelle on cherche à représenter l'ensemble des phénomènes physiques, la Simulation à Grande Echelle (LES), dans laquelle on ne représente que les plus gros tourbillons en fonction du temps, et la simulation moyenne dans laquelle seul l'écoulement moyen est représenté

III.3.1. La Simulation Numérique Directe (DNS)

Les équations de la continuité et du bilan de quantité de mouvement forment un système d'équation fermé de quatre équations à quatre inconnues (u_i, u_j, u_k trois composantes de vitesse et p la pression). Théoriquement, la résolution de ce système est possible et ne nécessite aucun modèle. Malheureusement, en pratique cela n'est pas toujours possible.

En effet, pour un écoulement laminaire avec une géométrie assez simple la DNS est possible. Mais, pour un écoulement turbulent 2, qui est la règle du point de vue des situations industrielles à nombre de Reynolds élevé, on a des structures turbulentes à toutes les échelles spatiales et temporelles. Pour pouvoir capter ces microstructures de très faible dimension il faut diviser le domaine en volumes de contrôle de taille très petite (au moins aussi petite que la taille de la plus petite structure qu'on souhaite capter) : il faut donc un maillage très fin ,donc des processeurs très puissants et beaucoup de mémoire.

On peut estimer un ordre de grandeur du nombre de mailles pour une DNS d'un écoulement turbulent. Pour cela, il faut définir l'échelle de turbulence de Kolmogorov qui donne la taille de la plus petite structure turbulente en fonction du nombre de Reynolds de l'écoulement :

$$\eta = L Re_L^{-3/4} \quad (III.6)$$

est l'échelle intégrale représentative de la taille des plus grandes structures tourbillonnaires. Pour un cas 1D de longueur Nh , N étant le nombre de nœuds et h la longueur d'une maille, on doit respecter les conditions suivantes :

$Nh > L$ (c-à-d que le domaine est plus grand que L);

$h \leq \eta$ (c-à-d que la taille d'une maille soit plus petite que les plus petites structures). Soit $N \leq Nh > L$.

Soit encore $N \leq L/\eta = Re_L^{3/4} \quad (III.7)$

Passons à présent en 3D, on obtient : $N_{3D} = N_{1D}^3 = Re_L^{9/4}$

Prenons l'exemple où $Re_L = 10^6$ il faudra donc $N_{3D} = 3.10^3$ mailles.

Ceci montre qu'une simulation DNS est très coûteuse et est donc réservée aux cas simples, avec un faible nombre de Reynolds. De plus, déterminer une solution numérique aussi précise a peu d'intérêt dans le cadre d'une application industrielle où on ne s'intéresse généralement qu'aux valeurs moyennes et globales.

Il est donc nécessaire de trouver une autre méthode numérique beaucoup moins coûteuse et plus facile à mettre en place qu'une simulation de type DNS. C'est là qu'interviennent les modèles de turbulence qu'on va présenter (très succinctement) dans ce qui suit. On ne va considérer que les modèles basés sur la moyenne de Reynolds appliquée aux équations de Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes ou encore RANS)

III.3.2. La Simulation des Grandes Echelles (LES):

Représente une technique intermédiaire entre le calcul direct et l'approche statistique. Elle consiste à calculer l'écoulement à partir des équations de Navier-Stokes sur un maillage moins dense et à modéliser les mouvements d'échelles inférieures aux dimensions de la maille. Ils agissent des grosses structures turbulentes. Cette méthode est coûteuse du point de vue de l'ampleur des calculs numériques et devrait être particulièrement utile pour les écoulements dans lesquels les grandes structures jouent un rôle déterminant.

III.3.3. Modèles de turbulence de type RANS:

III.3.3.1. La moyenne de Reynolds:

Cette moyenne décrit de manière statistique les champs de vitesse. On décompose tout d'abord l'écoulement turbulent en deux termes:

$$u_i = U_i + u'_i \quad (\text{III.8})$$

où U_i est la valeur moyenne de la vitesse et u'_i est la fluctuation de la vitesse par rapport à la valeur moyenne U_i

$$U_i = \overline{U_i} \text{ et } \overline{u'_i} = 0 \quad (\text{III.9})$$

La moyenne de cette décomposition permet donc de supprimer les variables fluctuantes.

On va donc appliquer cette moyenne aux équations fondamentales de la dynamique des fluides en décomposant les variables u et p . Sans rentrer dans le détail des calculs, en faisant l'hypothèse d'un écoulement incompressible et en l'absence de forces volumiques, ces équations de viennent :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{III.10})$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial (\overline{U_i U_j})}{\partial x_i} \quad (\text{III.11})$$

On fait donc apparaître un terme supplémentaire, à savoir On peut L'exprimer comme la divergence d'un tenseur, et on introduit ainsi le « tenseur des contraintes de Reynolds » Ce tenseur symétrique possède 6 composantes indépendantes. Si on fait le bilan des inconnues de notre système toujours composé de quatre équations, on a cette fois-ci : U_i ;

U_j ; U_k ; P mais aussi $\overline{u'_i u'_i}$, $\overline{u'_j u'_j}$, $\overline{u'_k u'_k}$, $\overline{u'_i u'_j}$, $\overline{u'_i u'_k}$, $\overline{u'_j u'_k}$. Soit au total 10 inconnues pour

Seulement quatre équations. Il est nécessaire d'introduire d'autres équations pour fermer le Système.

III.3.3.2. Modélisation de la turbulence :

III.3.3.2.1 modèle k-ε :

Le but de cette présentation est de vous montrer comment ce problème de fermeture est traité dans un logiciel de simulation. Nous prendrons comme exemple un des modèles les plus connus : le modèle k-ε Rappelons qu'il y a deux familles de modèles :

- Dans la première famille, on cherche à calculer chaque composante du tenseur de Reynolds à partir de l'équation de transport appliquée non pas à u mais à : $\overline{u'_i u'_j}$
On arrive alors à un autre problème de fermeture portant sur des corrélations triples des fluctuations de vitesse
- Dans la seconde famille, dont fait partie le modèle k-ε on utilise le concept de «viscosité turbulente»

Les modèles de cette dernière famille reposent sur l'hypothèse de Boussinesq qui exprime les contraintes de Reynolds, r_{ij} , comme le taux moyen de déformation du champ des vitesses moyennes :

$$\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (\text{III.12})$$

Avec : ν_t la viscosité turbulente qui est donc une propriété de l'écoulement, contrairement à la viscosité cinématique ν qui est une propriété du fluide. Dans cette équation,

$$k = \frac{1}{2} \sum_i \overline{U_i'^2} \quad (\text{III.13})$$

L'énergie cinétique turbulente massique (donc homogène à des $\text{m}^2.\text{s}^{-2}$). En injectant l'Equation dessus on obtient :

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \overline{u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial k}{\partial x_i} + (\nu + \nu_t) \frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (\text{III.14})$$

Toute la difficulté est de savoir comment exprimer la viscosité turbulente. Il existe des modèles:

- A zéro équation de transport (avec une expression pour ν_t);
- A une équation de transport (celle de k) ;
- A deux équations de transport (k et une autre variable $\epsilon, \omega \dots$)

Le modèle k-ε est un modèle à deux équations de transport. La viscosité turbulente est Fonction de k et de la dissipation turbulente ε :

$$\mu_t = C_\mu \frac{K^2}{\epsilon} \quad (\text{III.15})$$

Ce terme de dissipation turbulente correspond à la puissance massique convertie sous forme de chaleur par les plus petits tourbillons (ε est homogène à des $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$). L'ensemble du système à résoudre devient alors :

$$\begin{aligned} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial K}{\partial x_i} + (\nu + \nu_t) \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} \\ \frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \nu_t \left[\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - \epsilon \\ \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\epsilon 1} \nu_t \frac{\epsilon}{K} \left[\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{K} \end{aligned} \quad (\text{III.16})$$

Avec : $C_\mu=0.09$, $C_{\epsilon 1}=1.44$, $C_{\epsilon 2}=1.92$, $\sigma_k=1$, $\sigma_\epsilon=1.3$, Ces constantes sont obtenues empiriquement. Sous des hypothèses très fortes, et par calage de constantes sur des expériences de référence, on a abouti à la fermeture du système.

III.3.3.2 Modèle k-ω SST:

Le modèle k-ω SST (Shearer Stress Transport) ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes, est dérivé du modèle k-ω Standard. Ce modèle combine la robustesse et la précision de la formulation du modèle k-ω dans la région proche de la paroi avec le modèle k-ε et toutes ses qualités ; pour les écoulements libres loin de la paroi. La définition de la viscosité turbulente est modifiée pour prendre en compte le transport des contraintes de cisaillement turbulentes ,dont voici une forme simplifiée:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{f(\Omega \cdot K \cdot \omega \cdot y)}{a^*} \right]} \quad (\text{III.17})$$

f(Ω, k, ω, y) est une fonction dépendant du taux de rotation Ω de k de ω et de la distance normale à la paroi y. Les améliorations apportées à ce modèle le rendent plus fiable pour une class d'écoulements plus étendue (écoulements à gradients de pression adverses, surfaces portantes ondes de choc transsoniques) ...etc. [14]

III. 4. Méthodes numériques :

Une solution à ces équations aux dérivées partielles peut être calculée numériquement sur un domaine discrétisé par application de différentes méthodes :

- Méthode aux différences finies.
- Méthode aux éléments finis.
- Méthode aux volumes finis.

Contrairement à la méthode des différences finies qui met en jeu des approximations des dérivées intervenant dans les équations à l'aide de développement en série de Taylor, les méthodes des volumes finis et des éléments finis exploitent des approximations d'intégrales. Toute fois, la méthode des volumes finis se base directement sur la forme dite forte de l'équation à résoudre, alors que la méthode des éléments finis se fonde sur une formulation variationnelle de l'équation (on parle aussi de formulation faible) : on décompose la solution sur une base de fonctions tests.

Dans le cas de la méthode des volumes finis, les termes de flux sont évalués aux interfaces entre les volumes. Cette méthode est conservatrice, donc parfaitement adaptée à la résolution de lois de conservation. Plus de 90 % des codes de calcul en dynamique des fluides numériques utilisent cette méthode.

En raison du caractère non-linéaire des équations de Navier-Stokes, la résolution des équations se fait souvent de manière itérative à partir de conditions initiales. Dans le cas d'un calcul instationnaire, par exemple, ce calcul itératif est effectué à chaque pas de temps. Le solveur cherche alors une solution des champs de pression, vitesse, température, (. . .) qui équilibre le système de lois de conservation (masse, quantité de mouvement, énergie). Le critère d'arrêt de ce calcul itératif, imposé par l'utilisateur, est souvent basé sur le résidu des variables. Lorsque celui-ci devient faible (il a baissé de 3 à 4 ordres de grandeur), cela est un signe que le calcul itératif a convergé vers une valeur donnée et peut-être arrêté.

Toute fois, il est impératif d'imposer d'autres critères de convergence, comme la conservation du débit, la constance aux cours des itérations d'une quantité d'intérêt (par exemple la pression statique en entrée d'une pompe) qui a un sens plus physique ou plus parlant par rapport au problème étudié.

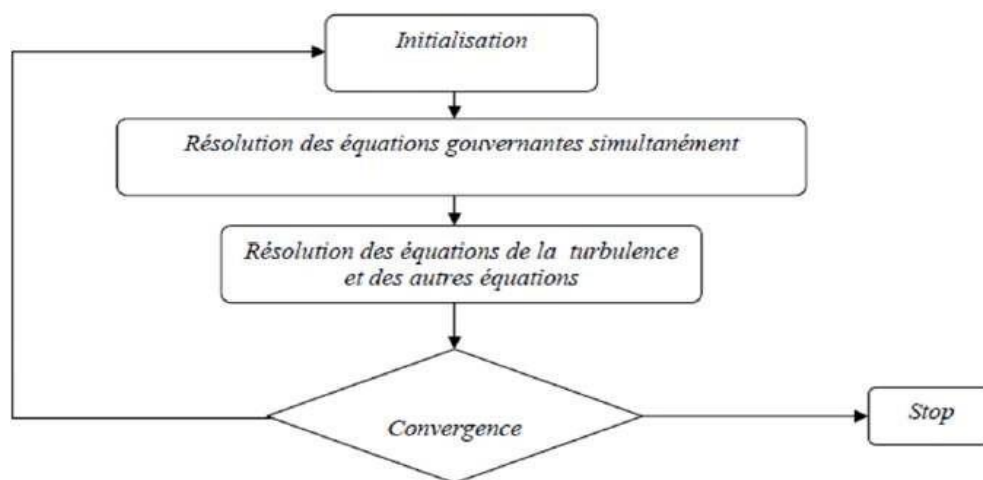


Fig.III.1. Vue d'ensemble de la méthode de résolution couplée.

III. 5. Résolutions des équations :

Nous venons de voir de manière très succincte comment un calcul dynamique des fluides numérique est réalisé. Ce qu'il faut retenir :

- Le point de départ sont les équations de la dynamique des fluides ;
- Etant impossible de les résoudre analytiquement, on a recours aux méthodes numériques
- De discrétisation (spatiale et temporelle);
- Une simulation DNS est très coûteuse et difficile à mettre en place mais ne nécessite pas de modèle de turbulence ;
- Le cas échéant, l'utilisation d'un modèle de turbulence permet de simplifier la mise en place d'un calcul dynamique des fluides numérique;

Au prix d'inconnues supplémentaires qu'il faut modéliser pour parvenir à un système fermé .

- Une modélisation de type RANS fournit des valeurs moyennes et la qualité des résultats comparés à la réalité peut dépendre du choix d'un modèle ;
- D'autres critères interviennent comme l'ordre des schémas de discrétisation, la qualité du maillage, le nombre de mailles...

Cette section achève la partie « théorique » de cette introduction à la dynamique des fluides numérique. La suite abordera de manière plus pratique le déroulement d'une simulation

dynamique des fluides numérique.

III.6. Maillage :

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse dynamique des fluides numérique, vu son influence sur la solution calculée. Un maillage de très bonne qualité est essentiel pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant. La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul.

Une bonne qualité de maillage repose sur la minimisation des éléments présentant des

« Distorsions » (skewness en anglais), et sur une bonne « résolution » dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc, . . .). Un bon maillage doit également être suffisamment « lisse ».

III.6.1 Composants du maillage :

Le domaine de calcul est défini par un maillage qui représente le fluide et les faces solides qui interviennent.

- “Cella”: volume de contrôle divisant la géométrie ;
- “Face” : frontière d’une “celle”, où sont définies les conditions aux limites ;
- “Edge ”: frontière d’une “face”;
- “Node”: point de maillage;
- “Zone”: groupe de “nodes”, “faces” et/ou “cells”.

III.6.2. Choix du type de maillage :

On définit les maillages structurés, et non structurés (voir Figure. III.3).

III.6.2.1. Maillage structuré (quadra/hexa):

Un maillage structuré est un maillage qui peut être généré en reproduisant plusieurs fois un maillage élémentaire. Dans ce type de maillage, tout nœud peut être repéré par un doublet ou un triplet (i, j, k). Le maillage structuré tire profit de la numérotation et la topologie est implicite (stockage quasi-nul). En 2D, les éléments sont des quadrilatères, en 3D ce sont des

hexaèdres .Il présente les avantages suivants :

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de mailles Par rapport à un maillage non structuré équivalent.

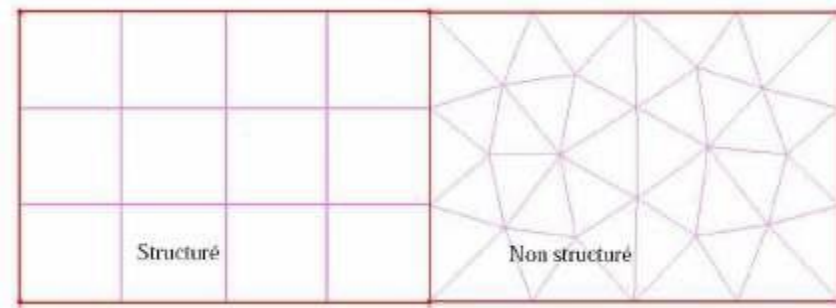


Figure. III.2: Maillages structurés et non structurés.[15]

Lorsque l'écoulement moyen est aligné avec le maillage, un maillage structuré réduit les risques d'erreurs numériques Ses inconvénients :

- Difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.

Il est beaucoup plus facile à générer en utilisant une géométrie à blocs multiples.

III. 6.2.2. Maillage non structuré(tri/tétra)

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant-à leur disposition. Ses avantages :

- Peut être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments,
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.ses inconvénients :
- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.
- Impose une structure de données gourmande en capacités de stockage.
- Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion)qui peuvent être plus importantes si

III.6.2.3 Maillage hybride:

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types ,triangulaires ou quadrilatéraux en 2D ,tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D. Il combine les

avantages des maillages structurés et non structurés.

III.6.3. Techniques générales de génération du maillage

En pratique, il n'y a pas de règle absolue pour créer un maillage valide, cependant il existe différentes approches qui conduisent à une grille acceptable. On peut résumer ces règles par :

- Maintenir une bonne Qualité des éléments,
- Assurer une bonne Résolution dans les régions à fort gradient,
- Assurer un bon Lissage dans les zones de transition entre les parties maillage à fin et les parties à maillage grossier,
- Minimiser le nombre Total des éléments (temps de calcul raisonnable).

On peut se souvenir de ces règles en utilisant la formulation mnémotechnique QRLT.

III.6.4. Convergence en maillage

Dans une modélisation dynamique des fluides, la solution doit être indépendante de la densité du maillage pour être sûr du réalisme de la solution donnée par le solveur après convergence.

De manière systématique, pour tout calcul par dynamique des fluides numérique on se doit de réaliser et de présenter un test de convergence en maillage, en reportant l'évolution d'une grandeur, tant qu'à faire que l'on souhaite mesurer par la simulation en cours le coefficient de frottement à une paroi, la différence de charge hydraulique aux bornes d'une pompe, un coefficient de transfert thermique, . . . en fonction de la taille du maillage que l'on raffine successivement (voir Figure. 6).



Figure.III.3: Test de convergence en maillage.[15]

III.7. Discrétisation et les conditions aux limites:

C'est une opération de transformation de la géométrie originale du dispositif à un ensemble de nœuds (grille) ou le dispositif doit garder la forme initiale (originale), ceci se fait

par le traçage des lignes parallèles aux axes x et y et leur intersection donne les nœuds du maillage.

Le principe de la discrétisation en volumes finis consiste à transformer les équations gouvernantes en expressions algébriques qui seront résolues numériquement.

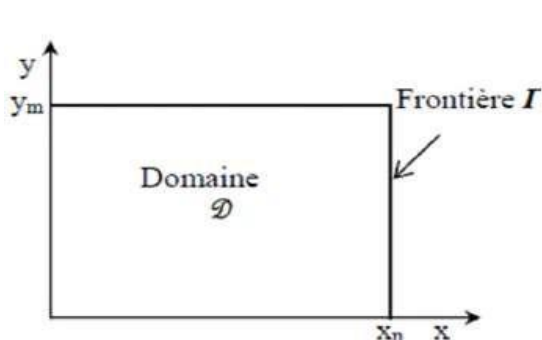


Figure.III.4. Géométrie originale.

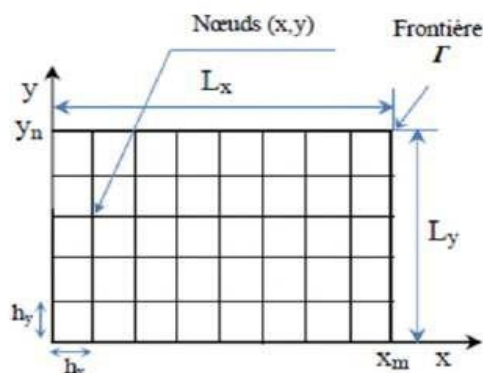


Figure.III.5. Géométrie discrétisée [15]

III.7.1. Opération conditions

Avant de choisir les conditions aux limites, vous devez d'abord choisir la valeur de la pression de référence. En effet, bien souvent les calculs sont effectués avec une pression relative appelée “gauge pressure” et ce afin d'éviter les erreurs d'ordre numérique lors du calcul pour des écoulements à faible nombre de Mach. La relation liant la pression absolue à la “gauge pressure” est donnée par $P_{abs} = P_{op} + P_{gauge}$, avec P_{op} la “operating pressure”. Par défaut ils'agit de la pression atmosphérique.

Nous pouvons également inclure la gravité. Attention, selon les codes, on a alors prise en compte ou non de la pression hydrostatique dans la pression utilisée.

III.7.2. Les conditions aux limites:

On dispose d'un certain nombre de conditions, parmi lesquelles son distinguera des conditions d'entrée, de sortie, aux frontières solides, de périodicité ou de symétrie. Il faut garder à l'esprit que par défaut, les conditions imposées de type entrée / sortie correspondent à des profils uniformes sur la frontière, ce qui ne représente pas toujours la réalité physique.

Par exemple, pour Fluent, on a le choix pour les entrées entre:

- Velocity Inlet: Utilisée pour des écoulements incompressibles ou moyennement compressibles ;la vitesse d'entrée est imposée.
- Pressure Inlet: Utilisée pour les écoulements compressibles et incompressibles .On

fixe alors la pression totale **en entrée**.

- Définition de la pression totale en écoulement incompressible:

$$P_t = p + \frac{1}{2} \rho v^2$$

En écoulement compressible de C_p constant, avec l'exposant isentropique et M le

Nombre De Mach : $P_t = p (1 + (\gamma - 1/2) M^2)^{\gamma/(\gamma - 1)}$

Mass Flow Intel : On impose un débit massique connu à l'entrée. Pas nécessaire

en écoulement incompressible.

- Inlet Vent : Exotique, correspond à une grille d'aération dont on fixe la loi de perte de charge.
- Intake Fan : Exotique, correspond à un ventilateur d'aspiration dont on fixe la caractéristique.
- Et pour **les sorties** :

Pressure Outlet : Spécifie la pression statique de sortie. L'utilisation de Pressure Outlet sert à définir la pression statique à la sortie. L'utilisation de la condition "Pressure Outlet" au lieu de "Out flow" a souvent comme conséquence une meilleure convergence. Nota :

Problèmes de retour de débit ("Back Flow"). Le phénomène apparaît lorsque la pression statique dans une maille voisine à la maille qui est sur la frontière est inférieure à la Pression imposée en conditions aux limites. Il faut essayer d'éliminer le "Backflow" en éloignant la sortie (en allongeant le domaine de calcul).

- Out flow : Cette condition est utilisée pour modéliser les sorties de fluide dont on ne connaît pas a priori les détails de la vitesse et de la pression à la sortie. On suppose qu'on a atteint un régime établi où les gradients de vitesse et de température normaux à la sortie sont nuls.

Cette condition n'est pas appropriée pour les calculs suivants :

- Si le problème possède une condition de type "Pressure Inlet";
- Si vous modélisez un écoulement compressible ;
- Si vous modélisez un écoulement instationnaire avec variation de la densité.
- Pressure Far-Field : uniquement en compressible, on modélise un écoulement libre de nombre de Mach connu.

- OutletVent : Exotique, correspond à une grille d'aération dont on fixe la loi de perte de charge.
- OutakeFan: Exotique, correspond à un ventilateur d'extraction dont on fixe la caractéristique.

Conditions de parois

Cette condition aux frontières permet de spécifier les parois du volume de contrôle. Les parois peuvent être déclarées fixes ou en mouvement relatif à l'exemple des rotors des machines roto dynamiques.

Chapitre IV :

Simulation numérique par un
logiciel

IV.1 Introduction :

Ce chapitre est consacré à la résolution des équations présentées dans le chapitre précédent. Nous présenterons tout d'abord le code de calcul à utiliser et les étapes à suivre pour effectuer une simulation. La géométrie et la création du maillage de la pompe centrifuge sont expliquées, puis nous verrons les procédures utilisées par ANSYS Fluent pour la résolution des équations de transport, les conditions aux limites seront exposées.

IV.2. Présentation de code de calcul ANSYS Fluent:

ANSYS Fluent est le logiciel de dynamique des fluides (CFD) le plus puissant du marché pour aller plus vite et plus loin dans l'optimisation des performances. ANSYS Fluent offre des capacités éprouvées pour la modélisation physique de l'écoulement des fluides, de la turbulence, du transfert de chaleur et de la réaction chimique, et fournit des résultats rapides et précis pour une très large gamme d'applications CFD et multi physiques.

ANSYS peut prédire en toute confiance le succès d'un produit dans le monde réel. Les entreprises utilisent ANSYS pour créer des prototypes virtuels complets de produits et systèmes complexes de mécanique, d'électronique, de composants électroniques et de logiciels impliquant tous les phénomènes physiques qui existent dans la réalité.

Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie à travers le monde. Il est souvent considéré

Comme une référence dans le domaine de la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique, il dispose d'une interface de scripts pour automatiser les

Processus de calcul. L'un des intérêts de ce logiciel de simulation généraliste, est qu'il dispose

D'un nombre relativement important de modèles, pouvant faire face à divers aspects de la

Mécanique des fluides, Fluent contient également un outil de visualisation des résultats qui

Permet d'afficher les champs de pression, vitesse, surface...etc.

La résolution numérique par Fluent d'une manière générale, suit les étapes suivantes :

1. Création de la géométrie sous ANSYS-Design modeler ;
2. Choix de maillage sous ANSYS-Mechain ;
3. Définition des conditions aux limites sous Fluent ;
4. Calcul avec FLUENT pour les différents cas retenus ;

5. Analyse des résultats obtenus

IV.3. Géométrie :

Elle consiste à dessiner la pompe centrifuge à l'aide du modèle de conception ANSYS. La géométrie étudiée est composée respectivement de :

- Une roue de diamètre 500 mm, 06 mm d'épaisseur.
- 6 aubes hélices (Angle d'entrée 90°), 1.5 mm d'épaisseur
- Un collecteur (Volute) de diamètre 300 mm

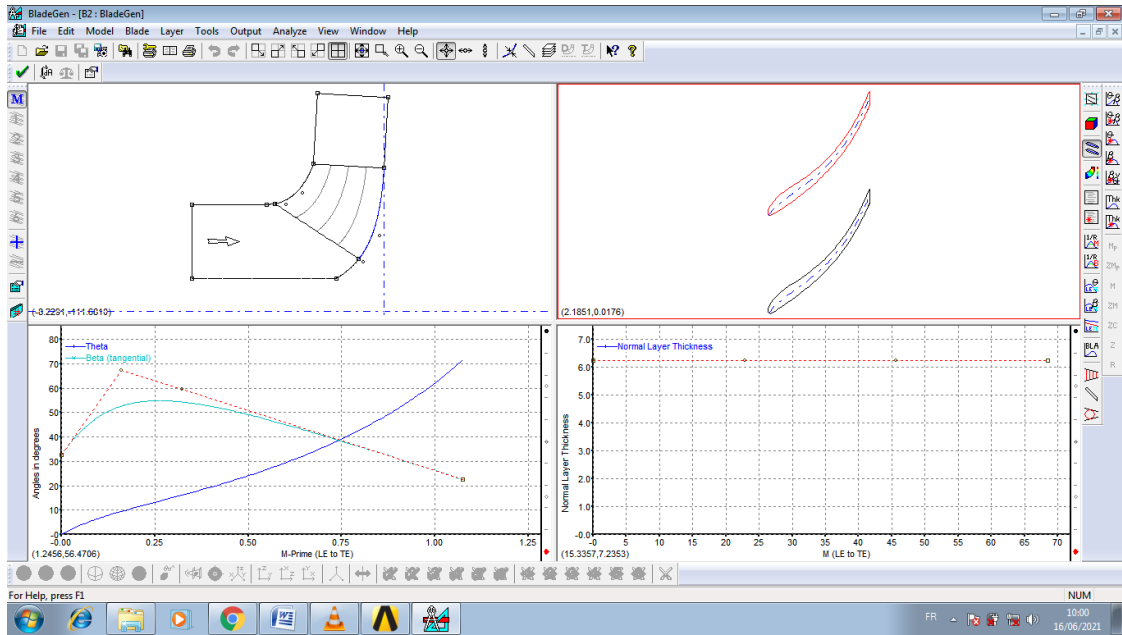


Figure IV. 1.Plan méridien (BladeGen).

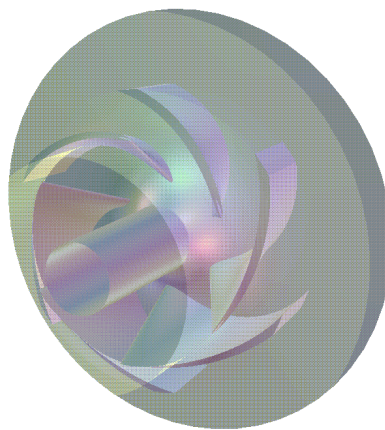


Figure IV. 2.Géométrie 3D (BladeGen).

IV.4. Le maillage :

L'un des concepts les plus importants en CFD consiste à diviser le domaine d'écoulement par petites cellules, cette étape représente la phase préliminaire à toute résolution. Les équations gouvernantes seront ainsi résolues pour chacune des cellules générées. Selon la forme géométrique, il faut choisir une maille adaptable à la géométrie, les mailles utilisés par Fluent sont les suivants :

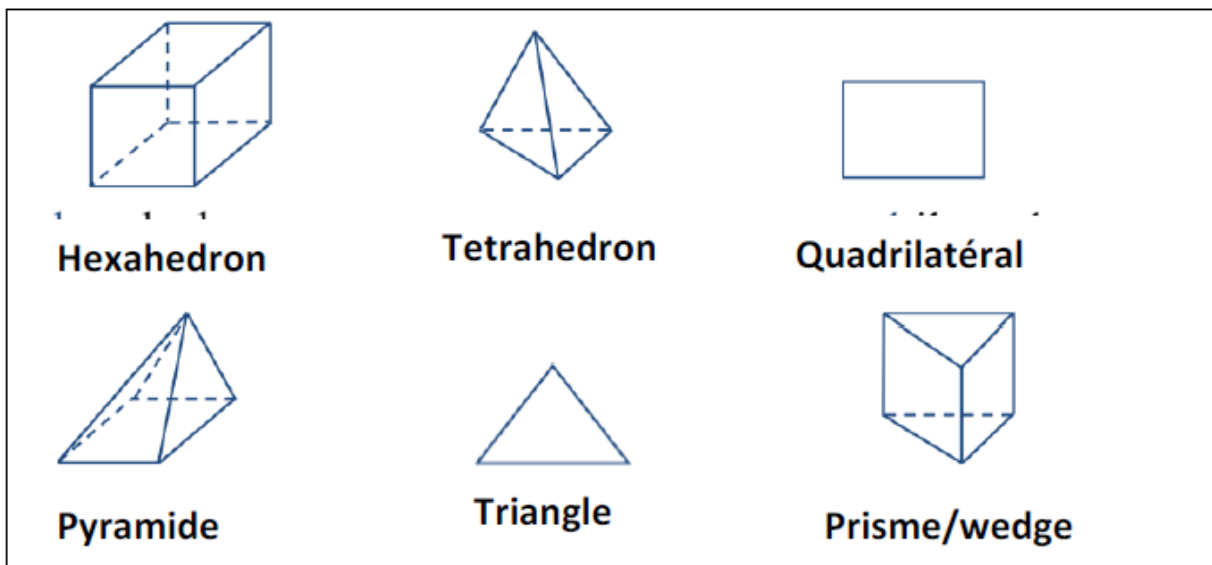


Figure IV.3 : les différents types de mailles utilisées en volumes finis par Fluent

Le maillage est la subdivision du domaine d'étude en sous-domaine appelé volume de contrôle. Il se caractérise par

- La dimension des mailles : 2D ou 3D ;
- Le nombre de maille ;
- La distance entre les mailles
- La géométrie des mailles : triangulaire et quadrilatérale tétraédrique et hexaédrique (3D).

Le maillage adopté dans notre cas, est un maillage triangulaire et quadratique composé de

Le maillage de différentes parties de la roue à aubes et maillage automatique de la pompe ; sont présentées dans les figures suivantes :

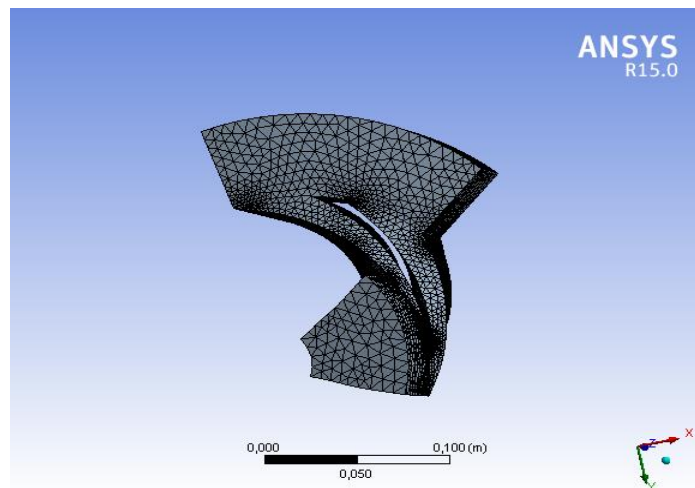
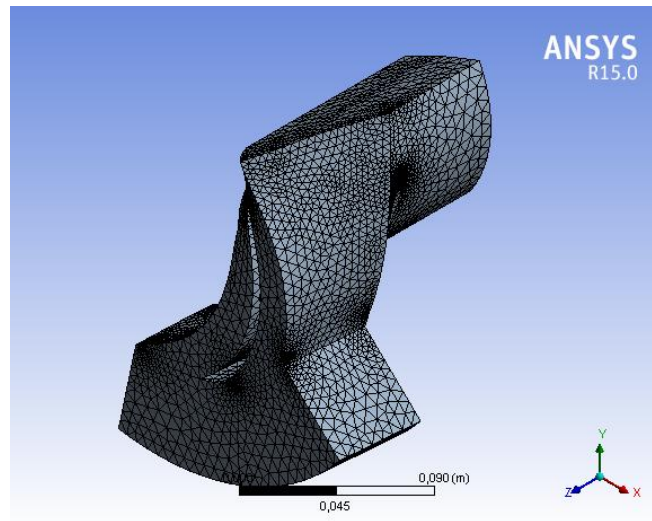


Figure IV.4 : maillage de la pompe à partir ANSYS ICEM CFD

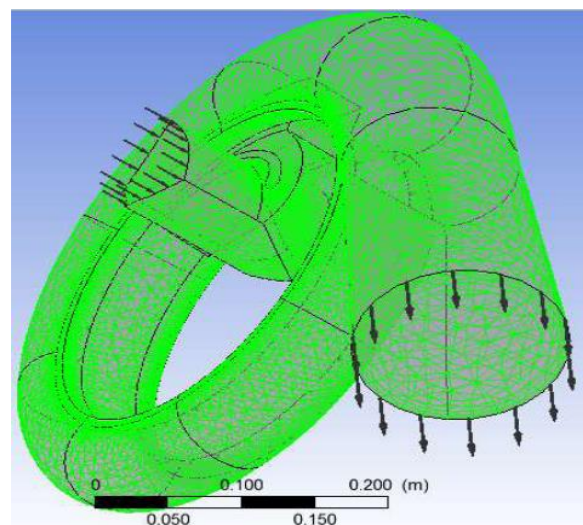


Figure IV.5. maillage automatique de la pompe

IV.5. Conditions aux limites de fluide:

Pour le code Fluent, les types de conditions aux limites disponibles sont classés comme suit :

a. Conditions d'entrée et de sortie de l'écoulement :

- ✓ Pression d'entrée (pressure inlet).
- ✓ Vitesse de l'entrée (velocity inlet).
- ✓ Débit massique a l'entrée (mass flow inlet).
- ✓ Pression de sortie (pressure outlet).
- ✓ Sortie (out flow).
- ✓ Champ de pression lointain (pressure far-field).

b. Cellules des zones internes :

- ✓ Fluide.
- ✓ Solide.

c. Conditions des cellules des zones :

- ✓ Volute (Casing).
- ✓ Zone de roue (impeller zone), vitesse de rotation est 1500 rpm, tourne suivant l'axe (OX).

IV.6. Critère de convergence:

La convergence est calculée et mémorisée par la somme des résidus pour Chacune des variables conservatives a la fin de chaque itération, ces résidus tendent a zéro lorsque la solution converge. Le résidu est calculé sous ANSYS Fluent par la relation suivante :

$$R^{\Phi} = \sum_{\text{domaine } p} \left| \sum_i a_i \Phi_i + b - a_p \Phi_p \right| / \sum_{\text{domaine } p} |a_p \Phi_p|$$

Résultat

IV.7. Résultat à la vitesse de rotation $N=1500$ tr/min:

IV.7.1. Evolution de la vitesse:

De l'analyse des résultats obtenus par le logiciel, on a constaté que la vitesse du fluide (eau)

Est nulle sur les parois de la volute, et l'entrée du casing (Casing Inlet).

Par contre, on a constaté que la vitesse de fluide est supérieure au niveau de la roue a aubes(Impeller).

➤ Variation de vitesse dans les différentes parties de la pompe :

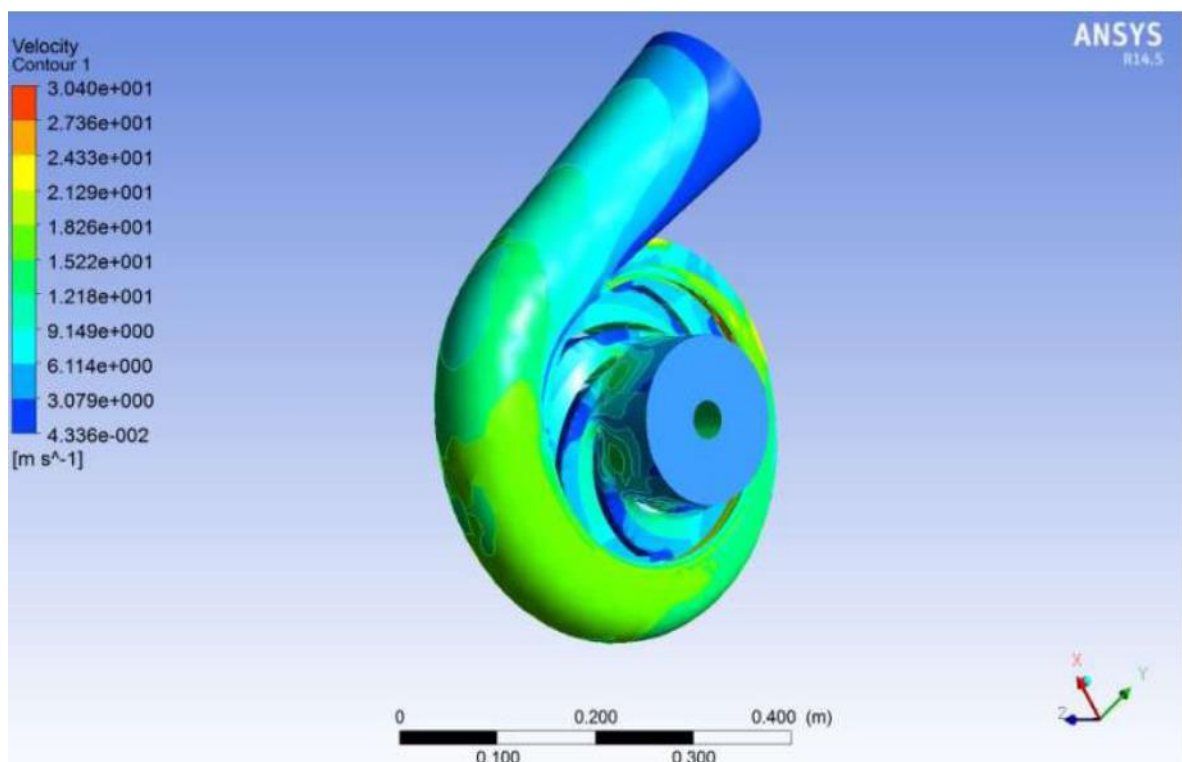


Fig. IV.6:.Profile de vitesse dans la pompe

La figure (IV.6)présente les tubes de courants, autrement dit la trajectoire suivie par les Particules fluides, dans l'espace entre aubages.

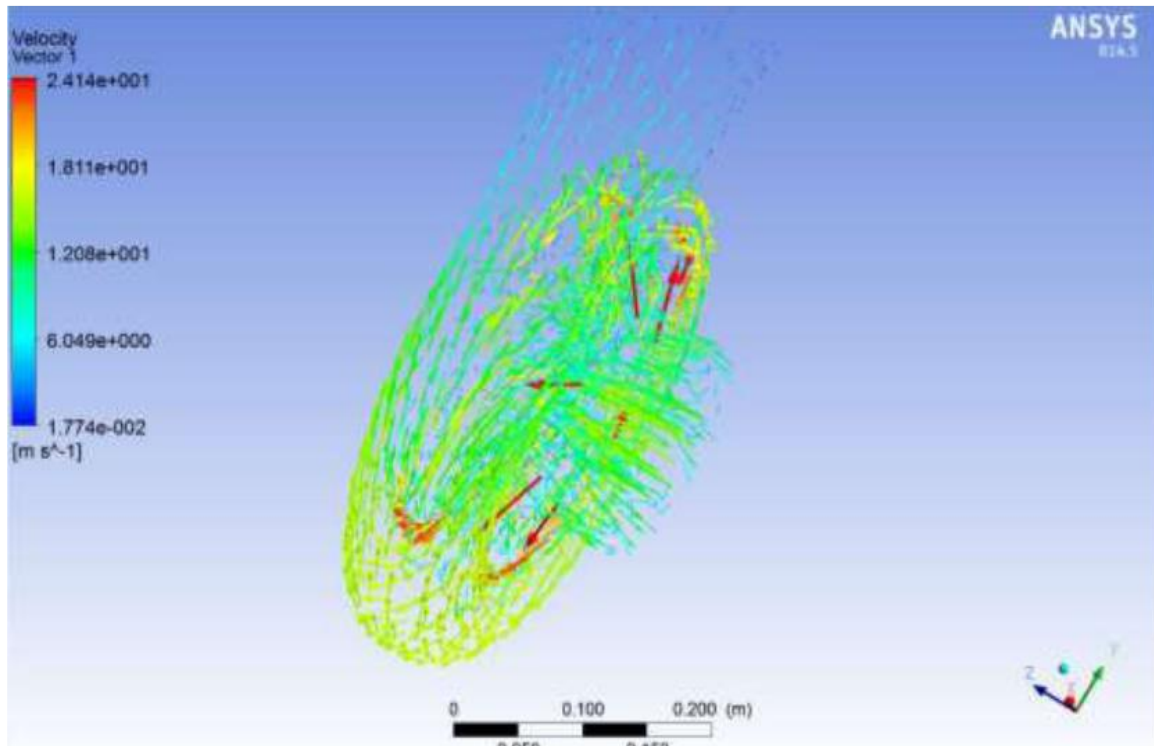


Fig. IV.7. Champ de vitesse relative (w).

Cette figure nous montre la répartition de la vitesse relative (tangentielle à l'aube). À première vue, notez que la répartition de la vitesse relative des deux faces de l'aube n'est pas uniforme. L'information sur la variation de la vitesse au niveau de l'aspiration de la pompe est mieux représentée sur la figure (IV.6). Et traduit parfaitement l'augmentation de la vitesse en passant du côté aspiration au refoulement de la machine, de plus il est remarquable qu'il existe une zone de détournement de fluide au niveau de la surface supérieure de l'aubage. On montre bien la différence des champs de vitesse entre l'intrados et l'extrados de la pale et qu'elle est évidemment plus importante sur l'extrados.

IV.7.2. Evolution de Pression:

➤ Variation de pression dans la pompe

La figure (V.8, V.9) montre la variation de la pression dans toutes les différentes parties de la pompe. On remarque que la pression est plus faible à l'entrée (Inlet), et elle augmente progressivement jusqu'à la sortie (Out-let). Il existe une zone de contact entre la zone roue et la volute où la pression atteint la limite (4.921×10^5 Pa).

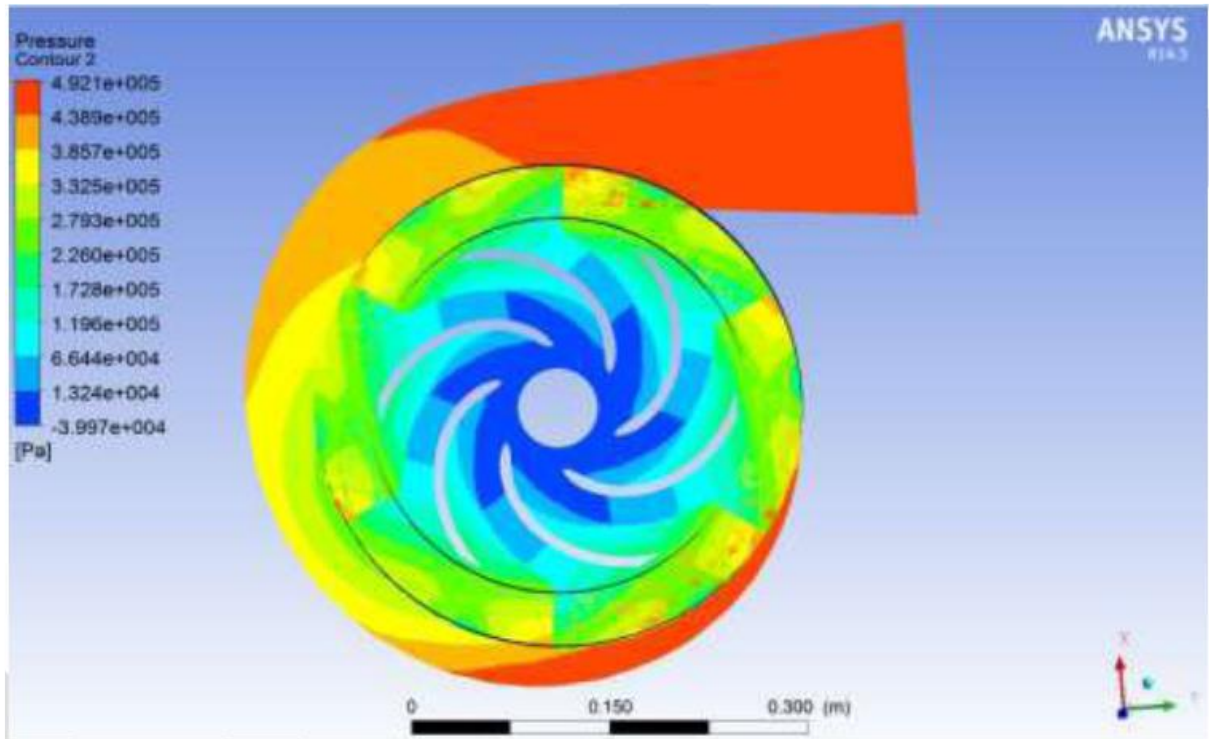


Figure. IV.8 Champ de la pression dans la pompe (Wall Casing).

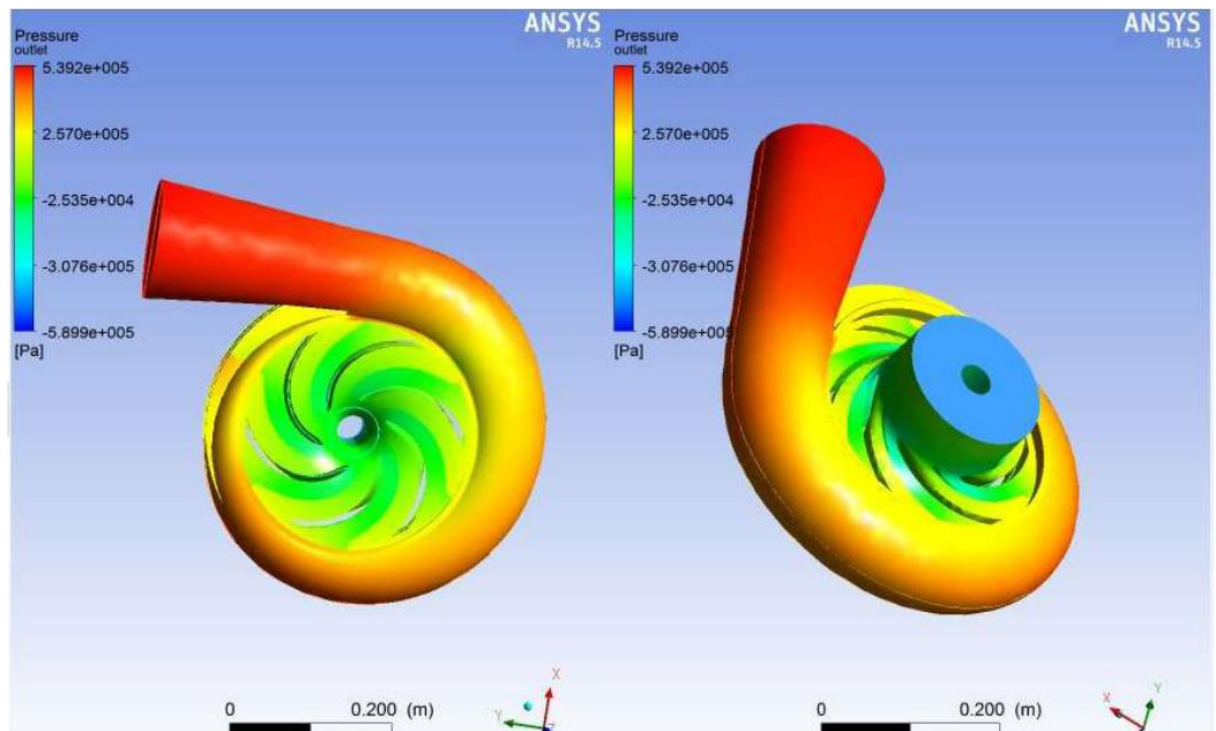


Figure. IV.9. Champ de la pression dans la pompe.

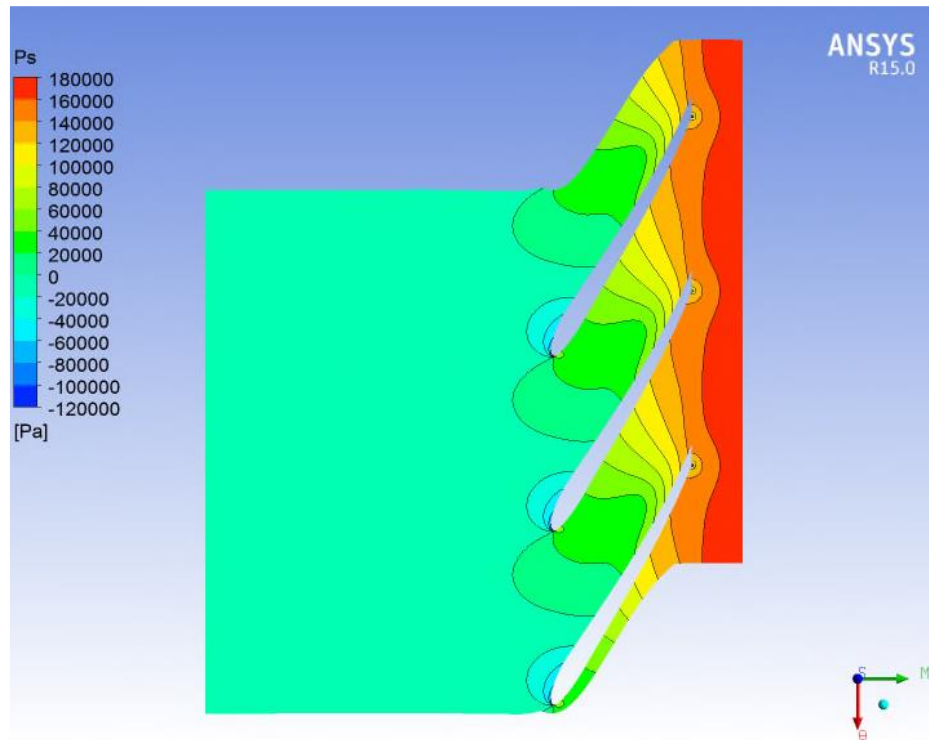


Figure IV. 10. Champ de pression statique prévue dans le plan aube à aube.

Cette figure montre la répartition des champs des pressions statiques, sous le plan aube à aube, en voit clairement la progression des champs des pressions statiques tout en se déplaçant de l'aspiration de la pompe à son refoulement.

Vitesse angulaire (ω)	157	(rad/s)
Diamètre de référence	0.5	(m)
Débit volumique	0.078	(m ³ /s)
Hauteur (BA- BF)	22.5807	(m)
Hauteur (AP- RP)	21.9765	(m)
Coefficient de débit (δ)	0.0257	(-)
Coefficient de puissance (t)	0.0034	(-)
Coefficient manométrique (μ)	0.1268	(-)
Puissance absorbée par la pompe (Pa)	17436.8	(w)

Tableau IV. 1. les performances de la pompe centrifuge.

Dans ce qui suit, nous allons vous présenter des tableaux, ayant des valeurs calculées par les relations qui décrivent, d'une manière précise des différentes dimensions et performances de notre modèle géométrique de la pompe centrifuge.

Relations de Râteau suivantes :

$$\sigma = \frac{Q}{ND^3} ; \mu = \frac{gH}{N^2D^2} ; \tau = \frac{Pa}{\rho D^5 \cdot N^3}$$

Avec :

Q : débit de la pompe [m³/s].

N : vitesse de rotation de la roue [tr/min].

D : diamètre de référence [m].

g : gravité [m/s²].

ρ : masse volumique [Kg/s].

La puissance absorbée par la pompe a été calculée par

$$Pa = Qm \cdot (U2 \cdot CU2 - U1 \cdot CU1) [W]$$

T : le couple appliqué à la roue en [N.m]

ω : la vitesse angulaire (rad/s)

De plus les hauteurs ; a été calculé par la fameuse relation d'Euler : $H = \frac{\Delta p_{tot}}{\rho g}$

La différence de pression a été mesurée d'une part, entre le bord d'Attaque de la pale et son bord de Fuite, qu'on a noté dans le tableau précédant par (BA-BF), et de l'autre entre l'Aspiration de la pompe et son Refoulement, noter (AP-RP).

Quantité	AP	BA	BF	RP	$\frac{BA}{BF}$	BA-BF	Unités
Densité	997	997	997	997	1	0	
U	9.006	10.0314	20.616	28.0102	2.0551	10.5846	(m/s)
C _m	3.6159	4.1650	2.5424	1.7606	0.6104	-1.6226	(m/s)
C _u	0.0072	0.5929	11.1055	7.7868	18.7298	10.5125	(m/s)
W	9.7655	10.4418	9.8871	20.3071	0.9469	-0.5548	(m/s)
W _u	-8.9988	-9.4385	-9.5105	-20.2234	1.0076	-0.0720	(m/s)
C	3.6167	4.8902	11.4474	7.9998	2.3409	6.5572	(m/s)
α	1.1092	27.7586	78.5289	82.0393	2.8290	50.7702	(deg)
β	-64.4079	-28.3641	-48.9876	-54.0756	1.7271	-20.6235	(deg)

Tableau IV. 2. Les résultats obtenus sous CFD-Post.

Le tableau ci-dessus présente quelques paramètres, qui portent des informations sur les valeurs des différentes pressions et vitesses, ainsi l'angle α formé entre la vitesse absolue et la vitesse tangentielle à la roue à aube (\vec{C} et \vec{W}) et sur l'angle β formé entre la vitesse relative et l'opposé de la vitesse d'entraînement de la roue, pour cela les valeurs de celui-là, sont toutes négatives ; sinon au n'aucun cas cet angle est en dessous de 0 (deg). Ces mesures ont été obtenues dans des diverses régions de la pompe, qui sont :

- A l'Aspiration de la Pompe AP.
- Au Refoulement de la Pompe RP.
- Au Bord d'Attaque de la pale BA.
- Au Bord de Fuite de la pale BF

On présente dans le tableau suivant les données qui nous a permis de tracer la courbe caractéristique de notre modèle géométrique de pompe centrifuge.

Conclusion Générale

Conclusion Générale :

Ce travail de simulation des écoulements dans l'espace hydraulique entre aubes de roue centrifuge a été dicté par le besoin principal de comprendre le comportement des écoulements dans les turbomachines.

Dans ce mémoire, nous avons apporté une étude numérique des écoulements dans une roue munie de six aubes de pompe centrifuge. ce dernier est mis en rotation à vitesse constante. Plusieurs configurations de distributions de vitesse et de pression ont été étudiées et discutées

La modélisation a été réalisée pour un régime turbulent du modèle $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport), à l'aide d'un code de calcul numérique qui est basé sur la méthode des volumes finis.

De plus, des phénomènes très intéressants ont été observés et les résultats de cette étude révèlent que :

- la chute de pression dans la roue augmente avec l'augmentation des vitesses de rotation, ce qui peut entraîner une cavitation.
- l'augmentation des vitesses de rotation produit une pression de refoulement plus élevée.
- l'augmentation des vitesses de rotation permet a l'augmentation de la vitesse d'entraînement et par conséquence la vitesse de fluide qui conduit a l'augmentation des pertes de charge par chocs dues au vortex a l'intérieur de la pompe

REFERENCES

Bibliographiques

References:

- [1] Troubleshooting Centrifugal Pumps And Their Systems, Copyright 2003 Elsevier Ltd. Published By Elsevier Ltd.
- [2] Bernard, Techniques D'ingénieur (B 4320) Pompes Volumétriques Pour Liquides, Paris. 10 mai 1991
- [3]"Les Pompes", Total Manuel De Formation : Exp-Pr-Eq070 Révision 0.1, Dernière Révision : 13/04/2007.
- [4] Bascal Bigot, "Cours : Les Pompes", 2000
- [5] Formation Total: Maintenance Mécanique Les Pompes Manuel De Formation Exp-Mn-Se090-Fr Dernière Révision: 26/11/2008
- [6] Fichier Pdf : Machines Hydrauliques Classification Et Définitions.
- [7] Livre Turbo-machines Thermique Albin Blocs (Computerized Educational Platform (Heat And Power Technology).1992/2006
- [8] P. Lefort, Livre, Les Turbomachines, Presses Universitaires De France, 1969.
- [9] Adamt .Truskolanskiles ,Turbopompes «Théorie- Trace –Construction» 1977
- [10] Mécanique Des Fluides «Chapitre-5-Les-Pompes» 25 septembre 2012
- [11] S.Mouloud, R. Chrfi, Simulation D'un Ecoulement Fluvial Surface Libre En Présence D'une Crête, Mémoire De Magister, Option Energétique, Université A. Mira, De Bejaia, 2014
- [12]R. Teggin, S. Hebbal, M.S Hebbal, M. S. Hebbal, Effect Of Blade Geometry On Hydraulic Performance Of The Centrifugal Pump, International Journal Of Innovation Research In Science, Vol.5,Issue 7, 2016
- [13]R.Rey, F.Bakir, Machines Centrifuges Et Hélico-Centrifuges Tome Ii, Arts Et Métiers Paristech, 2008, Livre.
- [14] A. Benslimane, Introduction A La mécanique Des Fluides, Document Polycopie, Université A. Mira, Bejaia, 29/06/2017.
- [15] Messaoud Zahi, Simulation Numérique De L'écoulement Interne Dans Une Pompe Centrifuge Avec Le « Cfx ». 2008

RESUME :

Le présent travail s'inscrit dans le cadre de la conception des turbomachines et consiste à développer une « approche intégrale » pour le dimensionnement et l'optimisation de la machine à pompe centrifuge équipée d'aubes. Il s'agit d'une modélisation tridimensionnelle du comportement dynamique d'un fluide incompressible, visqueux, turbulent et instationnaire. L'objectif est d'analyser et de comprendre le comportement du fluide circulant à l'intérieur de la turbomachine, on a suivi l'approche

tridimensionnelle ou, on a présente les distributions des champs de pression et de vitesse. Les équations de conservation sont résolues par des algorithmes génétiques inclus dans le code de calcul "FLUENT" en utilisant la méthode des volumes finis, les contraintes de Reynolds ont été exprimées par le modèle de transport des contraintes de cisaillement turbulent ($k-\epsilon$), les résultats obtenus ne présentent pas qu'une revue sérieuse de prédiction et de la compréhension des phénomènes liés au fonctionnement des turbomachines, mais aussi pour la prévision des performances.

Mots-clés : conception de pompes centrifuge, volume finis, ANSYS Fluent, modélisation.

Abstract:

The present work is part of the design of turbo-machinery and consists of develop an "integral approach" for the dimensioning and optimization of the centrifugal pump machine with blades. It is a three-dimensional modeling of dynamic, , viscous, turbulent , incompressible and unsteady flow. The aim of this study is to analyze and to understand the flow behavior of the fluid circulating inside the turbo-machinery. we followed the three-dimensional approach where we presented the distributions of the pressure and velocity fields. The Conservation equations are solved by genetic algorithms included in the calculation code "FLUENT" using the finite volume method, the Reynolds stresses were expressed by the stress transport model of turbulent shear ($k-\epsilon$), the results obtained do not only present a serious review for predicting and understanding the phenomena related to the operation of turbo-machines, but also for predicting performance.