

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Conception Mécanique et Productique

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

**ETUDE ET CONCEPTION D'UNE POMPE
CENTRIFUGE**

Présenté par :

Amine BELAID

Devant le jury composé de :

Dr. Nouredine DERIES

Président

Université de Biskra

Dr. Belhi GUERIRA

Encadreur

Université de Biskra

MA. Youcef DJEBLOUN

Examineur

Université de Biskra

Promotion : Juin 2017

Remerciement

Nous voudrions, pour commencer, remercier le DIEUX tout puissant pour son grand aide et pour le courage et la volonté qui nous a offert a fin de nous pouvoir achevé nos études et arrivé a ce stade.

Nous voudrions aussi remercier notre encadreur Dr Belhi GUERIRA pour l'appui scientifique, technique et administratif dont il a fais et pour ses conseils ainsi ces remarques prestigieuses qui nous ont permis d'acherer ce travail avec succès.

Nous remercions très sincèrement notre collègue Boubakeur TRIRE.

Un grand merci pour tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin pour faire ce travail.

Sommaire

Chapitre I. Généralité sur les pompes

I.1 Introduction	2
I.2 Historique	3
I.3. Différents types des pompes	5
I.3.1. Les pompes volumétriques	7
I.3.1.1. Les pompes volumétriques rotatives	8
I.3.1.1.1. Pompes à palettes libres	8
I.3.1.1.2. Pompes à palettes flexibles	9
I.3.1.1.3. Pompes à palettes guidées	9
I.3.1.1.4. Pompes à engrenages extérieurs	10
I.3.1.1.5. Pompes à vis	11
I.3.1.2. Les pompes volumétriques alternatives	11
I.3.1.2.1. Pompe à membrane	12
I.3.1.2.2. Pompes à piston	12
I.3.2. Les pompes rotodynamiques	13
I.3.2.1. Pompes hélices	14
I.3.2.2. Pompes hélico-centrifuges	15
I.3.2.3. Pompes centrifuges	15

Chapitre II. Les formules principales pour conception d'une pompe centrifuge

II.1. Généralités	19
II.1.1. Définition d'un fluide	19
II.1.2. Compressibilité des fluides	19
II.1.3. Viscosité	19
II.1.4. Fluide parfait – fluide réel	20
II.1.5. Les régimes d'écoulement	20
II.1.6. Théorème de BERNOULLI pour un fluide réel	21
II.1.7. Pertes de charge	21
II.2. Critères généraux de définition des pompes	23
II.2.1. La vitesse de rotation	23
II.2.2. Le débit d'une pompe	23
II.2.3. La hauteur produite par la pompe	23
II.2.4. La puissance utile et absorbée	24
II.2.5. La Vitesse spécifique	24
II.2.6. Les triangles de vitesse	25
II.3. Détermination des dimensions principale d'une pompe	26
II.3.1. Conception d'une roue	26
II.3.1.1. Conception d'une aube	30
II.3.1.2. conception de profil d'aube	37

II.3.2. Conception d'une Volute	40
II.3.2.1. Conception de l'enveloppe de volute	41
II.4. Les forces appliquées dans la pompe	44

Chapitre III Calcul et sélection les dimensions principales

III.1. Les dimensions principales de la roue	47
III.2. Calcul les Caractéristiques technique de la pompe	53
III.3. Calculer les vitesses de la roue	53
III.4. Calculer les efforts et les contraintes appliquées dans la roue	54

Liste des Symboles Utilisés

symboles	définition	unité
μ	Coefficient de viscosité dynamique	Pa.s
ν	Coefficient de viscosité cinématique	m^2/s
ρ	La masse volumique	Kg/m^3
Re	Nombre de Reynolds	
P	Puissance	Watt
Z	Hauteur	m
V	Vitesse	m/s
g	Gravitation	m/s^2
D	Diamètre	mm
L	Longueur	m
λ	Coefficient de perte de charge régulière	
w	Vitesse angulaire	Rad/s
Q	Débit	m^3/s
H	Hauteur	m
N_s	Vitesse spécifique	m/s
r	Rayon	m
u	Vitesse d'entraînement	m/s
w	Vitesse relative	m/s
c	Vitesse absolue	m/s
β	Angle (w,u)	°
α	Angle (c,u)	°

Liste des figures

Chapitre I. Généralité sur les pompes

Figure I.1: Illustration d'une roue à godets chinoise	3
Figure I.2: Illustration de la roue à eau JACOBLEUPOLD	4
Figure I.3 : Pompe D'ARCHIMEDE	5
Figure I.4 : Classification des pompes	6
Figure I.5 : La variation des ΔP et Q_v entre les pompes volumétrique et centrifuge	7
Figure I.6 : Pompe à palettes libres	8
Figure I.7: Pompe à palettes flexibles	9
Figure I.8 : Pompe à palettes guidées	10
Figure I.9: Pompes à engrenages extérieurs	10
Figure I.10: Pompes à vis	11
Figure I.11: pompe à membrane	12
Figure I.12: pompe à piston	13
Figure I.13 : pompe hélices	14
Figure I.14 : pompe hélico-centrifuges	15
Figure I.15: Schéma d'une pompe centrifuge	17

Chapitre II. Les formules principales pour conception d'une pompe centrifuge

Figure II.1: Les régimes d'écoulement suivant la vitesse	20
Figure II.2: Schéma vectoriel de triangles des vitesses.	25
Figure II.3: Les paramètres de conception pour la section méridionale de la roue Gauche: turbine radiale, Droite: roue semi-axiale	30
Figure II.4: Conception de l'aube selon la méthode de Kaplan	32
Figure II.5: Options de développement de lame (les chiffres à l'abscisse n'ont aucun sens).	34
Figure II.6: Représentation des coordonnées de la roue par les lignes de la carte 0 à 12 et les sections radiales A à Q. a) section méridionale, b) vue en plan, c) profil de l'aube (développé)	37
Figure II.7: les profilés de bord d'attaque d'aube d'une roue (impulseur)	38
Figure II.8: Forme du bord de fuite d'une aube	39
Figure II.9: Les formes transversales des enveloppes de volute	40
Figure II.10: Conception des sections de volute. A) Section de la Méridional B) détails de la coupe	42
Figure II.11: l'enveloppe de volute avec buse à décharge radiale.	42
Figure II.12: La distribution de la pression et les forces axiales dans une roue d'une pompe à un seul étage.	44
Figure II.13: La distribution des forces dans une pompe à un seul étage.	45

Chapitre III Calcul et sélection les dimensions principales

Figure III.1: Les dimensions principales d'une roue à double aspiration	48
---	----

Figure III.2: la forme finale de la géométrie de profile principale	51
Figure III.3: la forme finale de la géométrie de profile principale	51
Figure III.4: le vue de l'aube en 3D	52
Figure III.5: La roue en 3D	52
Figure III.6: maillage volumique de la roue (SOLIDWORKS)	55
Figure III.7: résultat de contrainte dans la roue.	56
Figure III.8: résultat du Déplacement dans la roue.	57
Figure III.9: résultat du Déformation dans la roue.	57

Liste des tableaux

Chapitre II. Les formules principales pour conception d'une pompe centrifuge

Tableau II.1: Les paramètres de triangle de vitesse à l'entrée de la roue	27
Tableau II.2: Les paramètres de triangle de vitesse à la sortie de la roue	28
Tableau II.3: Calcul de la roue (l'impulseur)	29
Tableau II.4: Conception et des calculs de la volute.	43

Chapitre III Calcul et sélection les dimensions principales

Tableau III.1: Dimensions principales de la roue à double aspiration	47
Tableau III.2: Les coordonnées de profile principale de la roue	49
Tableau III.3: Les coordonnées de profile secondaire de la roue	50
Tableau III.4: Les propriétés mécanique de Acier 17NiCrMo6-4	55

Introduction générale

Les pompes sont des éléments essentiels dans la vie et le confort des êtres humains. Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable.

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique, une augmentation de pression et toujours des pertes de charges.

Une pompe centrifuge est constituée principalement par une roue à ailettes ou aubes qui tourne à l'intérieur d'un carter étanche appelé corps de pompe.

Dans ma thèse, je parlerai dans le premier chapitre sur l'histoire des pompes au cours des âges, ainsi que les différents types des pompes et les caractéristiques techniques entre un type et autre.

Dans le deuxième chapitre on va parlé quelque notion sur la mécanique de fluide, les critères généraux qui défini une pompe centrifuge et les formules qui aidant pour conception une pompe (la roue, l'aube, volute) .

Après avoir pris connaissance des formules de conception, on va montrée les formules que obtenons les forces axiales et radiales.

Le chapitre III est l'application du chapitre II, de sorte que défini la géométrie et les cotes de la roue, cette roue pour une pompe a double aspiration. Dessiné la roue avec l'assistance du logiciel de conception **SOLIDWORKS**. Calcul les forces appliquée à la roue pour trouvé la contrainte, déplacement et déformation à l'aide de **SOLIDWORKS simulation**.

Chapitre I

Chapitre I

Généralité sur les pompes

I.1 Introduction

On appelle pompe tout appareil qui aspire un fluide d'une région à basse pression pour le refouler vers une région à plus grande de pression. Ainsi d'après cette définition on peut dire que le rôle de la pompe consiste à augmenter la pression du fluide liquide.

L'augmentation de la pression du liquide véhiculé par la pompe a lieu à la suite de la transformation de l'énergie mécanique fournie par un moteur entraînant cette pompe en une augmentation de l'énergie hydraulique qui est acquise par le liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe.

Dans ce chapitre, nous allons en apprendre davantage sur l'histoire des pompes et leurs types différents, Où nous allons expliquer chaque type de manière concise.

I.2 Historique

Lorsque nous considérons les pompes et leur histoire, nous pouvons nous rappeler que, depuis les tous premiers temps, les hommes ont recherché des moyens techniques pour amener les fluides (notamment l'eau) à un niveau plus élevé.

Cette opération était utilisée pour irriguer les champs et remplir les fossés qui entouraient les villes et les châteaux fortifiés. L'outil de bol le plus simple est la main humaine. Avec deux mains, c'est encore mieux.

Cependant, nos ancêtres préhistoriques ont rapidement eu l'idée de transformer des cuves d'argile en bols. Il s'agit de la première étape vers

l'invention du seau. Plusieurs seaux étaient ensuite suspendus sur une chaîne ou une roue.

Les hommes ou les animaux utilisaient leur énergie pour mettre ces bols à eau en mouvement et soulever l'eau. Des fouilles archéologiques ont mis à découvert des transporteurs de seaux de ce type en Égypte et en Chine à partir d'environ 1000 avant JC. L'illustration suivante est une reconstitution d'une roue à godets chinoise. Il s'agit d'une roue reliée à des godets en argile qui versent l'eau lorsqu'ils atteignent le sommet.

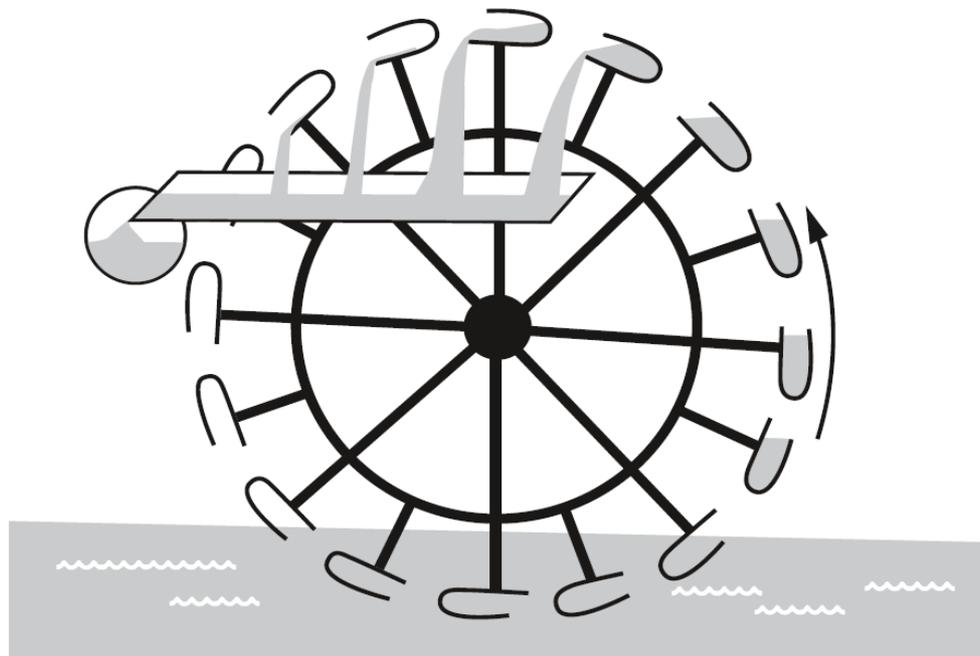


Fig I.1: Illustration d'une roue à godets chinoise

Une amélioration ingénieuse de ce concept a été élaborée en 1724 par JACOB LEUPOLD (1674-1727), qui inséra des tuyaux courbés dans une roue. La rotation de la roue forçait l'eau à être soulevée au niveau de l'axe central de la roue. Le flux d'eau dans une rivière sert également d'entraînement pour cette installation de levage. Une caractéristique particulièrement remarquable de cette conception est la forme des tuyaux courbés. Elle est semblable à la forme des pompes centrifuges actuelles.

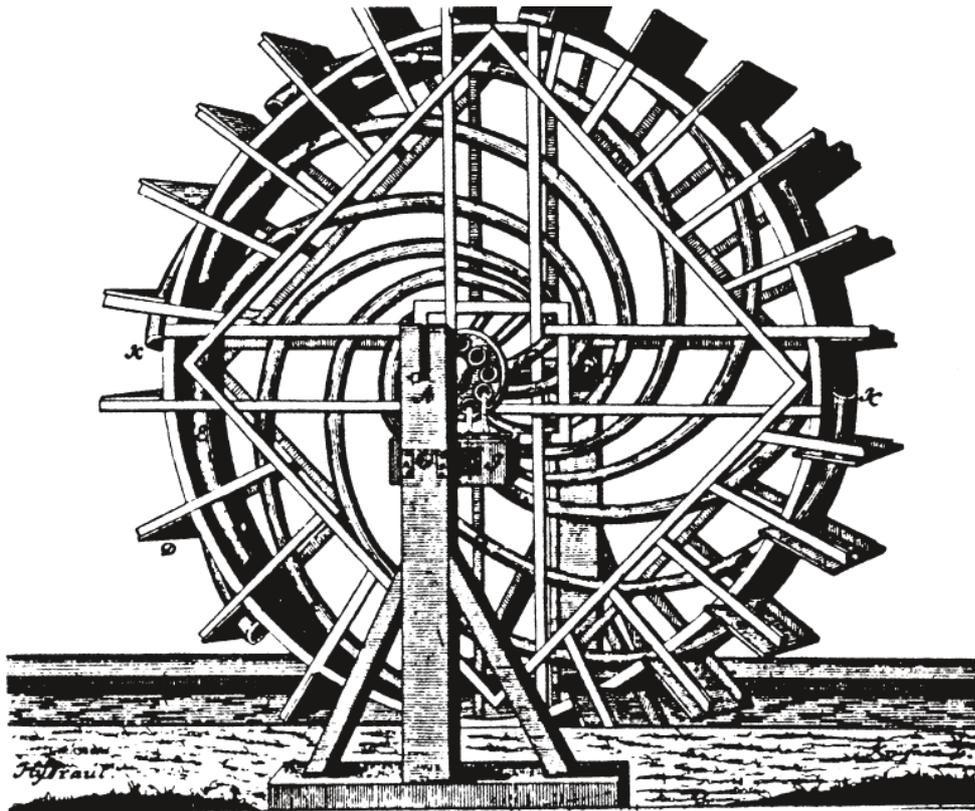


Fig I.2 : Illustration de la roue à eau JACOB LEUPOLD

ARCHIMEDE (287-212 avant JC), le plus grand mathématicien et scientifique des temps anciens, a décrit la vis qui sera appelée ultérieurement par son nom en 250 avant JC. Elle soulevait de l'eau en faisant tourner une spirale/vis sans fin dans un tuyau. Cependant, une partie de l'eau retombait toujours, car on ne connaissait pas encore de joint d'étanchéité efficace. Par conséquent, une relation était observée entre l'inclinaison de la vis et le débit.

Lors de l'utilisation, on peut choisir entre un débit plus important ou une hauteur de refoulement plus élevée. Plus l'inclinaison de la vis est raide, plus la hauteur de refoulement est élevée lorsque le débit diminue.

Ici également, le fonctionnement est comparable à celui des pompes centrifuges actuelles. La courbe de pompe, qui était évidemment un concept inconnu à cette époque, indique la même relation entre la hauteur de

refoulement et le débit. Les informations rassemblées à partir de diverses sources historiques ont révélé que ces pompes à vis étaient actionnées à une inclinaison comprise entre 37° et 45° . Elles produisaient des hauteurs de refoulement comprises entre 2m et 6m et des débits maximums d'environ $10\text{m}^3/\text{h}$.

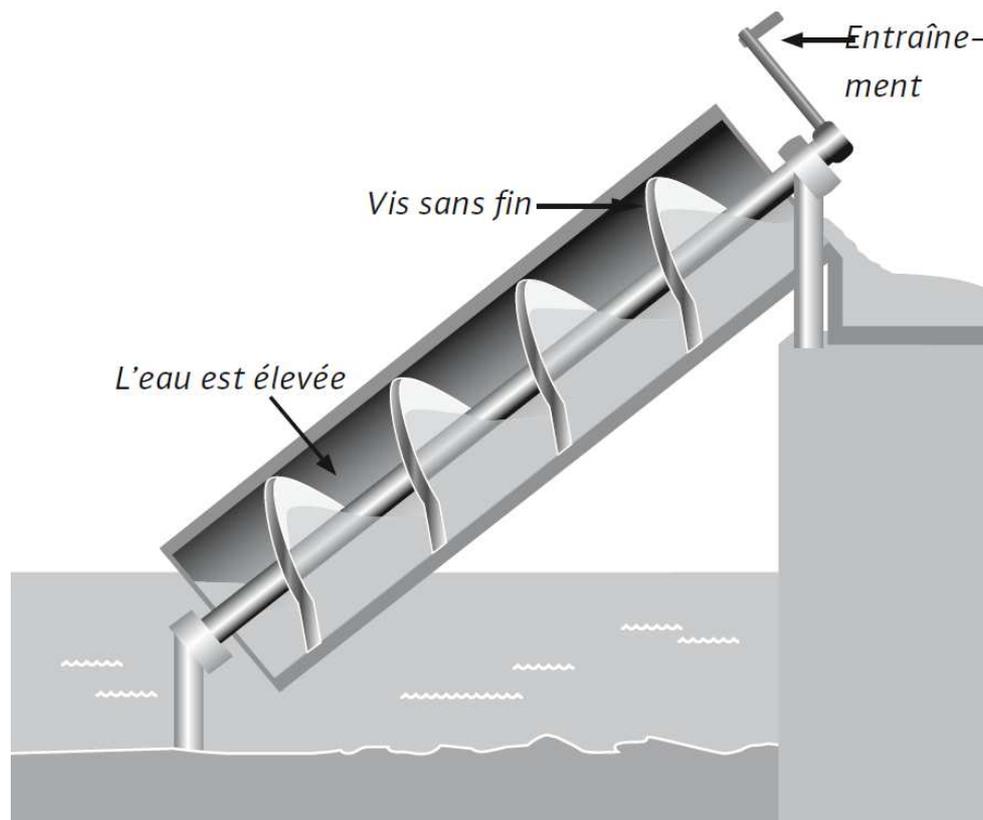


Fig I.3 : Pompe D'ARCHIMEDE

I.3 Différents types des pompes

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

- Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités ...
- Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression ...

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes:

- les pompes volumétriques dont l'écoulement résulte d'une variation de volume de l'espace occupé par le liquide.
- les pompes centrifuges où le mouvement du fluide est généré par la force centrifuge.

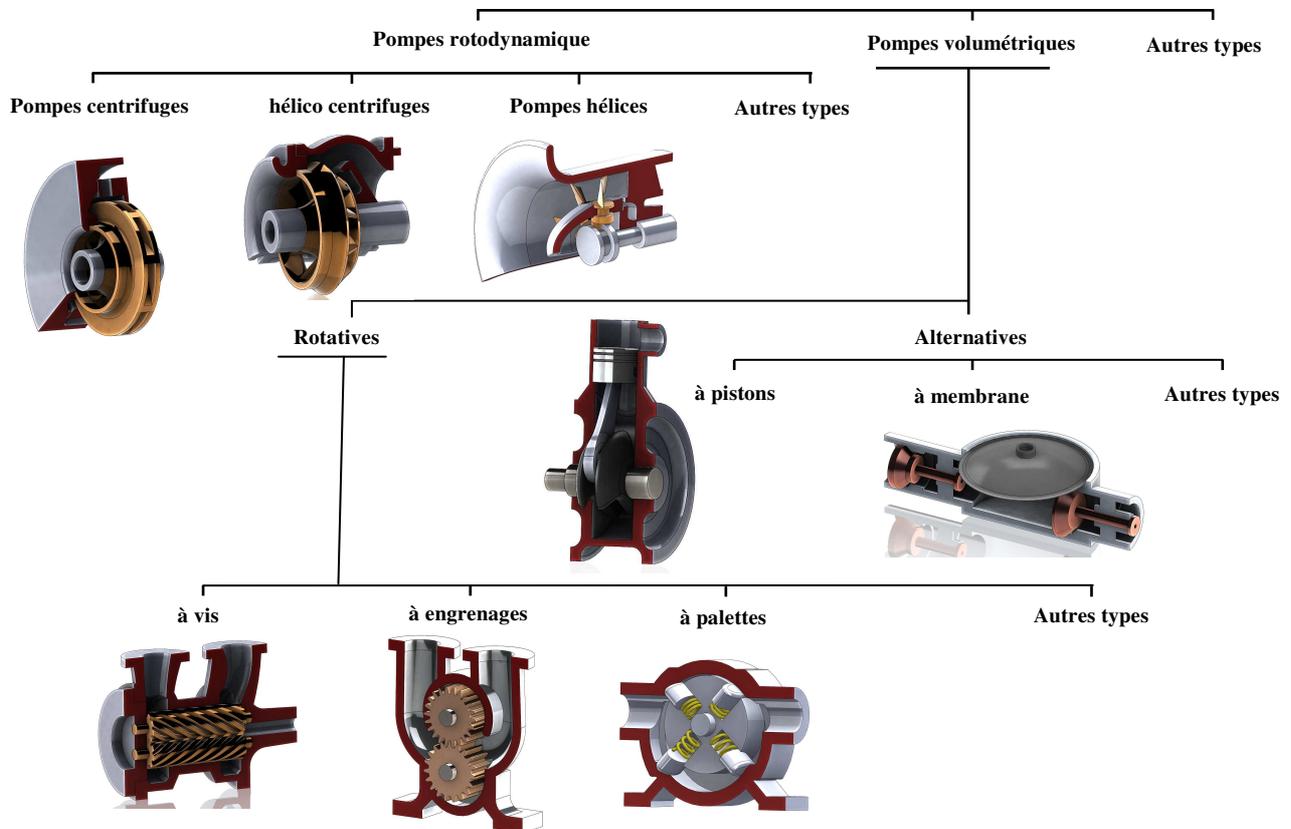


Fig I.4: Classification des pompes

L'utilisation d'un type de pompes ou d'un autre dépend des conditions d'écoulement du fluide.

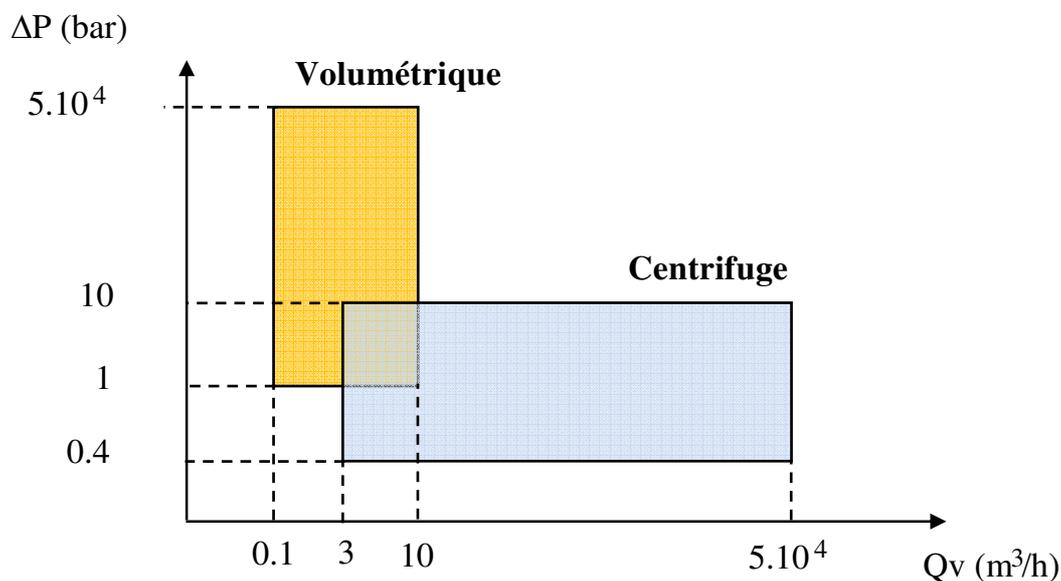


Fig I.5: La variation des ΔP et Q_v entre les pompes volumétrique et centrifuge

De manière générale, si on veut augmenter la pression d'un fluide on utilisera plutôt les pompes volumétriques, tandis que si on veut augmenter le débit on utilisera plutôt les pompes centrifuges.

I.3.1 Les pompes volumétriques

Une pompe volumétrique, dans son principe général, se compose d'un volume hermétiquement clos (corps de pompe) à l'intérieur duquel se meut un élément mobile rigoureusement ajusté, dont le déplacement engendre soit le vide requis à l'aspiration (pompe à pouvoir d'aspiration), soit l'impulsion nécessaire au refoulement, soit enfin l'un et l'autre, permettant le transfert d'un volume donné de liquide de consistance plus ou moins pâteuse, ou de gaz, depuis l'aspiration vers le refoulement.

On distingue deux groupes des pompes volumétriques

- les pompes volumétriques rotatives.

- les pompes volumétriques alternatives.

I.3.1.1 Les pompes volumétriques rotatives

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

Les principaux types de pompes sont les suivants : à palettes, engrenages, vis.

I.3.1.1.1 Pompes à palettes libres (Fig I.6)

Le principe est le suivant : un corps cylindrique dans lequel tourne un tambour excentré par rapport au corps de pompe entraîne des palettes libres (généralement six). Celles-ci sont plaquées contre le corps par la force centrifuge développée par la rotation du tambour ou par des ressorts qui poussent les palettes.

Ces pompes sont caractérisées par des débits de quelques dizaines de m^3/h , des vitesses de rotation de quelques dizaines de tours à 1 500 tr/min et des pressions au refoulement de quelques bars (sauf pour les pompes hydrauliques pour lesquelles la pression peut atteindre 150 à 200 bar). Elles conviennent aux liquides peu visqueux et sont de maintenance aisée.

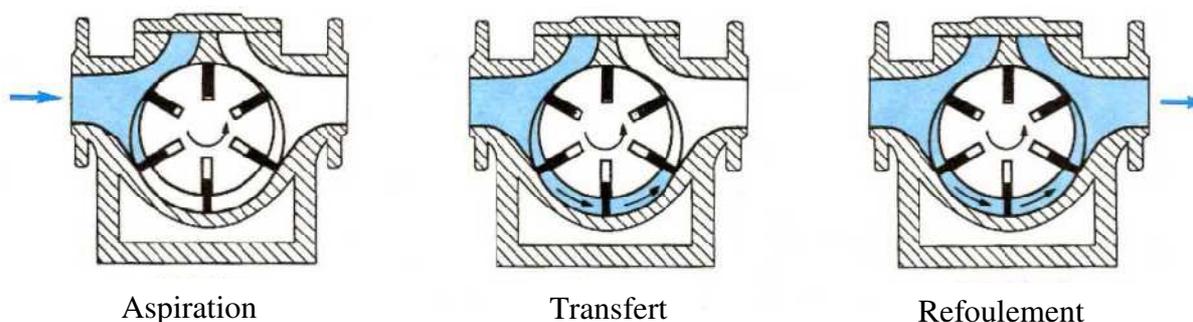


Fig I.6: Pompe à palettes libres

I.3.1.1.2 Pompes à palettes flexibles (Fig I.7)

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. Comme toutes les pompes à palettes, ces pompes n'entraînent ni brassage, ni laminage, ni émulsion du produit. Elles peuvent également pomper des particules solides. Les caractéristiques débits, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédentes.



Fig I.7: Pompe à palettes flexibles

I.3.1.1.3 Pompes à palettes guidées (Fig I.8)

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. Si ces pompes sont légèrement plus complexes que les précédentes, elles ont néanmoins l'avantage de subir beaucoup moins d'usure au niveau des palettes et de pouvoir pomper des produits extrêmement visqueux. Elles permettent également d'obtenir un vide important. Elles doivent cependant être utilisées pour pomper des produits légèrement gras (c'est, en effet, le produit qui lubrifie le système de guidage). La plage de viscosité des liquides pompés est très étendue (cela peut aller du solvant jusqu'à la mélasse).

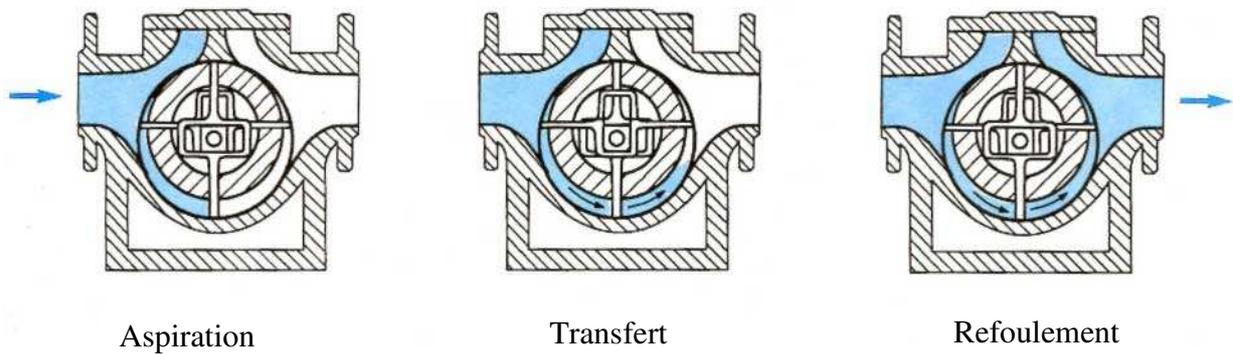


Fig I.8: Pompe à palettes guidées

I.3.1.1.4 Pompes à engrenages extérieurs (Fig I.9)

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit par la disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement. Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevrons. Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.

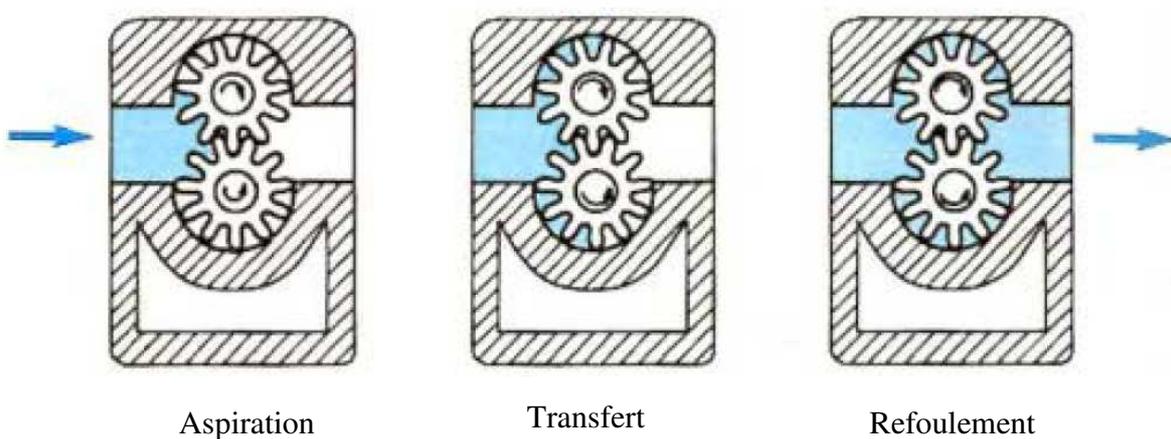


Fig I.9: Pompes à engrenages extérieurs

Ces pompes peuvent tourner vite (2 000 à 3 000 tr/min), elles sont relativement silencieuses et permettent d'atteindre des pressions moyennes au refoulement de l'ordre de 20 à 50 bar. Par contre, elles nécessitent d'avoir quatre

coussinets, et deux ou quatre boîtiers d'étanchéité suivant le principe d'entraînement des engrenages.

Enfin, elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale.

I.3.1.1.5 Pompes à vis (Fig I.10)

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). Elles sont silencieuses et permettent d'atteindre des pressions assez élevées (100 bar). Par contre, elles n'admettent pas de particules solides.

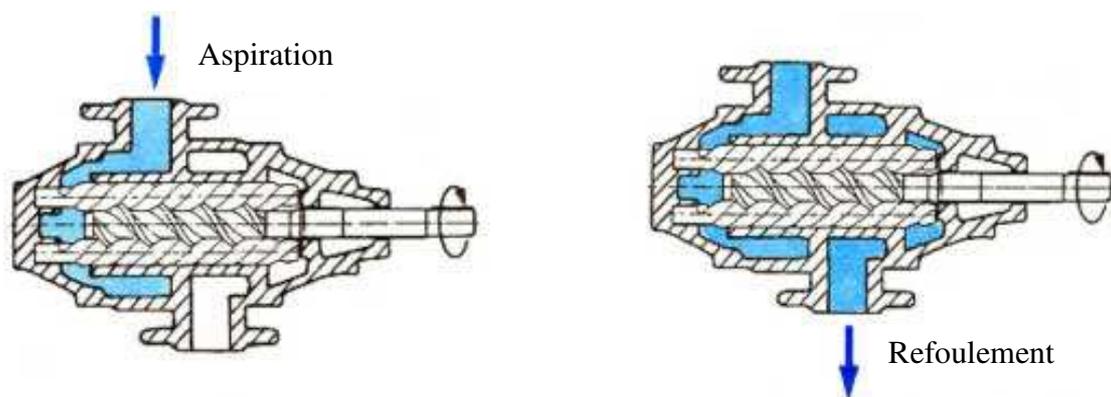


Fig I.10: Pompes à vis

I.3.1.2 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 : à membrane ou à piston

I.3.1.2.1 Pompe à membrane (Fig I.11)

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

Actuellement, les pompes à membranes sont constituées de deux membranes, ce qui permet d'avoir des pompes à double effet. Elles ont l'avantage de pouvoir pomper à peu près n'importe quel liquide : chargé, abrasif, acide, visqueux ou non. Cependant, elles ne conviennent que pour des débits moyens de l'ordre de 80 m³/h, pour des températures inférieures à 150° et des viscosités faibles.

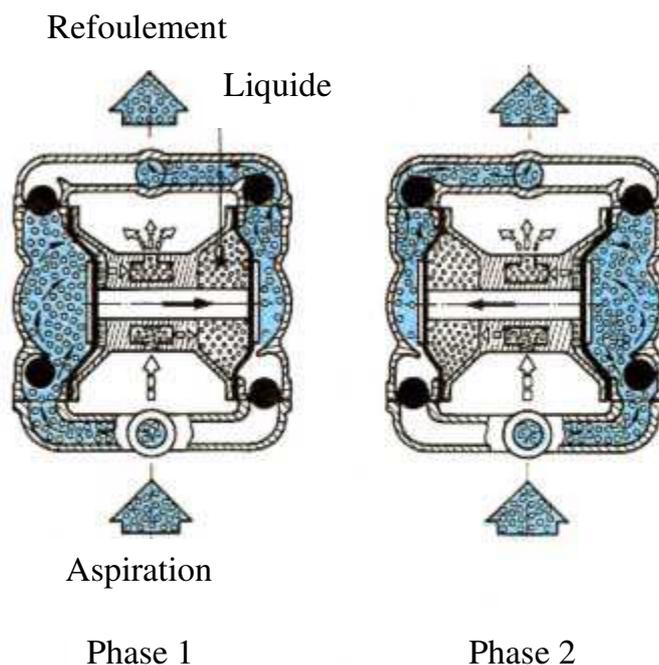


Fig I.11: pompe à membrane

I.3.1.2.2 Pompes à piston (Fig I.12)

Elles peuvent être à simple effet et, dans ce cas, le piston n'a qu'une seule phase active (premier temps : aspiration, deuxième temps : refoulement) sur les

forces centrifuges, soit par la conversion en pression de l'énergie cinétique communiquée au fluide (en le ralentissant). Dans la pratique, ces deux modes de génération de pression sont associés, même pour une pompe hélice, lorsque l'on s'écarte du point nominal. Les pompes rotodynamique constituent un système ouvert et en équilibre, où le fluide n'est jamais enfermé dans un volume totalement clos.

Cette famille de pompes est capable d'atteindre des débits Q très élevés, allant jusqu'à $10^5 \text{ m}^3/\text{h}$. Encore convient-il de remarquer que cette limite n'est pas de caractère technologique, et que des débits sensiblement plus grands seraient réalisables, s'il y avait un appel du marché dans ce sens.

I.3.2.1 Pompes hélices (fig I.13)

Une bonne capacité d'aspiration, permettant une installation facile, ainsi qu'une courbe caractéristique toujours descendante, assurant un fonctionnement stable quel que soit le débit. Dans ces conditions, la hauteur de refoulement se trouve limitée à une valeur de 11 m environ. Les pompes hélices ne sont jamais réalisées avec deux ouïes pour des raisons de construction qui sont évidentes. Elles sont rarement utilisées en version multiétage (pour $H > 11 \text{ m}$, on leur préfère d'autres types de pompes). Les pompes hélices ne sont pas employées pour les faibles débits, car elles nécessiteraient des vitesses de rotation élevées ou très élevées que les utilisateurs préfèrent éviter.

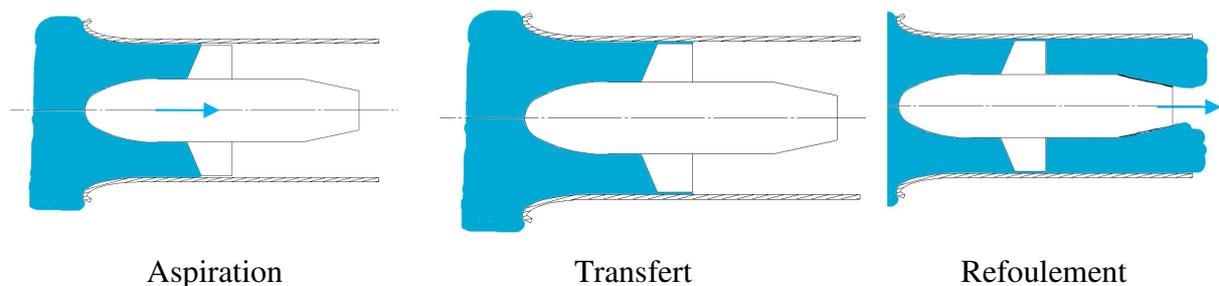


Fig I.13 : Pompe hélices

I.3.2.2 Pompes hélico-centrifuges (fig I.14)

Elles peuvent être utilisées en variante multiétage, mais conduisent, dans ce cas, à un pas d'étage élevé qui limite le nombre d'étages à 5 ou 6. On obtient le domaine global des pompes hélico-centrifuges en multipliant par 5 les hauteurs manométriques. Comme les pompes hélices, les pompes hélico-centrifuges ne sont pas utilisées pour de faibles débits, car elles conduisent dans ce cas à des vitesses de rotation élevées ou très élevées.

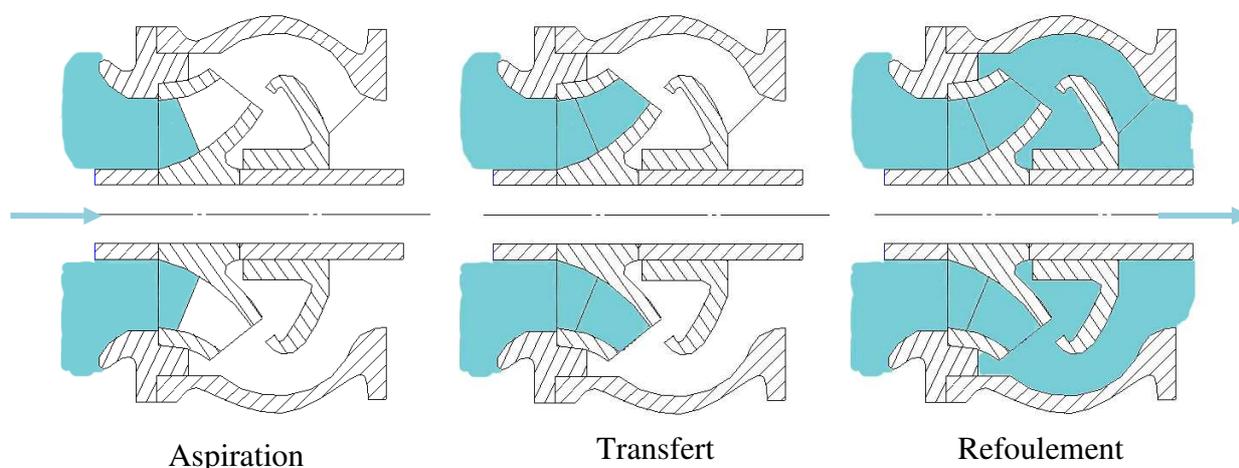


Fig I.14 : pompe hélico-centrifuges

I.3.2.3 Pompes centrifuges (fig I.15)

Et est le type que nous allons étudier dans cette thèse, les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur en forme de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute.

Nous expliquerons ces composants comme suite:

a) **Impulseur (la roue):**

C'est l'organe essentiel de la pompe constitué par moyeu porté par arbre et muni d'aubes tournant à l'intérieur de deux coquilles formant le corps de pompe.

Les aubes peuvent être fixées sur un ou deux cotés à disques, en distinguant ainsi des rotors ouvert, semi-ouvert ou fermé.

b) Collecteur (volute):

Cet organe fixe a pour rôle de conduire le liquide depuis la section d'entrée de la machine jusqu'à l'entrée du rotor, en lui assurant une vitesse de grandeur et de direction convenable.

Dans les pompes monocellulaires, le collecteur est en général réduit à une simple tuyauterie, coudée ou non.

Dans les pompes multicellulaire, les collecteurs sont inexistants sauf pour le premier étage où l'on trouve un collecteur d'entrée formé souvent par un coude plat, le passage de la sortie d'un étage à l'entrée du rotor suivant s'effectue au travers d'éléments fixe ailettes, les canaux de roue.

c) Diffuseur:

Cet organe fixe collecte le fluide à la sortie de l'impulseur pour l'amener dans la section de sortie de la machine avec la vitesse désirée. Cette opération est conjuguée avec une transformation partielle en énergie de pression, de l'énergie cinétique que possède le fluide à la sortie de l'impulseur.

Dans les pompes monocellulaire, le diffuseur est constitué par un canal annulaire entourant l'impulseur et débouchant dans la section de sortie de la machine tout en suivant l'action du diffuseur, les parois du diffuseur sont parallèles ou divergentes, le diffuseur comporte ou non des aubages

Parfois le diffuseur est réduit ou même inexistant, l'impulseur débouchant alors directement dans la volute.

Dans les pompes multicellulaires, chaque impulseur est normalement suivi de la volute finale.

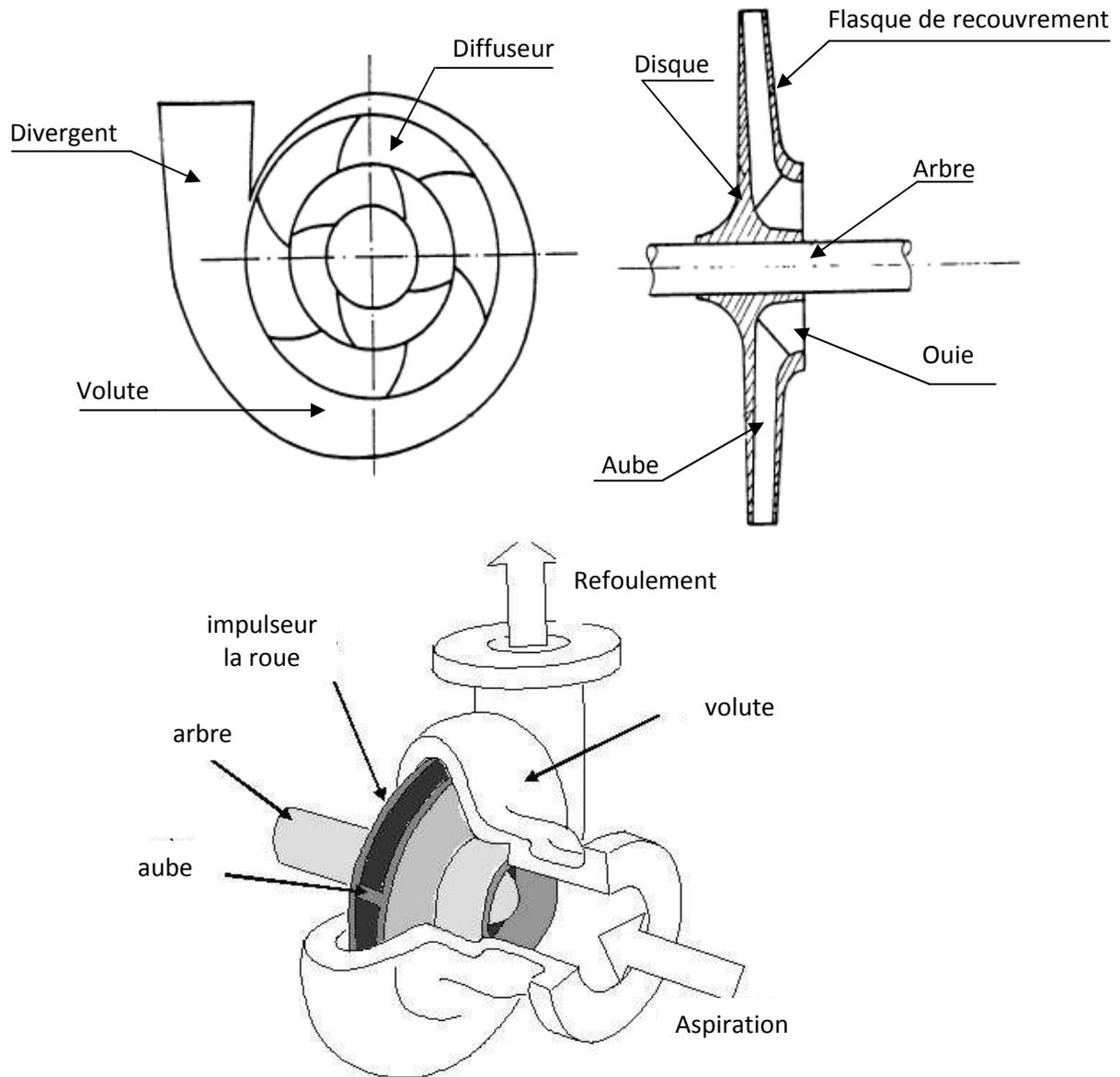


Fig I.15: Schéma d'une pompe centrifuge

Chapitre II

Chapitre II

Les formules principales pour conception d'une pompe centrifuge

II.1 Généralités

II.1.1 Définition d'un fluide :

Les fluides sont des corps dont les molécules sont très mobiles les unes par rapport aux autres, un fluide prend automatiquement la forme du récipient qui le contient, on peut classer les fluides en deux groupes : des liquides et des gaz, les liquides ont un volume propre alors que les gaz occupent tout le volume qui leur est offert.

II.1.2 Compressibilité des fluides

Soit ρ la masse volumique d'un fluide, d'une façon générale, ρ varie avec la pression et la température, on appelle un fluide incompressible lorsque ρ est indépendante de p et T , les liquides sont très peu compressibles, pratiquement : on considère que les liquides sont incompressibles et les gaz sont compressibles.

II.1.3 Viscosité

Les forces de cohésion intermoléculaire ont tendance à freiner l'écoulement d'un fluide, cette propriété est appelée viscosité : c'est la capacité d'écoulement d'un fluide.

- Coefficient de viscosité dynamique « μ » : exprimé dans le système international en poiseuille (Pl) ou en Pascal seconde (Pa.s).
- Coefficient de viscosité cinématique « ν » : exprimé dans le système international en m^2/s

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{II.1})$$

II.1.4 Fluide parfait – fluide réel

Un fluide parfait est un fluide dont les molécules se déplacent sans aucun frottement les uns par rapport aux autres ; donc sans viscosité $\mu = 0$. (C'est théorique).

Un fluide est réel lorsque $\mu \neq 0$

II.1.5 Les régimes d'écoulement

Soit un courant d'eau qui circule dans une conduite à section circulaire, on introduit un filet de colorant dans l'axe de cette conduite, suivant la vitesse d'écoulement de l'eau, on peut observer les phénomènes suivants :

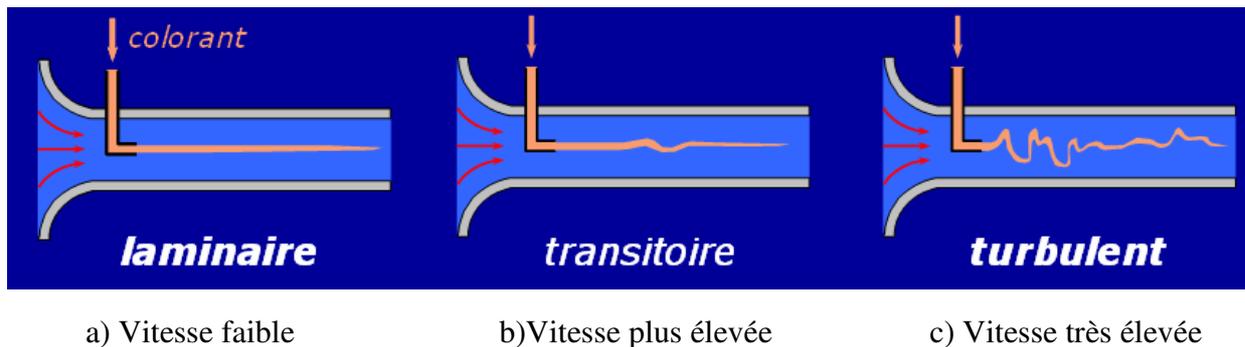


Fig II.1: Les régimes d'écoulement suivant la vitesse.

- Pour des vitesses faibles, le filet colorant traverse le long de la conduite en position centrale.
- Pour des vitesses plus élevées, le filet colorant se mélange brusquement dans l'eau après avoir parcouru une distance.
- Pour des vitesses très élevées, le colorant se mélange immédiatement dans l'eau.

- a) **Régime laminaire** : (cas a) le fluide s'écoule en couches cylindriques coaxiales ayant pour axe le centre de la conduite.
- b) **Régime transitoire** : (cas b) c'est une transition entre les régimes laminaire et turbulent.
- c) **Régime turbulent** : (cas c) formation de mouvement tourbillonnant dans le fluide, cette expérience est faite par Reynolds en faisant varier le diamètre de la conduite, la température, le débit, etc..., pour des divers fluides.

La détermination du régime d'écoulement est par le calcul d'un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds (Re).

$$Re = \frac{D.u.\rho}{\mu} = \frac{D.u}{\nu} \quad (\text{II.2})$$

II.1.6 Théorème de BERNOULLI pour un fluide réel

Lorsque le fluide est réel, la viscosité est non nulle, alors au cours du déplacement du fluide, les différentes couches frottent les unes contre les autres et contre la paroi qui n'est pas parfaitement lisse d'où il y a une perte sous forme de dégagement d'énergie, cette perte appelée perte de charge.

La relation de Bernoulli peut s'écrire sous la forme :

$$z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} = z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + \Delta H_{1,2} \quad (\text{II.3})$$

$\Delta H_{1,2}$: c'est l'ensemble des pertes de charge entre (1) et (2) exprimé en hauteur, les pertes de charge peuvent être exprimées en pression / $\Delta p_{1,2} = \rho \cdot g \cdot \Delta H_{1,2}$.

II.1.7 Pertes de charge

Des frottements entre les différentes couches de liquide et des frottements entre le liquide et la paroi interne de la conduite le long de l'écoulement : ce sont les pertes de charge régulières.

De la résistance à l'écoulement provoqués par les accidents de parcours (vannes, coudes, etc...) ; ce sont les pertes de charge singulières ou localisés

a. Pertes de charge régulières : ΔH_2

Soit un écoulement permanent d'un liquide dans une conduite de diamètre D. La perte de charge entre deux points séparés d'une longueur L est de la forme :

$$\Delta H_r = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (\text{II.4})$$

Pour déterminer le coefficient de perte de charge régulière λ , on fait souvent appel à des formules empiriques tel que :

- Si l'écoulement est laminaire, nous avons la loi de poiseuille

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (\text{II.5})$$

- Si l'écoulement est turbulent, on a deux cas :

Turbulent lisse $R < 10^5$: on a la loi de BLASIUS :

$$\lambda = 0.316 \text{Re}^{-1/4} = 100 \text{Re}^{-1/4} \quad (\text{II.6})$$

Turbulent rugueux $R > 10^5$: il y a d'autres lois tel que de BLENCH.

b. Pertes de charge singulières ΔH_s :

$$\Delta H_s = K \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (\text{II.7})$$

Avec K:coefficient dépendant de la nature de la résistance locale (module de perte de charge).

L'avantage est de relativiser directement l'importance des pertes de charge singulières par rapport aux pertes de charge régulières et de faciliter le calcul du circuit lorsque les conduites sont toutes de même diamètre :

$$\Delta H = \Delta H_r + \Delta H_s \quad (\text{II.8})$$

II.2 Critères généraux de définition des pompes

Les critères les plus importants d'une pompe sont:

II.2.1 La vitesse de rotation (N):

C'est la vitesse de tours qu'effectue la pompe par unités de temps. Cette vitesse est notée par **N**, l'unité de mesure la plus utilisée est le tour par minute (tr/mn).

Le déplacement angulaire ω qu'effectue une pompe pendant l'unité de temps s'appelle vitesse angulaire:

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \cdot N \quad (\text{II.9})$$

N s'exprime bien entendu en: tr/mn.

II.2.2 Le débit d'une pompe (Q):

C'est le volume qu'une pompe peut ou doit fournir par unité de temps. La notion de débit est utilisée surtout dans le cas des turbopompes.

Q s'exprime en m^3/s , ou le plus souvent en m^3/h et l/s les liquides de décharge, de fuite, n'sont pas compris dans le débit.

II.2.3 La hauteur produite par la pompe (H):

Cette hauteur est la différence entre la hauteur totale du liquide au refoulement **H_r** et la hauteur totale à l'aspiration **H_a**.

$$H = H_a - H_r \quad (\text{II.10})$$

Avec
$$H_a = z_a + \frac{v_a^2}{2g} + \frac{P_a}{\rho g} \quad \text{et} \quad H_r = z_r + \frac{v_r^2}{2g} + \frac{P_r}{\rho g}$$

Comme généralement on a:

$Z_a = Z_r$ et les termes $\frac{v^2}{2g}$ sont négligeable devant ceux des pression, on sera alors:

$$H = \frac{P_r - P_a}{\rho g} \quad (\text{II. 11})$$

La hauteur H créée par la pompe est fonction de la vitesse de rotation N et du débit Q . la fonction $H(Q)$ pour une vitesse N constante donnée est appelée caractéristique de la pompe.

II.2.4 Puissance utile et absorbée:

La puissance disponible au niveau de l'arbre d'entérinement de la roue de la pompe est la puissance absorbée P_a de cette pompe. Cette puissance est exactement la puissance utile de moteur d'entraînement de la pompe.

La puissance transmise au fluide et ce du part de la pompe est appelée puissance hydraulique utile P_u

Elle est déterminée d'après la formule suivante:

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (\text{12. II})$$

Le rapport de la puissance utile a la puissance absorbée est le rendement de la pompe η_p

$$\eta_p = \frac{P_u}{P_a} \quad (\text{13. II})$$

II.2.5 La Vitesse spécifique

Dimensionner une pompe conduit à la construction d'une géométrie correspondant à un cahier des charges constitué, dans sa plus simple expression,

par une hauteur H à produire sous un débit Q . Plus précisément, nous cherchons à déterminer le rayon extérieur de la roue, le rayon du moyeu et la vitesse de rotation N de la pompe.

La vitesse spécifique permet de choisir la famille de pompes adaptée à l'utilisation souhaitée. La formulation de la vitesse spécifique est:

$$N_s = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (14.II)$$

II.2.6 Les triangles de vitesse (voir la fig II.2)

Soit un point M du rotor (aube), sa vitesse d'entraînement est \mathbf{u} :

$$\bar{\mathbf{u}} = \bar{\omega} \wedge \overline{OM}; |\bar{\mathbf{u}}| = r \omega \quad (15.II)$$

avec $\bar{\mathbf{w}}$ la vitesse relative du fluide telle que sur le rotor $\bar{\mathbf{w}} \cdot \bar{\mathbf{N}}_{\text{Rotor}} = 0$. La vitesse absolue est donnée $\bar{\mathbf{c}} = \bar{\mathbf{w}} + \bar{\mathbf{u}}$. On définit l'angle β ($\bar{\mathbf{w}}, \bar{\mathbf{u}}$) et l'angle α ($\bar{\mathbf{c}}, \bar{\mathbf{u}}$) ce qui permet de dessiner le triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie.

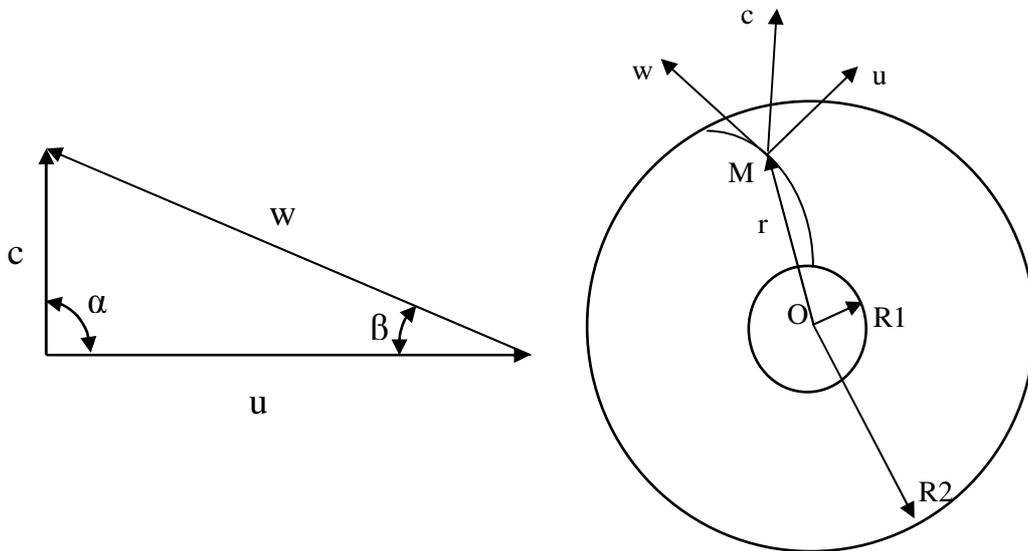


Fig II.2: Schéma vectoriel de triangles des vitesses.

II.3 Détermination des dimensions principales d'une pompe

L'objectif du calcul du débit pour une pompe centrifuge est de déterminer les dimensions principales et les angles de l'aube de la roue (impulseur) et du collecteur pour une tâche de pompage.

pour concevoir une pompe, Il y a une série des paramètres qui créent la géométrie d'une pompe, les tableaux (II.1) et (II.2) présentent les équations de triangles de vitesse qui aident à déterminer la géométrie de la roue.

II.3.1 Conception d'une roue

Pour être en mesure de concevoir une roue, les détails nécessaires des dimensions déterminées comme suit:

Les recommandations pour l'extension axiale Z_E et le rayon de courbure R_{DS} du carénage avant sont données par l'équation:

$$z_E = (d_{2a} - d_1) \left(\frac{N_d}{N_{s,Ref}} \right)^{1.07} \quad R_{DS} = (0.6 \text{ a } 0.8)b_1 \quad (\text{II.16})$$

avec
$$N_{s,Ref} = 74 \quad \text{et} \quad b_1 = 1/2 \cdot (d_1 - d_n) \quad (\text{II.17})$$

et
$$g_1 = (0.2 \text{ a } 0.3) \cdot b_1$$

L'angle ε_{DS} qui définit la forme de l'enveloppe avant près de la sortie de la roue est déterminé en fonction de la vitesse spécifique. Pour $N_s < 20$, $\varepsilon_{DS} = 0$. Pour les roues radiales à vitesse spécifique supérieure ε_{DS} augmente à environ 15 à 20°.

L'angle ε_{TS} qui définit la forme de l'enveloppe arrière près de la sortie de la roue peut être choisi positif ou négatif. à $N_s < 30$, $\varepsilon_{TS} = 0$ est souvent conçu (certains fabricants utilisent également des valeurs négatives). À des vitesses spécifiques élevées, ε_{TS} est toujours positif avec $\varepsilon_{TS} < \varepsilon_{DS}$.

Triangle de vitesse à l'entrée de la roue		Eq.
Quantités données ou sélectionnées	$N, Q, d_2, d_1, d_n, b_2, z_{La}, \alpha_1, e_1, e, \eta_h$	-----
Vitesse d'entraînement	$u_1 = \pi d_1 N / 60$	II.18
Composante méridienne de la vitesse absolue.	$c_{1m} = \frac{Q}{f_q A_1}$ $A_1 = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_n^2)$ $A_1 = \pi d_{1b} b_2$	II.19
Composante circonférentielle de la vitesse absolue	$c_{1u} = \frac{c_{1m}}{\tan \alpha_1}$	II.20
Vitesse relative	$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + u_1^2}$	II.21
Coefficient de débit	$\varphi_1 = c_{1m} / u_1$	II.22
Angle de débit sans blocage	$\beta_1 = \arctan \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}}$	II.23
Blocage de l'aube	$\tau_1 = \left\{ 1 - \frac{z_{La} e_1}{\pi d_1 \sin \beta_{1B} \sin \lambda_{La}} \right\}^{-1}$	II.24
Angle de débit avec blocage	$\beta_1' = \arctan \frac{c_{1m} \tau_1}{u_1 - c_{1u}}$	II.25
Angle d'aube pour l'incidence sélectionnée, i_1 défini par $i_1' = \beta_{B1} - \beta_1'$	$\beta_{1B} = \beta_1' + i_1'$	II.26
Entrée sans choc définie par $\beta_1' = \beta_{1B}$ donnant c_{1m}	$\varphi_{1,SF} = \left(1 - \frac{c_{1u}}{u_1} \right) \frac{\tan \beta_{1B}}{\tau_1}$	II.27

Tableau II.1: Les paramètres de triangle de vitesse à l'entrée de la roue

Triangle de vitesse à la sortie de la roue		Eq
Vitesse d'entraînement	$u_2 = \pi d_2 N / 60$	II.28
Composante méridienne de la vitesse absolue. $A_2 = \pi d_{2b} b_2$	$c_{2m} = \frac{Q}{f_q A_2}$ $\varphi_{2,La} = \frac{c_{2m}}{u_2}$	II.29
Blocage de l'aube	$\tau_2 = \left\{ 1 - \frac{e z_{La}}{\pi d_2 \sin \beta_{2B} \sin \lambda_{La}} \right\}^{-1}$	II.30
Influence du diamètre d'entrée de la turbine sur le facteur de glissement $k_w = 1$ for $d_{1m}^* \leq \varepsilon_{1m}$	$\varepsilon_{Lim} = \exp \left\{ - \frac{8.16 \sin \beta_{2B}}{z_{La}} \right\}$	II.31
	$k_w = 1 - \left(\frac{d_{1m}^* - \varepsilon_{Lim}}{1 - \varepsilon_{Lim}} \right)^3$	II.32
	$\gamma = f_1 \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2B}}}{z_{La}^{0.7}} \right) k_w$	II.33
Composante circonférentielle de la vitesse absolue	Prédiction $c_{2u} = u_2 \left(\gamma - \frac{c_{2m} \tau_2}{u_2 \tan \beta_{2B}} \right)$	II.34
	Calcul de la mesure H $c_{2u} = \frac{g H}{\eta_h u_2} + \frac{u_{1m} c_{1u}}{u_2}$	II.35
Facteur de glissement du test	$\gamma = \frac{c_{2u}}{u_2} + \frac{\varphi_{2,La} \tau_2}{\tan \beta_{2B}}$	II.36
Vitesse absolue	$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2}$	II.37
Vitesse relative	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + u_2^2}$	II.38
Angle de sortie absolue sans blocage	$\alpha_2 = \arctan \frac{c_{2m}}{c_{2u}}$	II.39
Angle de sortie relatif avec blocage	$\beta_2' = \arctan \frac{c_{2m} \tau_2}{w_{2u}}$	II.40
Angle de sortie relatif sans blocage	$\beta_2 = \arctan \frac{c_{2m}}{w_{2u}}$	II.41
Angle de déviation	$\delta' = \beta_{2B} - \beta_2'$ or $\delta = \beta_{2B} - \beta_2$	II.42

Tableau II.2: Les paramètres de triangle de vitesse à la sortie de la roue

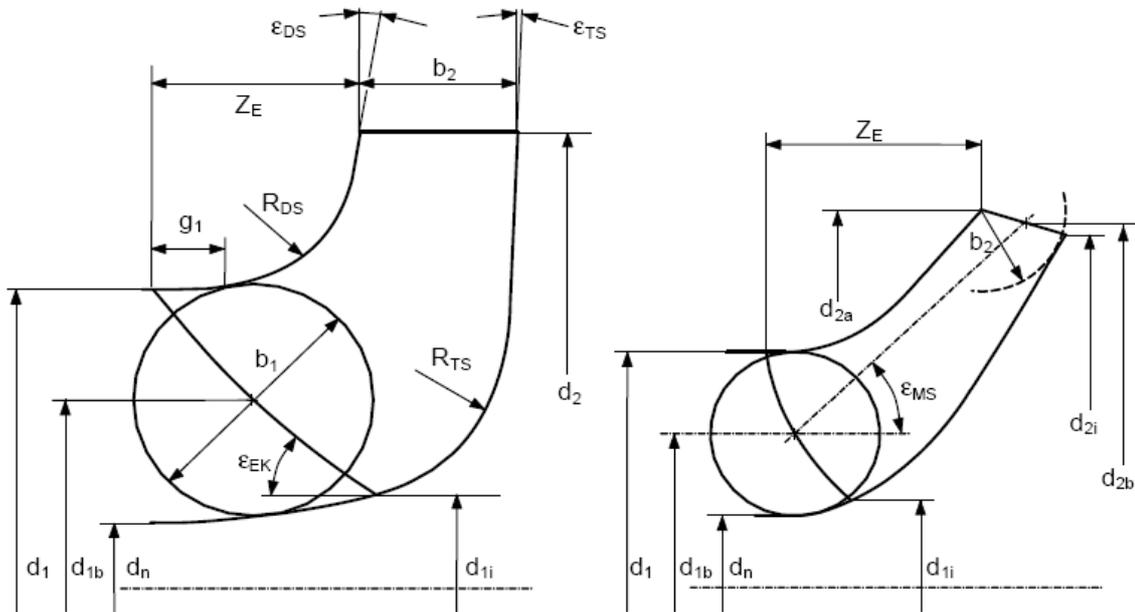


Fig II.3: Les paramètres de conception pour la section méridionale de la roue
Gauche: turbine radiale, Droite: roue semi-axiale

Avant de dessiner une roue, les dimensions principales et les angles des l'aube doivent être déterminés, Les équations requises sont répertoriées dans le tableau N° II.3.

Après avoir pris connaissance des paramètres de conception de la section méridionale, l'étape suivante il est de savoir les paramètres et les méthodes de conception de l'aube d'une roue (impulseur).

II.3.1.1 Conception d'une aube :

L'aube décrit une courbe tridimensionnelle le long de chaque surface de révolution; par exemple, le long de la ligne aérienne définie par la section méridionale.

Cette courbe peut être décrite à travers ses projections dans la section méridionale et la vue en plan. Chaque point de cette courbe est défini dans l'espace par les coordonnées r , z et ϵ .

Calcul de la roue (l'impulseur)		
données	N_s, Q, H, α_1 : D'où la vitesse spécifique est connue.	
Diamètre de l'arbre	$d_w = \left(\frac{16P_{\max}}{\pi\omega\tau_{a1}}\right)^{\frac{1}{3}} = 3.65 \left(\frac{P_{\max}}{N\tau_{a1}}\right)^{\frac{1}{3}}$	P_{\max} en W, N en rpm, τ_{a1} en N/m ²
Diamètre de sortie de l'impulseur	$d_2 = \frac{60}{\pi N} \sqrt{\frac{2gH}{\psi_{\text{opt}}}} = \frac{84.6}{N} \sqrt{\frac{H}{\psi_{\text{opt}}}}$	
Diamètre de l'entrée de l'impulseur pour une vitesse relative minimale	$d_1^* = f_{d1} \sqrt{d_n^{*2} + 1.48 \times 10^{-3} \psi_{\text{opt}} \frac{N_s^{1.33}}{(\eta_v \delta_r)^{0.67}}}$	$\delta_r = 1 - \frac{c_{1m}}{u_{1m} \tan \alpha_1}$
Diamètre d'entrée de l'impulseur pour sélection β_1	$d_1 = 2.9 \sqrt[3]{\frac{Q}{f_q N k_n \tan \beta_1} \left(1 + \frac{\tan \beta_1}{\tan \alpha_1}\right)}$	
Diamètre de l'entrée de l'impulseur pour les coefficients sélectionnés	$d_{1,\text{opt}} = \sqrt{d_n^2 + 10.6 \left(\frac{Q}{f_q N}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\lambda_c + \lambda_w}{\lambda_w}\right)^{\frac{1}{3}}}$	
Angle aube pour l'incidence $i_1 = 0$ à 4°	$\beta_{1B} = \beta'_1 + i_1 = \arctan \frac{c_{1m} \tau_1}{u_1 - c_{1u}} + i_1$	Avec constante c_{1m} et τ_1 : $\tan \beta_{1B}(r) = \frac{r_a}{r} \beta_{1B,a}$
Facteur de glissement	$\varepsilon_{\text{lim}} = \exp\left\{-\frac{8.16 \sin \beta_{2B}}{z_{La}}\right\}$	$k_w = 1 - \left(\frac{d_{1m}^* - \varepsilon_{\text{Lim}}}{1 - \varepsilon_{\text{Lim}}}\right)^3$
	$\gamma = f_1 \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2B}}}{z_{La}^{0.7}}\right) k_w$	$k_w = 1$ pour $d_{1m}^* \leq \varepsilon_{\text{Lim}}$ Radia : $f_1 = 0.98$ Semi-axial : $f_1 = 1.02 + 1.2 \times 10^{-3}(n_q - 50)$
La charge Avec $A_2 = \pi d_{2b} b_2$	$H = \frac{\eta_h u_2^2}{g} \left\{ \gamma - \frac{Q}{f_q A_2 u_2 \tan \beta_{2B}} \left[\tau_2 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan \beta_{2B}}{A_1 \tan \alpha_1} \right] \right\}$	
Charge efficace de l'aube	$\xi_{\text{eff}} = \frac{2\pi\psi_{\text{opt}}}{\eta_h z_{La} L_{\text{sch}}^* (w_1^* + w_2^*)}$	
Chargement de l'aube admissible	$\xi_{\text{al}} = \left(\frac{N_{s,\text{Ref}}}{N_s}\right)^{0.77} N_{s,\text{Ref}} = 40$ Largeur de bande $\pm 15\%$	
Coefficient d'ascenseur	$\zeta_a = \frac{\pi\psi_{\text{th}}}{z_{La} L_{\text{sch}}^* \sqrt{\varphi_2^2 + \left(1 - \frac{\psi_{\text{th}}}{4} \left\{1 - \frac{\sin \varepsilon_{MS}}{z_{La}}\right\}\right)}}$	Admissible $\zeta_a < 0.9$

Tableau II.3: Calcul de la roue (l'impulseur)

En référence à la Figure (II.4.a) Considérer un élément de la ligne de transport externe qui est positionné entre les points 5 et 6 sur les rayons r_5 et r_6 . Dans la section méridionale, elle a la longueur (approximative).

$$\Delta m = \sqrt{\Delta r^2 + \Delta z^2} \quad \text{II. 55}$$

Dans la vue en plan, la Figure (II.4.b) et (II.4.c), La position des points 5 et 6 est définie par ces rayons et l'angle $\Delta \epsilon$. La distance entre les points 5 et 6 est

$$\Delta g = \sqrt{\Delta r^2 + \Delta u^2} \quad \text{II. 56}$$

La longueur de l'élément rationalisé dans l'espace est obtenue à partir de la longueur dans la vue en plan Δg et l'extension dans la direction axiale Δz (normal à la vue en plan)

$$\Delta L = \sqrt{\Delta g^2 + \Delta z^2} \quad \text{II. 57}$$

Au moyen des équations II .55 et II.56, la relation entre la longueur réelle ΔL de l'élément raffiné et sa projection Δm dans la section méridienne et la projection Δu dans la vue en plan est obtenue :

$$\Delta L = \sqrt{\Delta g^2 + \Delta z^2} = \sqrt{\Delta r^2 + \Delta u^2 + \Delta z^2} = \sqrt{\Delta m^2 + \Delta u^2} \quad \text{II. 58}$$

Les distances ΔL , Δu et Δm selon la Figure (II.4.c) Constituent un triangle à angle droit qui comprend l'angle réel β entre l'élément de rationalisation ΔL et la direction tangentielle Δu .

Si une rationalisation est développée étape par étape dans le plan de dessin selon cette procédure, sa longueur réelle et les angles réels par rapport à la direction circonférentielle sont obtenus. Cette procédure permet de concevoir les coordonnées de l'aube dans la vue en plan à partir d'une section méridienne définie et d'un développement de l'aube à spécifier. Dans le procédé ci-dessus, les triangles curvilignes ont été remplacés par des éléments rectilignes.

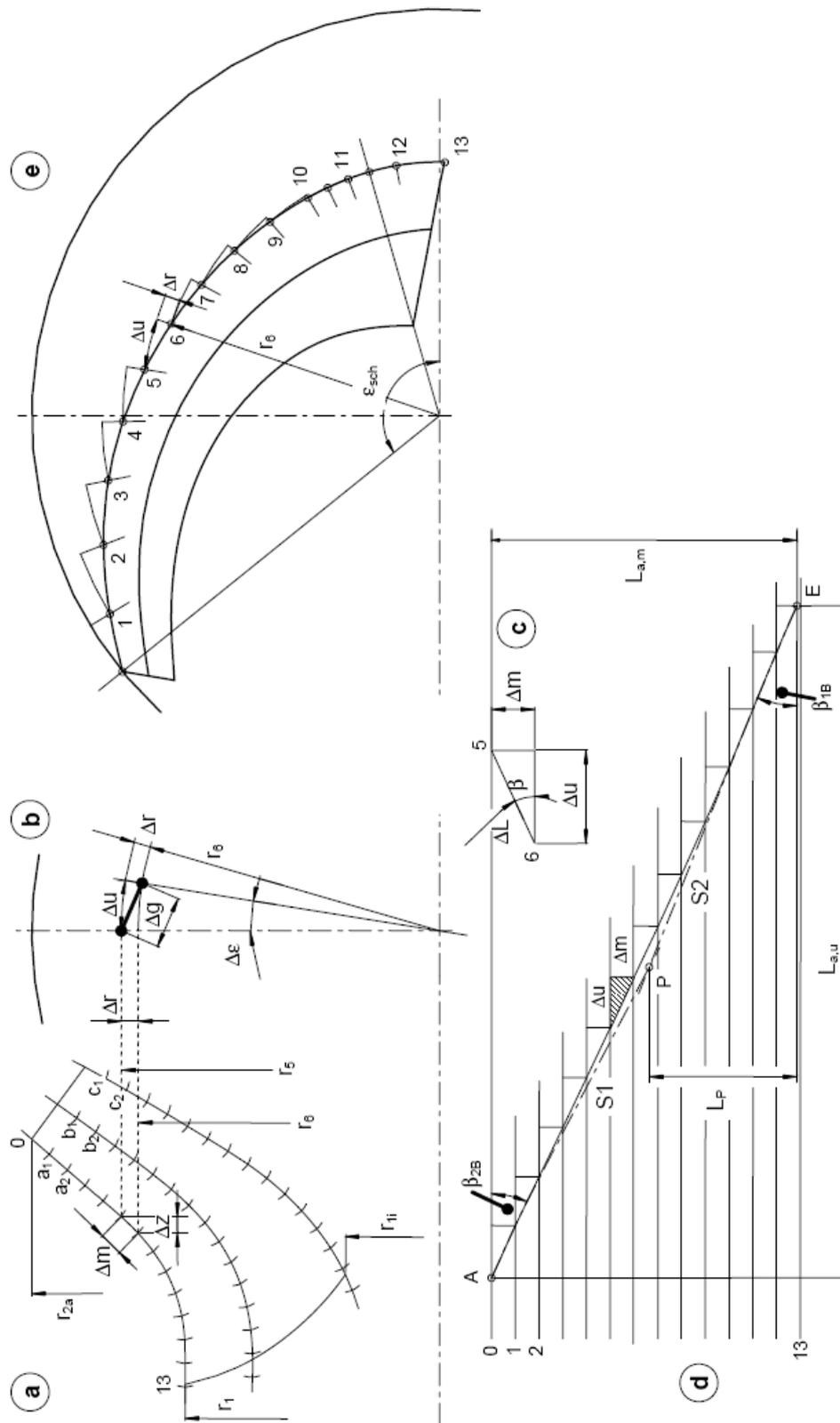


Figure N° II.4 : Conception de l'aube selon la méthode de KAPLAN

Plus les éléments sont sélectionnés, plus cette approximation devient grande.

Parmi les différentes méthodes de conception de l'aube, la méthode Kaplan est décrite, elle comprend les étapes suivantes:

1) En fonction de la largeur de la roue (impulseur) (i.e. n_q), une ou cinq surfaces de révolution supplémentaires sont aspirées dans la section méridionale en plus des lignes de courant externes et internes.

Ces surfaces peuvent être conçues comme des lignes de courant de flux de pièces identiques. À cette fin, les chiffres (estimés) aux rationalisations sont dessinés.

Ce faisant, la largeur entre deux lignes de courant est déterminée de manière à ce que le même flux $\Delta Q = 2 \times \pi \times r \times \Delta b \times c_m$. Se déplace à travers chaque canal partiel (souvent avec l'hypothèse $c_m = \text{constante}$).

2) Toutes les surfaces de révolution ou de rationalisation sont subdivisées en n éléments de longueur identique Δm (e.g. $\Delta m = 8 \text{ mm}$). Selon la Fig II.4.a de sorte que les points a_1 à a_n , b_1 à b_n etc. sont obtenus.

3) Dans le développement de l'aube selon la Fig II.4.d, n les lignes droites parallèles sont dessinées à la distance Δm . Les longueurs $L_{a,m}$, $L_{b,m}$, $L_{c,m}$, etc. de la section méridienne développée sont obtenues.

4) La longueur L des rationalisations dans la direction circonférentielle est encore inconnue, dans certaines limites, il peut être sélectionné librement.

Une approche possible consiste à définir une loi de développement selon la Fig. II.5

En commençant par $\beta_{(j=0)} = \beta_{2B}$ au point A de la Fig.3.d.III, la longueur circonférentielle Δu de l'élément Δm est calculée à partir de l'équation (II.59)

$$\Delta u_j = \frac{\Delta m_j}{\tan \beta_j} \quad (\text{II.59})$$

Les angles pour chaque étape sont obtenus à partir de la loi sélectionnée selon laquelle l'angle doit se développer en fonction de la longueur de l'aube de β_{2B} à β_{1B} . en général, il est possible d'écrire:

$$\beta_j = \beta_{2B} - y(x)(\beta_{2B} - \beta_{1B}) \quad (\text{II.60})$$

Toute fonction aléatoire qui satisfait aux conditions $y(0) = 0$ et $y(1) = 1$ peut être substituée par $y(x)$. Si l'on souhaite un développement d'angle linéaire de β_{2B} à β_{1B} , la fonction $y(x)$ doit être formulée comme suit:

$$y(x) = \frac{1}{L_{a,m}} \sum_0^j \Delta m_j \quad (\text{II.61})$$

Cette méthode peut également être utilisée de telle sorte que l'angle de sortie soit maintenu constant sur les sections n_a ($\beta_j = \beta_{2B}$ pour $j < n_a$) et / ou que l'angle d'entrée soit maintenu constant sur les sections n_e ($\beta_j = \beta_{1B}$ pour $j > n_e$). en conséquence, l'équation (II.61) n'est formulé que pour la partie centrale de la lame dans laquelle l'angle passe de β_{2B} à β_{1B} .

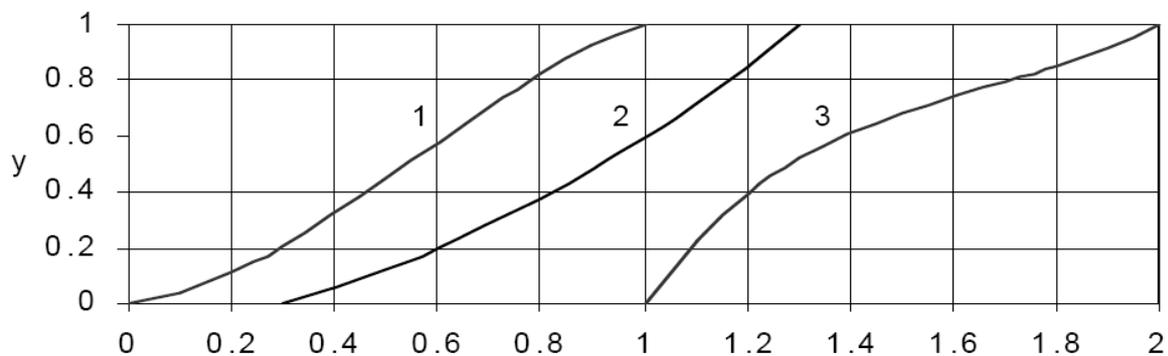


Fig II.5: Options de développement de lame.

5) Une autre façon de déterminer le développement de l'aube est la suivante:

Une ligne S1 est dessinée du point A avec un angle β_{2B} Fig II.3.d, un point E à la distance $L_{a,m}$ est alors sélectionné de sorte qu'une ligne S2 commencée avec l'angle β_{1B} coupe la ligne S1 dans un point P.

Le rapport $L_p/L_{a,m}$ a un effet sur la longueur de l'aube et les sections transversales des canaux.

Il doit être choisi de telle sorte que les distances d'alésage a_1 et a_2 indiquées ainsi que les charges de l'aube acceptables selon les critères des équations (voir tableau II.1 eq II.22 on obtient. Une courbe lisse est alors nichée dans la géométrie définie par les points A et E et les lignes S1 et S2. Cette courbe constitue le développement de l'aube choisi.

6) La géométrie de l'aube doit être représentée dans la vue en plan afin de permettre fabrication de la turbine ou du motif. Les points de l'aube 1 à 13 dans le développement (fig II.4.d) définissent des triangles avec les côtés ΔL , Δu et Δm . ces points sont situés sur les rayons r_1 à r_{13} (Voir fig II.a.4) .en commençant par le rayon extérieur, les points sont transférés aux rayons r_1 , r_2 etc. avec Δu et Δr selon la figure 4.e.II. ce la donne les points 1,2,3, etc. dans la vue en plan. L'assemblage de ces points produit la rationalisation projetée dans la vue en plan.

7) L'angle d'enroulement ε_{sch} , formé par l'aube dans la vue en plan dépend des angles de l'aube β_{2B} et β_{1B} , le rapport de rayon d_1/d_2 (Par conséquent N_s) et la longueur simplifiée dans la section méridionale.

Les angles d'enveloppement des roues radiales sont habituellement dans les gammes suivantes: avec $z_{La} = 5$, $\varepsilon_{sch} = 130^\circ$ a 160° ; $z_{La} = 6$, $\varepsilon_{sch} = 120^\circ$ a 140° et $z_{La} = 7$, $\varepsilon_{sch} = 100^\circ$ a 130° .

8) Les étapes 4 à 6 sont effectuées pour toutes les surfaces de révolution (rationalisations).

9) Pour générer des points de contrôle suffisants pour le processus de fabrication, les sections radiales (A à Q dans la Figure II.6).

Sont dessinés dans la vue en plan et leurs intersections avec les surfaces de révolution ou rationalise les transferts dans la section méridionale (illustré à la figure II.6 par la section K).

Les sections radiales doivent produire des courbes lisses dans la section méridionale afin d'éviter une ondulation dans la surface de l'aube. Ces sections radiales ne doivent pas nécessairement être des courbes; Ils peuvent aussi être des droites.

10) Pour la fabrication, il est également possible d'utiliser des lignes de contour, Il s'agit de sections équidistantes dans la section méridionale normale à l'axe.

Leurs intersections avec les lignes dynamiques et les sections radiales sont transférées à la vue en plan et jointes pour former les lignes de la carte. Cella-ci doivent présenter des courbes lisses dans la vue en plan afin d'éviter les surfaces de l'aube ondulée.

11) La surface de l'aube conçue de cette manière constitue le camber, La surface d'aspiration ou de pression - en fonction des angles (le camber, surface de pression) qui ont été utilisés pour le développement.

Le profil de l'aube sélectionné peut être incorporé dans le développement en tant que section normale à la surface de l'aube afin de mieux apprécier son effet sur le flux d'approche.

12) Le profil de l'aube est représenté comme développé sur la ligne de carrossage où il est dimensionné comme épaisseur = $f(L)$ (Dimensionnement non représenté sur la figure II.6).

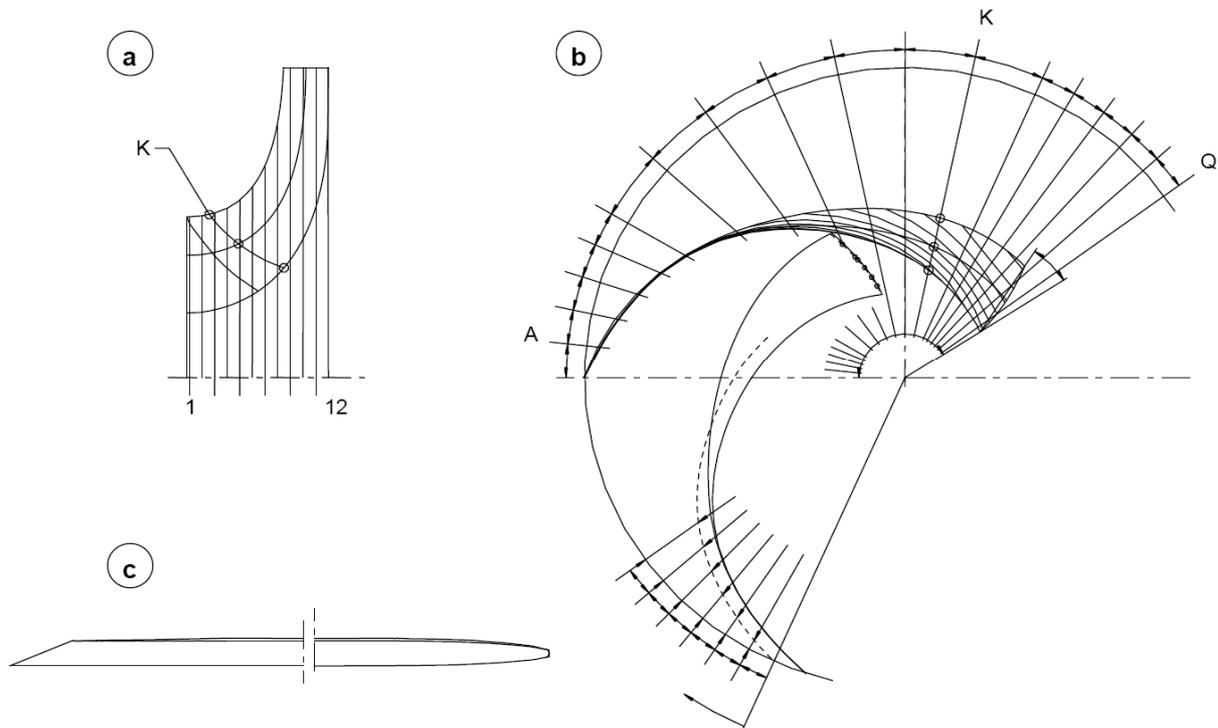


Fig II.6: Représentation des coordonnées de la roue par les lignes de la carte 0 à 12 et les sections radiales A à Q. a) section méridionale, b) vue en plan, c) profil de l'aube (développé)

II.3.1.2 Conception de profil d'aube

a) Epaisseur de d'aube

Les exigences en termes de coulabilité et de résistance mécanique déterminent l'épaisseur de l'aube, L'expérience montre que ces exigences sont remplies lorsque $\frac{e}{d_2} = 0.016$ à 0.02 est sélectionné. la gamme supérieure s'applique aux roues à haute pression avec plus de 600 m de charge par étage. La gamme inférieure s'applique aux charges faibles et aux vitesses spécifiques faibles.

b) Profils de bord d'attaque

Il existe trois formes de bord d'attaque utilisées dans les roues des pompes centrifuges, Le bord d'attaque ne convient pas, générer des perturbations dans la vitesse avec laquelle contribuer à réduire la pression à l'intérieur de la pompe, qui stimule le phénomène de cavitation et peut même affecte l'efficacité se la pompe.

La conception du bord d'attaque en demi-cercle est très défavorable à cet égard et n'est acceptable que pour les petites pompes ou les applications à faible exigence.

Les profils d'entrée elliptiques offrent des distributions de pression favorables, Si le profil elliptique ne s'étend que sur une courte distance, les aubes réagissent de manière moins sensible à l'incidence En revanche, les profils longs en forme de coin fonctionnent bien uniquement à l'entrée sans choc ($i=0$), car des vitesses excédentaires élevées sont générées dans le flux d'incident.

Les profils longs et minces (en forme de coin) sont également défavorables par rapport à la qualité de coulée (fissures de lame causées par un refroidissement rapide des profils minces) et en termes de résistance et de risque de fissuration des lames.

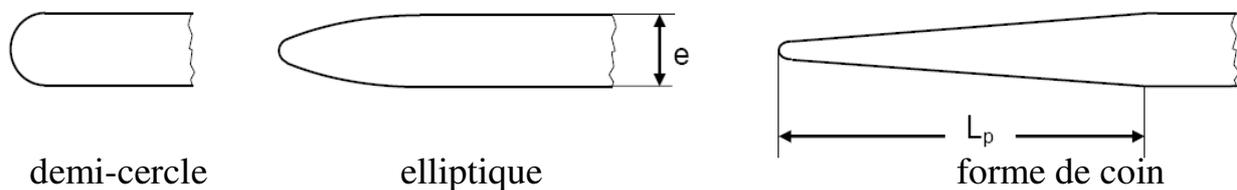


Fig II.7: les profilés de bord d'attaque d'aube d'un roue (impulseur)

Selon les calculs sur les profils individuels, Le coefficient de pression minimum à incidence zéro (entrée sans choc) est:

$$\Delta p = C_{p,\min,SF} \frac{\rho}{2} w_1^2 \quad C_{p,\min,SF} = 0.373 \frac{e}{L_p} \left(2 + 0.373 \frac{e}{L_p} \right) \quad \text{III.62}$$

L_p est la longueur du profil mesuré du bord d'attaque au point de la transition vers l'épaisseur complète de la lame e , produit des rendements $C_{p,\min,SF} = 2.05$ Pour un demi-cercle $\left(\frac{e}{L_p} = 2.0\right)$, Alors qu'un profil elliptique avec $\left(\frac{e}{L_p} = 2.0\right)$ Produit des rendements $C_{p,\min,SF} = 0.155$.

c) Profilés de bord de fuite:

Deux philosophies de conception sont utilisées dans la pratique:

A - Les pales selon la Figure N° 8.II, Sont coniques vers le bord de fuite à environ la moitié de l'épaisseur de l'aube selon $e_2 = \frac{1}{2}e$ afin de réduire la largeur du sillage, les pertes de dissipation de turbulences et les pulsations de pression.

B - L'épaisseur totale de l'aube est configurée jusqu'au bord de fuite pour préserver la possibilité de under-filing en cas de déficit de la charge H , le profil de sortie est parfois renoncé également pour des raisons de coût.

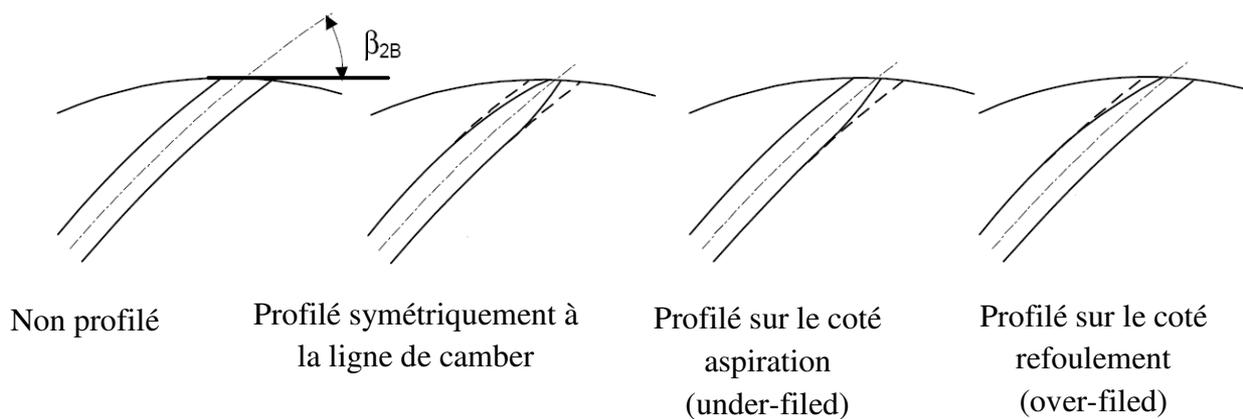


Fig II.8: Forme du bord de fuite d'une aube

II.3.2 Conception d'une Volute

Dans la volute, l'énergie cinétique présente à la sortie de la roue est convertie en pression statique avec autant de pertes que possible. Le volute dirige ensuite le fluide dans la buse de décharge ou à plusieurs étages dans la pompe.

Il existe plusieurs formes de conception pour la volute suivant la section transversale (figure II.9), les formes doivent être sélectionnées de manière à s'adapter au type de pompe, compte tenu des contraintes et des déformations du volute, selon le cas.

Il faut tenir compte des exigences de la fabrication économique de modèles et de pièces moulées.

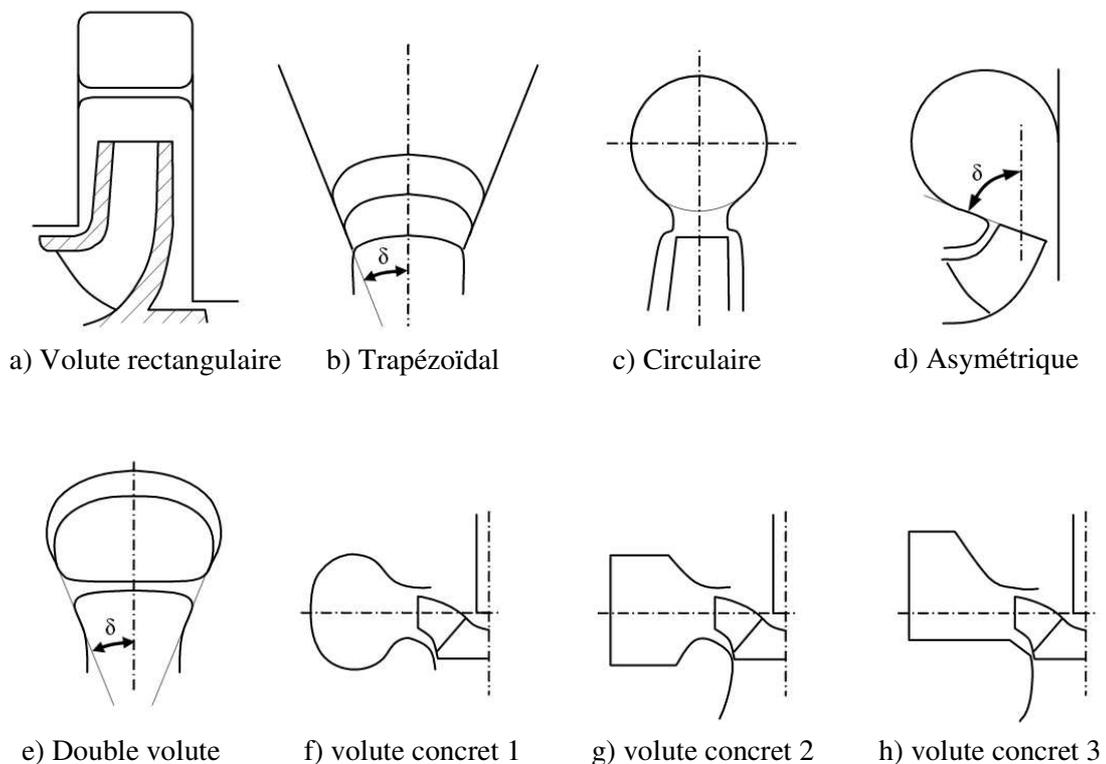


Fig II.9: Les formes transversales des enveloppes de volute.

II.3.2.1 Conception de l'enveloppe de volute

1) Utilisez b_3 , r_z' et δ pour concevoir les deux surfaces de révolution sur lesquelles les sections transversales de volute doivent être développées.

2) Dessinez la limite externe pour différentes sections transversales: AF1 à AF3, la hauteur à laquelle ces sections transversales sont requises peut être estimée à partir de la zone de gorge d'une volute équivalente avec une section circulaire de l'équation II.68

3) Divisez les sections transversales en éléments de hauteur Δr situés sur le rayon r . La largeur b de ces éléments de surface peut ensuite être mesurée.

4) Entrez les valeurs b , r et Δr de tous les éléments de surface situés dans la section transversale considérée dans un tableau.

5) Calculez la somme $\Sigma (r \times \Delta r / b)$ de tous les éléments.

6) Entrez cette somme en équation (63.II) Et calculez l'angle circonférentiel ε sur lequel la section transversale conçue doit être agencée.

$$\varepsilon = 360^\circ \frac{c_{2u} r_2}{Q_{Le}} \int_{r_z}^{r_A} \frac{b}{r} dr = 360^\circ \frac{c_{2u} r_2}{Q_{Le}} \sum_{r_z}^{r_A} \frac{b}{r} \Delta r \quad (\text{II.63})$$

7) Le point le plus à l'extérieur de la section transversale sur le rayon r_a est obtenu en même temps de sorte que la disposition de la forme volute extérieure $r_a(\varepsilon)$ peut être dessinée.

En règle générale, cette tâche sera exécutée, en tout ou en partie, sur l'ordinateur décrivant les formes transversales par un ensemble d'équations.

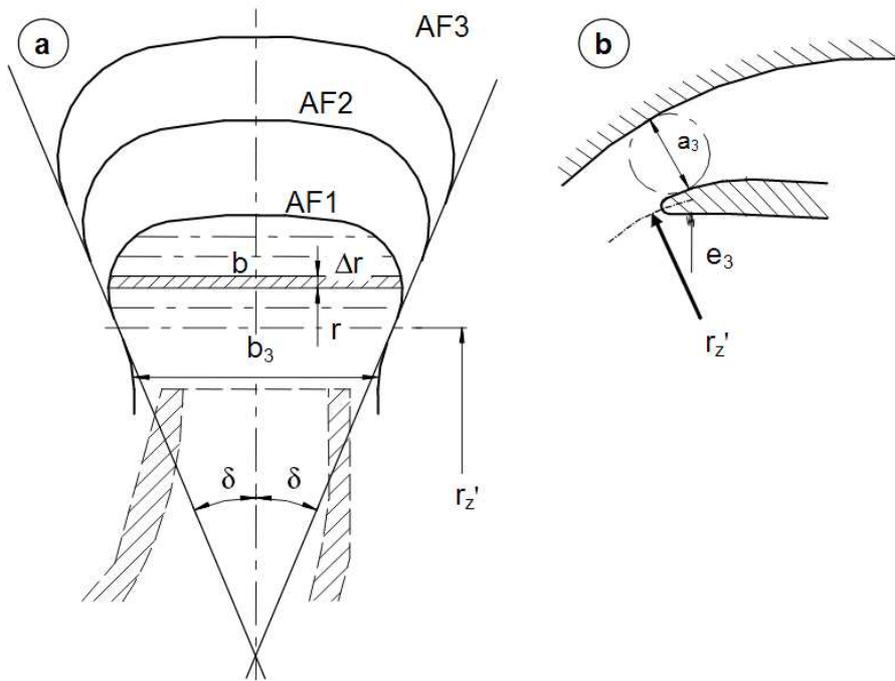
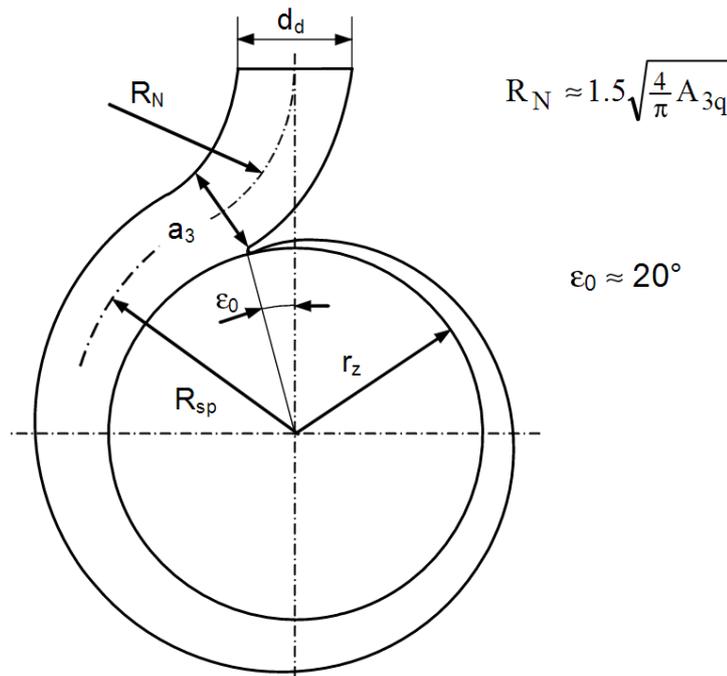


Fig II.10: Conception des sections de volute.(A Section du Méridionale B) détails de la coupe.

$$R_N \approx 1.5 \sqrt{\frac{4}{\pi} A_{3q}} \quad (\text{II.64})$$

L'angle ε_0 et le rayon R_N résultent du processus de conception.



$$R_N \approx 1.5 \sqrt{\frac{4}{\pi} A_{3q}}$$

$$\varepsilon_0 \approx 20^\circ$$

Figure 11.II: l'enveloppe de volute avec buse à décharge radiale

Composante circonférentielle de la vitesse absolue à la sortie de la turbine	$C_{2u} = \frac{gH}{\eta_h u_2} + \frac{u_{1m} c_{1u}}{u_2}$	65.II
Composante circonférentielle de la vitesse absolue à l'entrée du diffuseur	$C_{3u} = \frac{d_2 c_{2u}}{d_3}$	66.II
Composante méridionale de la vitesse absolue à l'entrée du diffuseur	$C_{3m}' = \frac{Q \tau_3}{\pi d_3 b_3}$	67.II
Angle de débit à l'entrée du diffuseur avec blocage	$\tan \alpha_3' = \frac{C_{3m}'}{C_{3u}}$	68.II
Angle d'entrée de la palette de diffuseur	$\alpha_{3B} = \alpha_3' + i_3$ Incidence $i_3 = \pm 3^\circ$	69.II
Zone de gorge d'une volute de section circulaire ou cercle équivalent d'une volute avec une section arbitraire	$X_{Sp} = \frac{Q}{\pi c_{2u} r_2} \frac{\epsilon_{Sp}}{2\pi}$	70.II
	$d_{3q} = X_{Sp} + \sqrt{2 d_z' X_{Sp}}$ $A_{3q} = \frac{\pi d_{3q}^2}{4}$	
Facteur pour diffuseurs ou volutes avec des sections transversales rectangulaires	$X_{Le} = \exp \left\{ \frac{Q}{b_3 c_{2u} r_2 Z_{Le}} \right\}$	71.II
Rayon extérieur r_a de la section d'extrémité (zone de gorge) d'une volute rectangulaire	$r_a = r_z' X_{Le}$	72.II
Hauteur de la fin de section (zone de gorge) d'une volute rectangulaire	$a_3 = r_a - r_z' = \exp \left\{ \frac{Q}{b_3 c_{2u} r_2} \frac{\epsilon_{Sp}}{2\pi} - 1 \right\}$	73.II
Largeur d'entrée du diffuseur $f_{a3} = 1.1$ à 1.3	$a_3 = f_{a3} \frac{d_3}{2} \{X_{Le} - 1\}$	74.II
Largeur d'entrée du diffuseur calculée pour un taux de décélération sélectionné $\frac{c_{3q}}{c_2}$	$a_3 = \frac{Q}{Z_{Le} b_3 \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2}} \left(\frac{c_2}{c_{3q}} \right)$	75.II
Largeur de sortie du canal de retour	$b_6 = \frac{Q}{\pi d_6 c_{6m}}$ $c_{6m} = (0.85 \text{ à } 0.9) c_{1m}$	76.II
Composante méridionale de la vitesse absolue à l'entrée du canal de retour	$c_{5m} = \frac{Q}{\pi d_5 b_5}$	77.II
Composante circonférentielle de la vitesse absolue à l'entrée du canal de retour	$c_{5u} = \frac{c_{4u} r_{4m}}{r_{5m}}$	78.II
Angle de débit à l'entrée du canal de retour	$\alpha_5 = \arctan \frac{c_{5m}}{c_{5u}}$	79.II

Tableau II.4: Conception et des calculs de la volute.

II.4 Les forces appliquées dans la pompe

Pour choisir les paliers et un dispositif possible pour équilibrer les forces, il faut connaître la force axiale et radiale qui agissent sur le roue de la pompe. La figure II.12 montrée la distribution de la pression et la force axiale et radiale sur une roue centrifuge. La figure II.13 montrée la répartition des efforts dans une pompe.

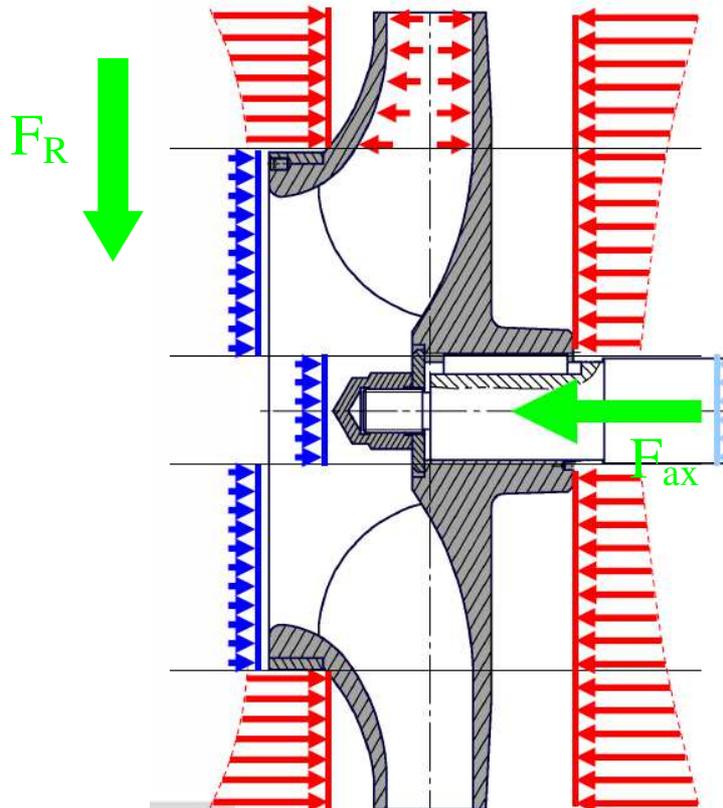


Fig II.12: La distribution de la pression et les forces axiales dans une roue d'une pompe à un seul étage.

Les équations (II. 80), (II. 81) et (II. 82) donnent les valeurs de la force axiale pour les différents types des roues de pompe centrifuge:

a. roue axiale:

$$F_{ax} = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_n^2) \rho g H \quad (\text{II.80})$$

b. roue à double aspiration:

$$F_{ax} = 0.02 \cdot \frac{\rho}{2} u_2^2 (d_2^2 - d_{sp}^2) \quad (II.81)$$

Théoriquement, la poussée axiale dans une roue à double aspiration devrait être parfaitement équilibrée.

c. roue semi - axiale:

$$F_{ax} = \rho g H \cdot f_{ha} \frac{\pi}{4} (d_{sp}^2 - d_D^2) \quad (II.82)$$

Avec $f_{ha} = \left(\frac{N_s}{N_{s,Ref}} \right)^{0.17}$ et $N_{s,Ref} = 220$

Les équations (II.83) donne le valeur de la force radiale pour une roue centrifuge:

$$F_R = k_R \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot d_2 \cdot b_2 \quad (II.83)$$

Avec $k_R = 0.03$ à 0.08

La pression différentielle statique dans la roue est la différence entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration (voir éqt II.84).

$$\Delta P = P_r - P_a = \rho \cdot g \cdot H \quad (II.84)$$

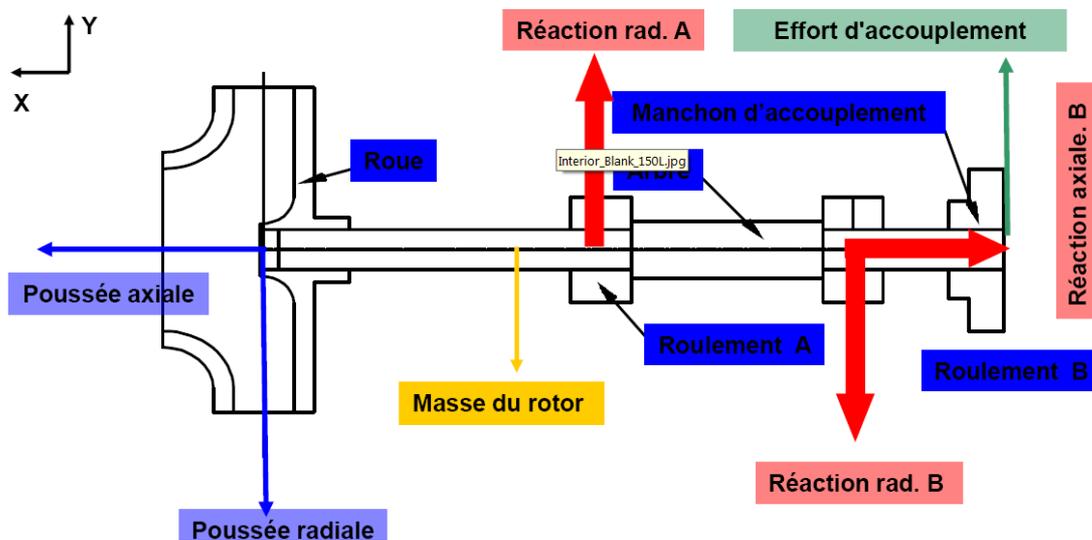


Fig II.13: Distribution des forces dans une pompe à un seul étage.

Chapitre III

Chapitre III

Sélection des dimensions principales d'une roue a double aspiration

Dans ce chapitre, nous allons utiliser les équations du chapitre II pour déterminer les dimensions principales de la roue.

Le type de la roue qui définira ses dimensions, est une roue de pompe à double aspiration qui pompe le brut de pétrole entre deux stations de pompage.

Le débit de pompage maximal demandé $Q = 4734 \text{ m}^3/\text{h}$ ou $1.315 \text{ m}^3/\text{s}$ et la hauteur manométrique $H = 452 \text{ m}$, La pression d'aspiration est de 5.9 bar . La puissance motrice dans l'arbre moteur est 4636 kw avec vitesse 2700 tr/min , le couple moteur est $16395,65 \text{ Nm}$.

La viscosité de fluide est $2.14 - 1.10$ dans la température $38 \text{ c}^\circ - 96 \text{ c}^\circ$, avec densité $0,790 \text{ g/cm}^3$.

III.1 Les dimensions principales de la roue

Les dimensions principales qui définissent la géométrie (voir la figure 1.III) de la roue sont présentés dans le tableau suivant:

La cote	d_1	d_n	g_1	R_{DS}	d_2	b_2
La valeur	330	164	32.3	81.5	680	35

La cote	d_{1b}	b_1	d_{1i}	R_{TS}	z_E	β_2	β_1
La valeur	279.4	75	239.2	140.2	82.6	24.08	1.6

Tableau III.1: Dimensions principales de la roue à double aspiration

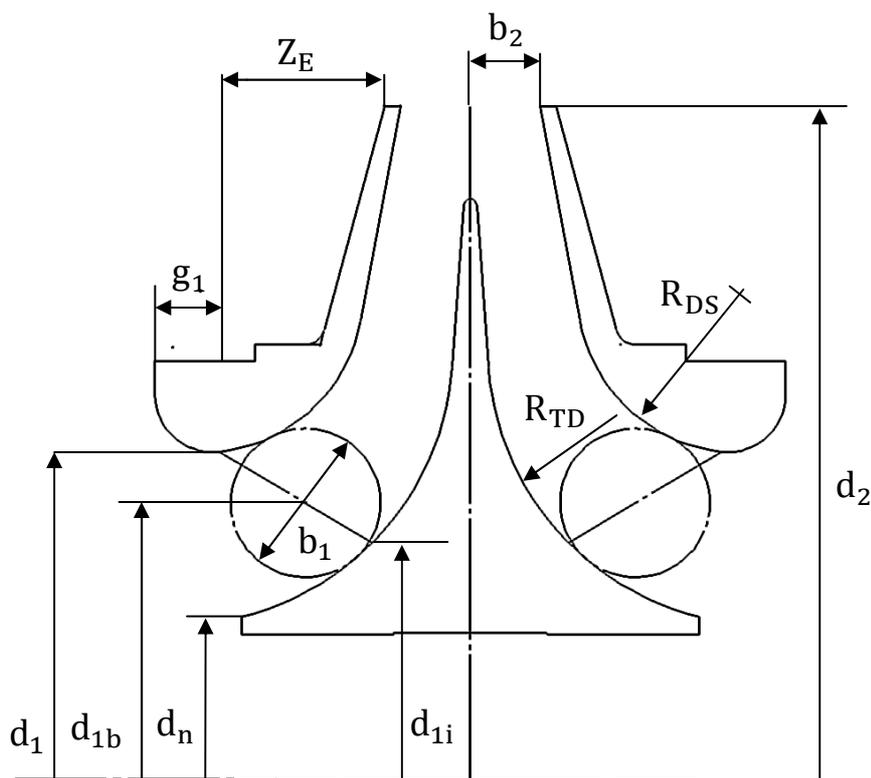


Fig III.1: Dimensions principale d'une roue à double aspiration

L'aube qui constitue la roue de pompe est composée de deux profils opposés, les coordonnées de deux profils qui donnent la géométrie de l'aube sont présentée dans le tableau (III.2) et le tableau (III.3) nombre des aubes et 7 aubes.

La forme finale de la géométrie des deux profils qui construit l'aube est représentée sur la figure (III.2) et (III.3).

Le regroupement les deux profils ou on a obtenu la première identification de notre aube et la mise en évidence du caractère vrillé de l'aube (voir figure III.4).

La conception finale de la roue (l'impulseur) après la fusion de deux formes (voir figure III.5).

surface supérieur		surface inférieur	
X	Y	X	Y
-5,01769619	346,3526556	-5,01769619	346,3526556
1,61817655	343,3851873	-8,06057816	339,5223306
21,14590971	334,2427687	-1,58776762	336,619
40,16838565	323,8735661	16,93955716	326,4968599
58,39180236	312,3152957	34,8218792	315,412636
75,80660554	299,5847881	52,01937652	303,369375
92,28843484	285,7304937	68,3275854	290,4040575
107,7124713	270,8070584	83,70477698	276,5456968
122,0042146	254,8707145	98,14543864	261,8051857
135,1222053	237,9547879	111,4518071	246,2651648
146,9703897	220,1230298	123,6904365	229,9102933
157,4777182	201,4173276	134,7762724	212,7836361
166,5580058	181,8935977	144,646482	194,908755
174,1060736	161,6195486	153,1912163	176,3506237
180,0495422	140,6195199	160,3745569	157,1052116
184,2335916	119,0036891	166,0496112	137,2705827
186,509459	96,88390624	170,1258163	116,8805214
186,7445573	74,39020484	172,4534831	96,06523925
184,8125177	51,70490855	172,9946906	74,89733757
180,5878768	28,99014933	171,5933038	53,57680726
173,9087582	6,46812728	168,1257688	32,22378738
164,5972552	-15,55902155	162,446735	10,98905819
137,3434495	-56,63693014	154,3814842	-9,8751783
119,1106175	-74,54424855	143,7393781	-30,13346451
97,78288135	-89,60150247	130,3488928	-49,33275321
73,75909361	-100,8159362	114,0642795	-67,00142165
66,21384328	-103,3766253	94,81686238	-82,56842041
61,6970216	-103,9922998	72,35320763	-95,42554093
61,10533174	-103,5708571	65,52533617	-98,17683813
60,84928064	-103,2191719	62,59274876	-99,31869618
60,70237691	-102,8878663	61,3927411	-100,3803711
60,62435616	-102,4693664	60,91133519	-101,1334408
60,62838355	-102,0286901	60,72208398	-101,6201403

Tableau III.2: Les coordonnées de profile principale de la roue.

surface supérieur		surface inférieur	
x	y	x	y
-5,25197875	345,8541253	-5,25197875	345,8541253
1,37646104	342,8912373	-7,95361435	340,0189885
19,2934471	334,609235	-1,4120997	337,112
36,72038091	325,3191538	15,71668694	328,399
53,7879939	315,0037503	32,31133624	318,0991783
70,54191485	303,6158732	48,50820806	307,3100991
86,94598477	291,0977048	64,39691808	295,5987956
103,0338117	277,3458556	79,99747997	282,8935478
118,6523697	262,2974726	95,24888027	269,1238063
133,6759616	245,8933746	110,0618823	254,2162631
147,8290137	228,0722043	124,2330811	238,1418997
160,8435625	208,9350474	137,6285222	220,8516256
172,5583378	188,4464017	150,3624829	202,0945689
182,6340364	166,7677922	161,2663628	182,8564364
190,8528353	143,974664	170,7545621	161,9833982
196,9909885	120,2438129	178,6701268	140,2968092
200,9082636	95,82832606	184,747322	117,8330636
202,5041287	71,11438833	188,9696625	94,87659968
201,7425708	46,31640327	191,2185124	71,53171397
198,5816406	21,74822672	191,3770858	48,07060136
193,0310017	-2,3247407	189,3982688	24,69938862
185,135192	-25,55790615	185,261	1,61674825
174,9883009	-47,70728652	178,9319844	-20,95635887
162,7099012	-68,53064897	170,4583022	-42,75291637
148,427762	-87,57026724	159,8609755	-63,61640858
132,4915144	-104,9738348	147,2481794	-83,5126888
115,0424477	-120,6377156	132,4945432	-101,9608761
107,4008428	-126,5979277	115,741165	-118,6872342
106,2545507	-127,2594525	108,2675008	-125,0756161
106,1704022	-127,2489288	107,2378685	-125,9595214
106,2121464	-127,0733646	106,483986	-126,7228994
		106,3339183	-126,9036482

Tableau III.3: Les coordonnées de profile secondaire de la roue.

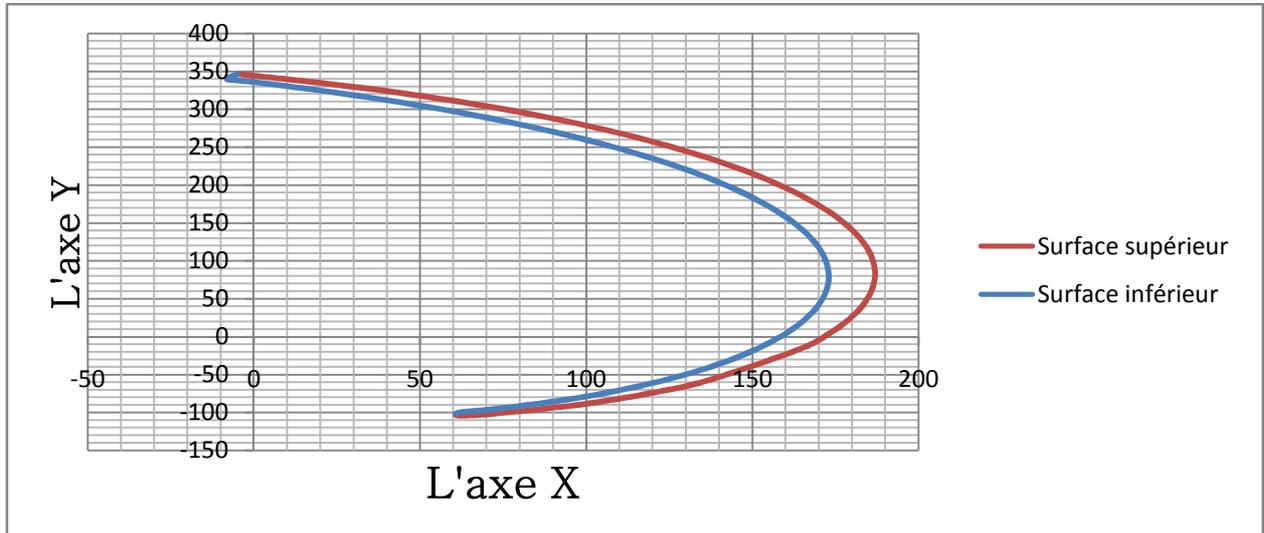


Fig III.2: La forme finale de la géométrie de profil principal

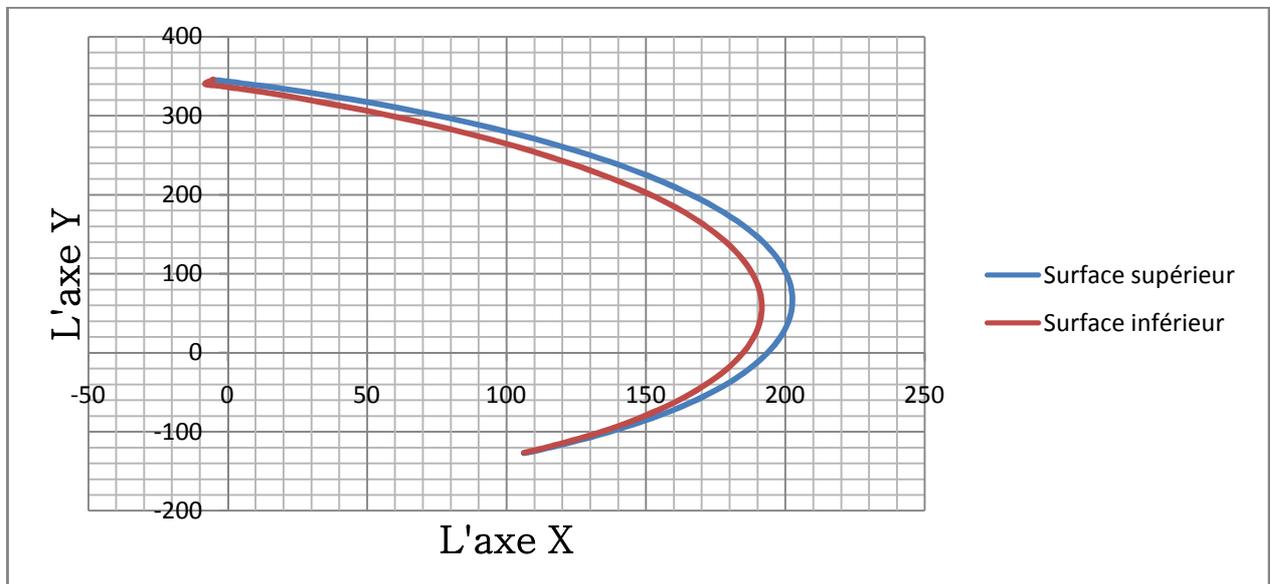


Fig III.3: La forme finale de la géométrie de profil secondaire



Fig III.4: Vue de l'aube en 3D

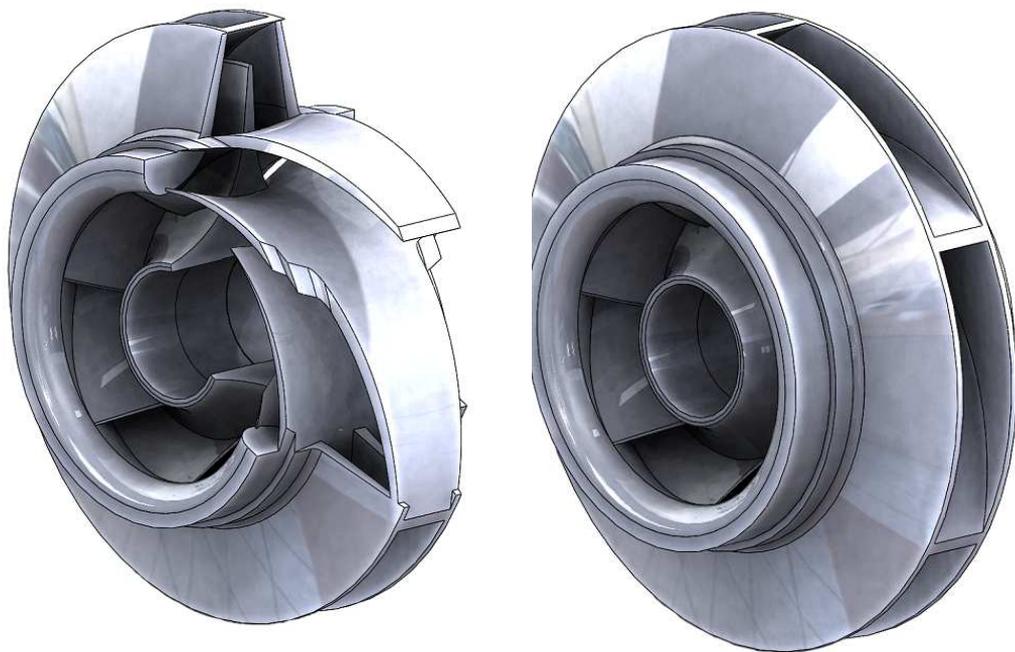


Fig III.5: La roue en 3D

III.2 Calcul les Caractéristiques techniques de la pompe

Nous avons parlé de cette caractéristique dans le deuxième chapitre, qui aide à la conception de la pompe.

a) pour calculer la pression de refoulement, on utilise l'équation (II.11) avec P_a la pression de l'aspiration qui résulte de l'amont au de la pompe qui envoie le brut dans autre station:

$$P_r = P_a + \rho \cdot g \cdot H = 5.9 \cdot 10^5 + 790 \cdot 9.8 \cdot 452 = 4089384 \text{ Pa}$$

$$P_r \approx 40.9 \text{ bar}$$

La pression différentielle est: $P_r - P_a = 35 \text{ bar}$

b) La vitesse spécifique définie dans l'équation (II.14) :

$$N_s = 2700 \frac{1.315^{1/2}}{452^{3/4}} = 31.58 \text{ m}^3/\text{s}$$

c) La vitesse angulaire est :

$$\omega = \frac{2\pi}{60} \cdot 2700 = 282.6 \text{ rad/s}$$

III.3 Calcul des vitesses dans la roue

a. à l'entrée de la roue:

- La vitesse d'entraînement u_1 (eqt II.18):

$$u_1 = \frac{\pi \cdot 2700 \cdot 330}{60} = 46.62 \text{ m/s}$$

- le composante méridienne de la vitesse absolue c_{1m} (eqt II.19):

$$c_{1m} = \frac{1.315}{2 \cdot 0.6437314} = 1.021 \text{ m/s}$$

Avec
$$A_1 = \frac{\pi}{4} (330^2 - 164^2) = 0.6437 \text{ m}^2$$

$f_q = 1$ pour une roue à seule aspiration et $f_q = 2$ pour une roue à double aspiration.

- La vitesse relative :

$$w_1 = \sqrt{1.021^2 + 46.62^2} = 46.63 \text{ m/s}$$

b. à la sortie de la roue:

- La vitesse d'entraînement u_2 (eqt.28.II) :

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 2700 \cdot 680}{60} = 96.08 \text{ m/s}$$

- Le composante méridienne de la vitesse absolue c_{2m} (eqt.29.II) :

Avec: $d_{2b} = d_2 = 680 \text{ mm} = 0.68 \text{ m}$ et $A_2 = \pi \cdot 0.68 \cdot 0.07 = 0.149464 \text{ m}$

$$c_{2m} = \frac{1.315}{2 \cdot 0.149464} = 4.4 \text{ m/s}$$

La vitesse relative :

$$w_2 = \sqrt{4.4^2 + 96.08^2} = 96.18 \text{ m/s}$$

III.4 Calcul des efforts et les contraintes appliquées dans la roue

a. les efforts

On utilise l'équation (II.81) pour calculer la force axiale

$$F_{ax} = 0.02 \cdot \frac{790}{2} 96.08^2 (680^2 - 422^2) = 20734.52 \text{ N}$$

On utilise l'équation (II.83) pour calculer la force radiale

$$F_R = 0.3 \cdot 790 \cdot 9.8 \cdot 452 \cdot 0.68 \cdot 0.07 = 49971.20 \text{ N}$$

b. les contraintes

Pour ce calcul, on utilise un programme de calcul **SOLIDWORKS simulation** et les résultats de notre calcul (F_{ax} , F_R , P_a , P_r , couple moteur) .

Le matériau utilise dans ce calcul est Acier allié 17NiCrMo6-4, les propriétés mécanique de ce matériau donné comme suit:

Acier allié 17NiCrMo6-4		
propriété	valeur	unité
Module d'élasticité	2.1 e 11	N/m ²
Coefficient de poisson	0.28	
Module de cisaillement	7.9 e 10	N/m ²
Masse volumique	7800	Kg/m ²
Limite de traction	1000825984	N/m ²
Limite d'élasticité	295593984	N/m ²
Coefficient de dilatation thermique	1.1 e - 5	K

Tableau III.4: Les propriétés mécanique d'Acier 17NiCrMo6-4

Le type de maillage appliqué est le maillage volumique, le nombre total de nœuds est 351599 nœuds et le nombre total d'éléments 217936 éléments

La forme finale de maillage est montré dans la figure N°6.III:

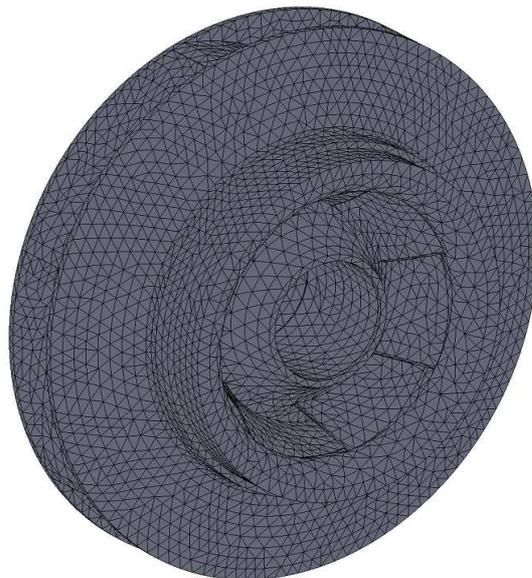


Fig III.6: maillage volumique de la roue (SOLIDWORKS)

Les actions extérieures appliquées sur la roue sont le couple moteur, la pression d'aspiration, la pression de refoulement, la force radiale et la force axiale.

Les résultats obtenus sont:

- La contrainte est entre les valeurs $2.27316 \text{ e}+015 \text{ N/m}^2$ max et $3.71449 \text{ e} +010 \text{ N/m}^2$ min (voir la figure III.7)
- Le déplacement est entre les valeurs $6.76388 \text{ e} -010 \text{ mm}$ et $1.45284 \text{ e} - 010 \text{ mm}$ (voir la figure III.8) .

Le déformation est entre les valeurs 7.720 et 0.125664 (voir la figure III.9) .

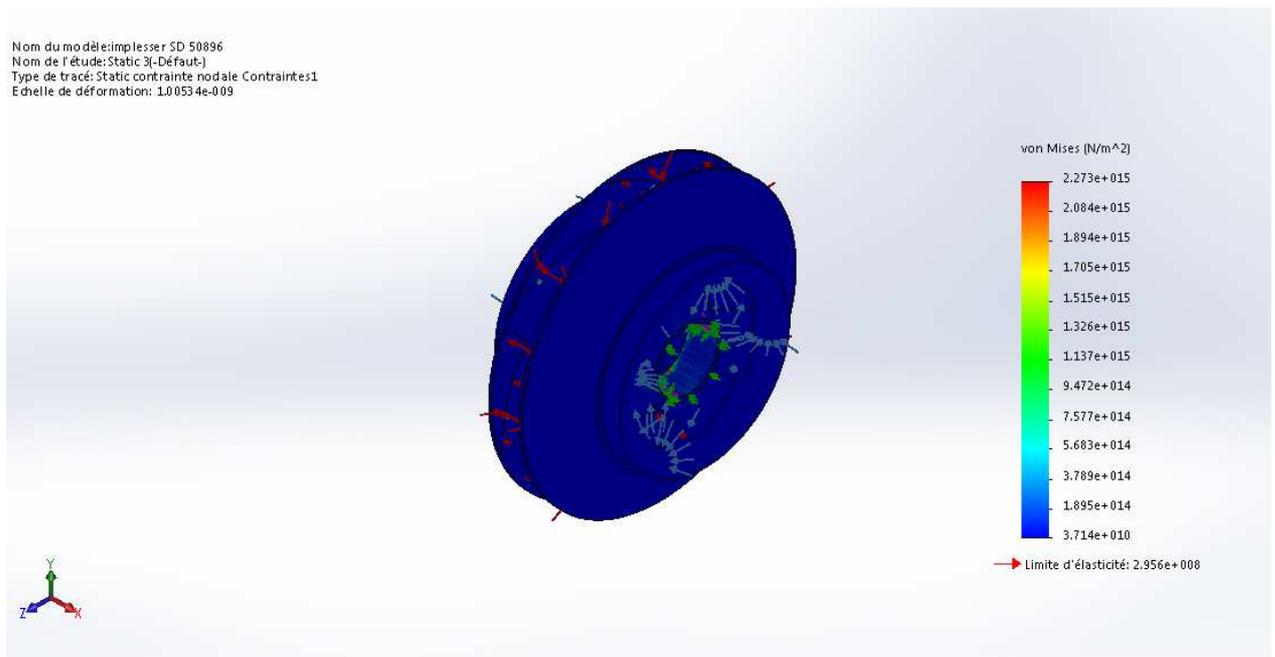


Fig III.7: résultat de contrainte dans la roue.

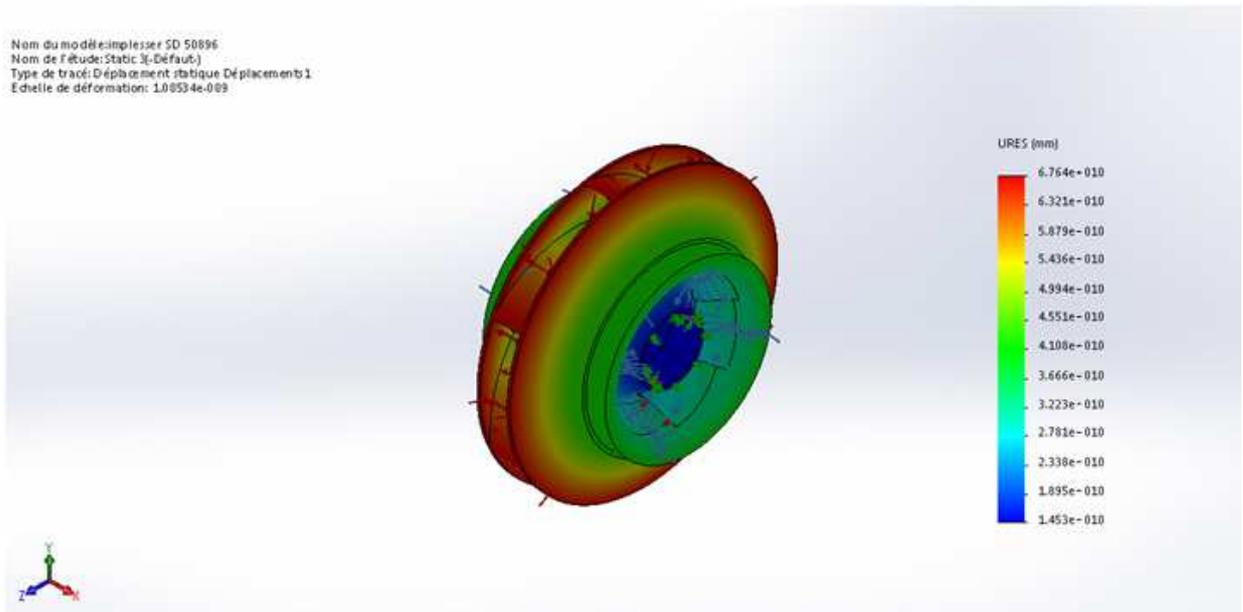


Figure III.8: résultat du Déplacement dans la roue.

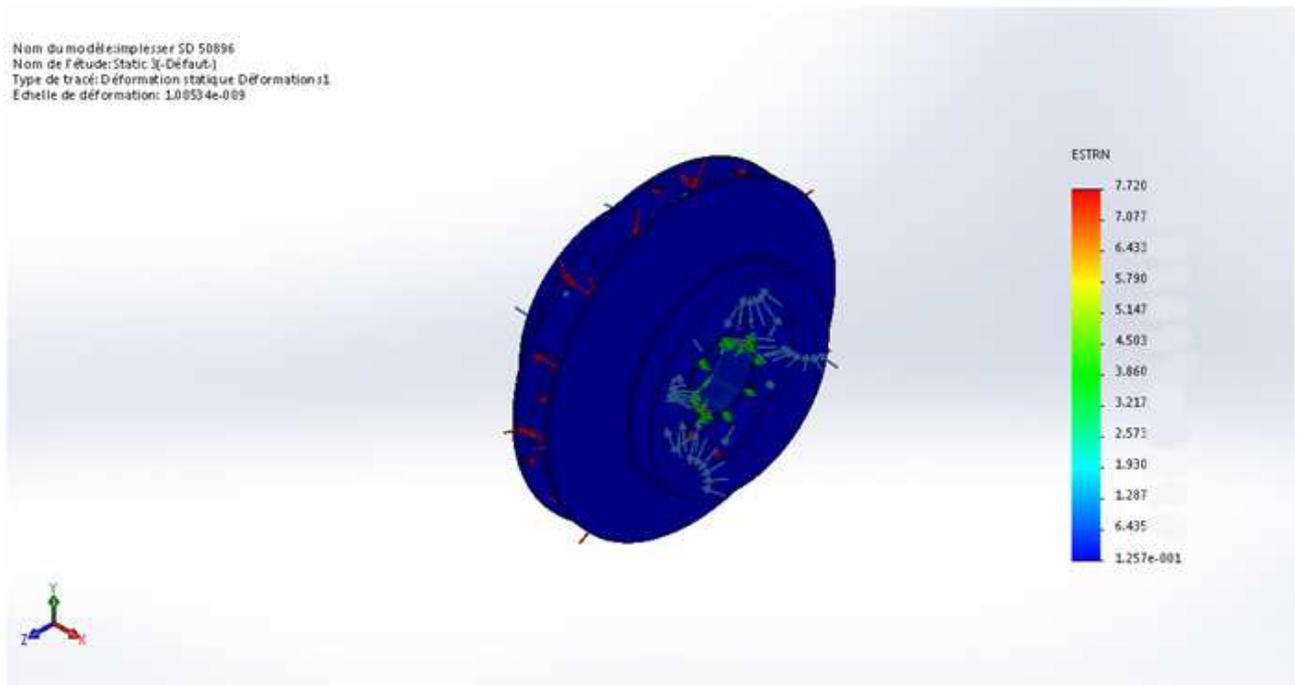


Figure III.9: résultat du Déformation dans la roue.

Conclusion

En général, notre travail constitue une méthodologie d'étude de calcul et conception d'une pompe centrifuge satisfaisant aux exigences données (débit Q , hauteur H et nombre de tours N).

Nous avons utilisé les équations qui aident à la conception d'une roue à double aspiration et calculé les efforts appliqués sur cette roue (les forces axiales et radiales, pression de refoulement), dessiné la roue dans un programme de trois dimensions, et appliqué les résultats de notre calculs sur la roue dans un simulateur pour calculer les contraintes, les déformations et déplacement après le choix de matériau.

Enfin, nous avons obtenu les résultats des contraintes, déformations et déplacements et nous avons conclu que cette roue peut supporter les efforts y appliqués.

Bibliographie

- Thèse calcul et dimensionnement d'une pompe centrifuge. Par :A H DAGUIANI. (Promotion juin 1999 université Mohamed khaidar)
- Livre CentrifugalPumps.Par : Johann Friedrich Gülich
- Livre Pompes volumétriques pour liquides. Par : Bernard de CHARGÈRES
- Livre turbomachines énergieshydraulique et éolienne. Par :Mathieu Jenny
- Cours Transmission des puissances hydraulique et pneumatique. par : BOUAJILA Sofiane

الملخص

نظرا لأهمية المضخات الطاردة المركزية

تناولنا في هذا موضوع مختلف أنواع المضخات مع شرح مختصر لمبدأ تشغيلها، و أيضا المعادلات الأساسية التي تساعد في تصميم مضخة الطاردة المركزية مع اخذ بعض الأساسيات مختصرة في الميكانيك الموائع، و في الأخير تصميم عجلة مضخة مزدوجة الشفط و محاكاة الإجهاد المطبق عليها.

Résumé

En raison de l'intérêt que présentent les pompes, et en particulier les pompes centrifuges, nous avons examiné dans notre étude les différents types des pompes avec un exposé sommaire du principe de leur fonctionnement.

Nous avons également exposé brièvement les formule principales servant à la conception et au calcul d'une pompes centrifuge. A cet effet, sont évoquées quelque notion de la mécanique des fluides. Et enfin, nous avons procédé a la conception d'une roue à double aspiration et à la simulation des contrainte, y appliquées.

Summary

Given the importance of centrifugal pumps
In this topic, we discussed the different types of pumps with a brief explanation of their operation, and also the basic equations that help in the design of the centrifugal pump, taking some of the basics in the fluid mechanics, and finally designing the double suction pump wheel and the stress simulation applied to it.