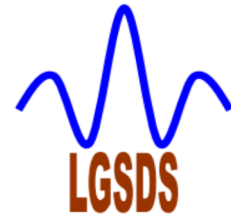


République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique



Département d'Hydraulique

Projet de Fin d'Etudes

Pour l'obtention du diplôme
D'INGENIEUR D'ETAT EN HYDRAULIQUE

Thème

**Dimensionnement d'une turbomachine
génératrice d'énergie à fluide incompressible**

Réalisé et présenté par :

M^{elle} Ahlam BENKHELIL

Mr Mohamed Lamine BENZADA

Proposé et dirigé par:

BELHADJ Omar; M.A.A. Enseignant-Chercheur L.G.S.D.S.

École Nationale Polytechnique 10, Avenue Hassan Badi. El-Harrach. Alger

PROMOTION: 2015

Remerciements

En premier et en dernier, avant tout et après tout, dans le bonheur et dans le malheur, merci à Allah le tout puissant pour toutes ses grâces et ses faveurs, pour nous avoir accordé la chance d'étudier à l'Ecole Nationale Polytechnique et m'avoir donné le courage et la force d'accomplir ce modeste travail. Ce travail a été réalisé au sein de l'Ecole Nationale Polytechnique (Alger).

Nous tenons à exprimer, en premier lieu, nos plus vifs remerciements à notre promoteur, Monsieur **Omar BELHADJ**, Enseignant-Chercheur à l'Ecole Nationale Polytechnique (Alger), d'avoir proposé le sujet, pour son attention, son implication et son entière disponibilité, ainsi que ses précieux conseils malgré ses occupations.

Nous sommes reconnaissants pour lui de nous avoir réservé le meilleur accueil et de nous avoir guidés dans notre projet à chaque étape de sa réalisation. On le Remercie aussi pour la somme des choses qu'on a appris avec lui pendant les trois années précédentes.

Nous remercions monsieur **Rabie MESSAHLI** Enseignant-Chercheur du département de l'hydraulique, pour ses remarques et suggestions, pour l'amélioration de la qualité de ce mémoire.

Nous remercions toutes les personnes, qui, de près ou de loin, ont contribué à l'aboutissement de ce travail particulièrement monsieur **Ikhlef BELHADEF** Enseignant-Chercheur du département du génie mécanique.

Nos remerciements s'adressent, également, aux membres du jury et au président monsieur **Amar BILEK**. C'est un très grand honneur de porter un jugement sur notre travail.

*À toutes nos familles
À nos très chers parents
À tous nos frères et sœurs
Ainsi qu'à tous nos amis*

ملخص:

استخدام الماكينات التوربينية في المجالات التكنولوجية المختلفة يثبت أن هذه الأجهزة يمكن أن توظف في استعمالات جد واسعة، فمن الضروري أن يكون لدينا منهجية جيدة تساعد على حساب أبعاد هذه الأجهزة بهدف تصميمها وفيما بعد الإنشاء. في هذا العمل سنركز على نوع واحد من الآلات التوربينية التي تولد الطاقة في المائع غير قابل للانضغاط، وكما تلعب دورا رئيسيا في الضخ والصراف الصحي. نقدم طريقة تقوم على التجارب لتقدير أبعاد الأجهزة الرئيسية: عمود التحريك (رمح)، مروحة وغللاف حلزوني، من سرعة تدفق وارتفاع محددتين. أخيرا، سوف نقوم بدراسة مقارنة مع مضخات الحقيقية.

الكلمات المفتاحية: الماكينات التوربينية – مولدة للطاقة – المائع – غير قابل لانضغاط – تحديد أبعاد – مروحة – غلاف حلزوني – عمود التحريك.

Résumé :

L'utilisation des turbomachines dans les divers champs technologiques a prouvé que ces machines fonctionnent sur des plages de besoins plus en plus étendues. Par contre, le calcul de dimensionnement de ces turbomachines est réservé à des bureaux d'étude d'entreprises multinationales dont le chiffre d'affaire cumulé se compte en milliard de \$. Il devient alors nécessaire d'avoir une bonne méthodologie qui aide à calculer les dimensions d'éléments de ces machines (roue, volute) afin de les concevoir et par la suite les construire. L'objectif du présent travail est de relever le challenge du calcul d'un type de turbomachine génératrice d'énergie à un fluide incompressible à partir d'un débit et d'une hauteur donnés. Enfin, on présente une étude comparative avec des pompes réelles.

Mots clés : turbomachine – génératrice d'énergie – fluide – incompressible – dimensionnement – roue – volute – arbre.

Abstract:

The use of turbomachinery in various technological fields proves that these machines can operate on the needs of more and more extensive uses, so it is necessary to have a good methodology that helps to calculate the dimensions of the machine in order to design it and built it. In this work we focus on one type of turbomachinery which generates energy in an incompressible fluid, and play a key role in pumping and drainage. We present a method based on experiments to estimate the dimensions of the main organs : shaft, Wheel and Volute, from a specific debit and height. Finally, we will make a comparative study with real pumps.

Keywords : turbomachinery – generating energy – fluid– incompressible – determine the dimensions – Wheel – Volute – shaft.

Sommaire

I. INTRODUCTION.....	1
II. METHODOLOGIE.....	2
Chapitre 0 : Notions fondamentales	3
I. Définition et classification des turbomachines	3
1. Définition	3
2. Classifications des turbomachines	3
II. Relations générales	4
1. Conservation de la masse	4
2. Conservation de l'énergie.....	7
3. Conservation de la quantité de mouvement	8
4. Théorie d'EULER	9
III. Critères de choix d'une turbomachine	11
IV. Construction des turbomachines	12
V. Fonctionnement d'une turbomachine	13
VI. Types de pompes.....	14
VII. Montage et Amorçage.....	16
1. Montage.....	16
2. Amorçage	16
VIII. Machines à fluide compressible et incompressible	17
IX. Champ d'application et limitations	17
Chapitre 1 : Analyse théorique d'une turbomachine génératrice d'énergie	18
I. Définitions des paramètres :	18
1. Pertes.....	18
a. Pertes hydrauliques	18
b. Pertes par fuites.....	21

c.	Pertes mécaniques	23
d.	Pertes par frottement du disque.....	23
2.	Hauteur.....	25
a.	Hauteur théorique.....	25
b.	Hauteur interne.....	25
3.	Débits	25
a.	Débit utile.....	25
b.	Débit de fuite.....	25
c.	Débit interne.....	25
4.	Nombre de tours spécifique	25
5.	Puissance.....	29
a.	Puissance utile	29
b.	Puissance totale	29
c.	Puissance interne	29
d.	Puissance théorique.....	29
6.	Rendements.....	29
a.	Le rendement global.....	29
b.	Le rendement hydraulique	30
c.	Le rendement volumétrique	30
d.	Le rendement mécanique :	30
7.	Nombre d'aubes	31
II.	Les dimensions à l'entrée de la roue :	31
1.	Diamètre de l'arbre	31
2.	Diamètre du moyeu.....	32
3.	Vitesse méridienne à l'entrée	32
4.	Vitesse périphérique à l'entrée.....	33

5. Diamètre de l'ouïe.....	34
6. Angle d'entrée des aubes	35
III. Les dimensions à la sortie de la roue :	35
1. Vitesse méridienne à la sortie	35
2. Angle de sortie des aubes.....	35
3. Diamètre de la roue à la sortie	36
4. Epaisseur de l'aube	36
5. Largeur de la roue à l'entrée et à la sortie.....	37
Chapitre 2 : Eléments de construction d'une turbomachine génératrice d'énergie	38
I. Arbre.....	39
1. Définition	39
2. Contraintes sur l'arbre.....	39
3. Moment quadratique polaire	40
4. Déformations sur l'arbre	40
a. Torsion	40
b. Angle unitaire de torsion.....	41
c. Module d'élasticité transversal	43
d. Moment de torsion	43
e. Concentration de contraintes.....	44
II. Modes d'assemblage	45
1. Assemblage indirect.....	45
2. Mode d'accouplement arbre-moyeu	46
a. Clavette	46
b. Écrou.....	47
III. Palier	48
IV. Roulement.....	49

1.	Choix du type de roulement	49
2.	Choix des dimensions du roulement	49
3.	Choix de la disposition des roulements	49
V.	Moteur	52
1.	Différents types de moteurs	52
a.	Moteurs asynchrones triphasé	52
b.	Moteurs synchrones triphasé.....	52
c.	Puissance du réseau et problèmes de démarrage :.....	52
d.	Tension d'alimentation du moteur :.....	53
2.	Comportement au démarrage	53
VI.	Roue	55
VII.	Volute	56
1.	Corps de la volute	56
2.	Diffuseur	56
3.	Construction de la volute	58
a.	Paramètres de construction de la volute	58
b.	Sections de volute	59
c.	Bec de la volute	60
VIII.	Etanchéité.....	61
	Chapitre 3 : Etude hydraulique d'une turbomachine génératrice d'énergie	64
I.	Caractéristiques des pompes centrifuges	64
1.	Description des caractéristiques.....	64
a.	Caractéristique $H(Q)$	64
b.	Caractéristique $P(Q)$	65
c.	Caractéristique $\eta(Q)$	65
2.	Courbe caractéristique de la pompe	66

II. Triangle des vitesses.....	69
III. Influence de la valeur de l'angle β_2	70
1. Influence sur la hauteur de fluide.....	70
2. Influence sur l'écoulement dans la roue	71
3. Influence sur la qualité de l'énergie fournie	71
IV. Influence du nombre d'aube	73
V. Problèmes relatifs à l'utilisation de pompes centrifuges	74
1. Cavitation.....	74
2. Equilibrage de l'arbre -BEP- poussée axiale :	76
3. Poussée radiale :.....	77
Chapitre 4 : Principe de dimensionnement d'une turbomachine.....	78
I. Tracé de la roue	78
1. Détermination des dimensions principales	78
2. Tracé de la coupe méridienne	80
3. Tracé des aubes	83
II. Tracé de la volute	86
Chapitre 5 : Application à fluide incompressible.....	92
I. Dimensionnement de la roue	92
1. Détermination du type de pompe	92
2. Dimensionnement d'un arbre de section circulaire constante	92
a. La contrainte tangentielle maximale	92
b. La contrainte tangentielle admissible.....	93
c. Diamètre de l'arbre.....	93
d. Longueur de l'arbre.....	95
3. Choix et dimensionnement d'accouplement arbre-roue	95
4. Dimensions principales de la roue	97

a.	Diamètre du moyeu	97
b.	Diamètre de l'ouïe.....	98
c.	Diamètre à l'entrée des aubes.....	98
d.	L'angle à l'entrée de l'aube	98
e.	Diamètre de sortie de la roue.....	98
f.	L'angle à la sortie d'aube	99
g.	Nombre d'aube.....	99
5.	Triangles des vitesses.....	99
6.	Tracé des aubes	100
II.	Dimensionnement de la volute	103
1.	Estimation des paramètres de la volute.....	103
2.	Estimation des paramètres hydraulique de la volute.....	104
3.	Tracé de la volute	105
III.	Vérification du rendement de la pompe	107
Chapitre 6 : Analyse et validation	109
I.	Analyse	109
1.	Changement de la méthode de tracer les aubes.....	109
2.	Changement du nombre d'aube	111
II.	Validation	113
1.	Une pompe 40-NVA-150-5	113
2.	Pompe de MEC-AZ 1/40 C.....	116
CONCLUSION GENERALE	119
REFERENCES	120

Liste des figures

Chapitre 0 : Notions fondamentales

Figure 0- 1 : Principe de conservation de la masse	4
Figure 0- 2 : L'accroissement de la grandeur m	5
Figure 0- 3 : Mouvement dans la machine de point 1 à 2	7
Figure 0- 4 : Volume V de fluide refermé par la surface de référence F	8
Figure 0- 5 : Ligne de courant dans la roue.....	10
Figure 0- 6 : Partie hydraulique d'une pompe centrifuge	12
Figure 0- 7 : Diagramme de fonctionnement d'une turbomachine	13
Figure 0- 8 : Types des pompes centrifuges d'après le tableau 0-1	15
Figure 0- 9 : Pompe centrifuge en charge	16
Figure 0- 10 : Pompe centrifuge en aspiration	16

Chapitre 1 : Analyse théorique d'une turbomachine génératrice d'énergie

Figure 1- 1 : Pertes hydrauliques.....	20
Figure 1- 2 : La caractéristique $Q-H$ est obtenue par soustraction des pertes hydrauliques de la hauteur interne.....	21
Figure 1- 3 : Pertes par fuite.....	21
Figure 1- 4 : Pertes par frottement dans le presse-étoupe.	23
Figure 1- 5 : Pertes en fonction de la vitesse spécifique pompes avec roues à deux ouïes.....	24
Figure 1- 6 : Profil des dimensions de la roue à l'entrée et à la sortie	31
Figure 1- 7 : Accouplement roue-arbre par une clavette.....	32
Figure 1- 8 : Constante de tracé de roue.....	33
Figure 1- 9 : Triangle des vitesses à l'entrée de la roue	34
Figure 1- 10: La vitesse d'entrée.....	34

Chapitre 2 : Eléments de construction d'une turbomachine génératrice d'énergie

Figure 2- 1 : Pompe centrifuge.....	37
Figure 2- 2 : Moment quadratique d'une forme circulaire.....	39
Figure 2- 3 : Arbre mis à la torsion	40
Figure 2- 4 : Coupure d'une section droite d'un arbre mis à la torsion.....	40
Figure 2- 5 : Angle de torsion	41
Figure 2- 6 : Module d'élasticité transversal en fonction des matériaux	42
Figure 2- 7 : Coefficient de concentration de contraintes K_{ts} en torsion sur des arbres de section variable.....	43
Figure 2- 8 : Assemblages vissés	44
Figure 2- 9 : Types de clavette	46
Figure 2- 10 : Types d'écrou	46
Figure 2- 11 : Type de roues selon le trajet du fluide par rapport à l'axe	54
Figure 2- 12 : Type de roues radiales selon la forme des flasques.....	54
Figure 2- 13 : Volute	55
Figure 2- 14 : Diffuseur.....	56
Figure 2- 15 : Paramètres de la volute.....	57
Figure 2- 16 : Constante du tracé de la volute.....	57
Figure 2- 17 : Sections de volute courantes	58
Figure 2- 18 : Comparaison de trois sections de volute avec la même roue	58
Figure 2- 19 : Modification de bec de la voute	59
Figure 2- 20 : Type de bague d'étanchéité (Stepanoff page 194)	62
Figure 2- 21 : Garniture d'étanchéité	62
Chapitre 3 : Etude hydraulique d'une turbomachine génératrice d'énergie	
Figure 3- 1 : Caractéristique de la hauteur $H(Q)$	64
Figure 3- 2 : Caractéristiques $P(Q)$ d'une pompe centrifuge	65

Figure 3- 3 : Caractéristiques des rendements $\eta(Q)$	65
Figure 3- 4 : Trois exemples de courbes caractéristiques de pompes tournant à différentes vitesses spécifiques a : avec roue radiale, $nq \approx 20$; b : avec roue semi-axiale $nq \approx 80$; c : avec roue axiale $nq \approx 200$ (KSB, 2005).....	66
Figure 3- 5 : Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge.....	67
Figure 3- 6 : Influence générale de la vitesse spécifique, nq , sur les courbes caractéristiques des pompes centrifuges.....	68
Figure 3- 7: Réseau de courbes caractéristiques d'une gamme de pompes à volute pour $n = 2\ 900\ \text{min}^{-1}$. (1er chiffre = diamètre nominal de la bride de refoulement, 2ème chiffre = diamètre nominal de la roue).....	69
Figure 3- 8 : Réseau de courbes caractéristiques des pompes multicellulaires, pour $n = 2\ 900\ \text{min}^{-1}$	69
Figure 3- 9 : Diagramme des vitesses pour une roue radial	70
Figure 3- 10 : Triangle des vitesses.....	70
Figure 3- 11: Influence de l'angle β_2 sur l'écoulement dans la roue.....	71
Figure 3- 12: Influence de l'angle β_2 sur les caractéristiques de la pompe	71
Figure 3- 13: Influence du N sur le triangle des vitesses	73
Figure 3- 14: Influence du N sur les caractéristiques de la pompe	74
Figure 3- 15 : Roue soumise à cavitation.....	75
Figure 3- 16 : Poussée axiale.....	76

Chapitre 4: Principe de dimensionnement d'une turbomachine

Figure 4- 1 : Profil de la roue muni des caractéristiques géométriques de la roue mobile.....	80
Figure 4- 2 : Coupe méridienne par les lignes de courant méridiennes	81
Figure 4- 3 : Diagramme pour tracer le nouveau réseau des lignes équipotentiels.....	83
Figure 4- 4 : Ligne de courant méridiennes	84
Figure 4- 5 : Méthode de tracer l'aube par l'augmentation de r et θ	85
Figure 4- 6 : Influence de l'épaisseur S sur la forme de l'aube	86

Figure 4- 7 :Tracé d'aube en fonction des coordonnées cartésiennes.....	87
Figure 4- 8 : Section de volute (1) symétrique (2) désaxée	88
Figure 4- 9 : Volutes à sortie radiale (2) ou tangentielle (1)	89
Figure 4- 10 : Double volute	89
Figure 4- 11 : La forme spirale de la volute	90
Figure 4- 12 : Angle de divergence de la volute	91
Figure 4- 13 : Largeur de la volute en sortie de roue	91
Chapitre 5 : Application à fluide incompressible	
Figure 5- 1 : Répartition des contraintes de torsion dans une section d'un arbre possédant une rainure de cavette	94
Figure 5- 2 : Choix de la forme C de la clavette	95
Figure 5- 3 : Profil de position de la clavette	96
Figure 5- 4 : Profil des dimensions d'un écrou borgne	97
Figure 5- 5 : Triangle des vitesses à l'entrée.....	100
Figure 5- 6 : Triangle des vitesses à la sortie	100
Figure 5- 7 : Profil de tracer les aubes de la roue.....	102
Figure 5- 8 : Profil des dimensions de la volute.....	103
Figure 5- 9 : Profil de section de la volute à $H\varphi \leq b32$	104
Figure 5- 10 : Profil de section de la volute à $H\varphi > b32$	104
Figure 5- 11 : Profil de tracer de la volute	106
Chapitre 6 : Analyse et validation	
Figure 6- 1: Diagramme d'analyse des résultats	109
Figure 6- 2 : Fiche technique de la pompe MEC-AZ 1/40 C.....	116
Figure 6- 3 : Pompe MEC-AZ 1/40 C.....	117

Liste des tableaux

Chapitre 0 : Notions fondamentales

Tableau 0- 1: Types de base des pompes centrifuge 15

Chapitre 1 : Analyse théorique d'une turbomachine génératrice d'énergie

Tableau 1- 1: Classification quantitative des familles de turbomachine d'après la valeur de nq et nq^* 28

Chapitre 2 : Eléments de construction d'une turbomachine génératrice d'énergie

Tableau 2- 1: Tableau des diamètres de l'écrou H normalisés..... 47

Tableau 2- 2: Exemples de roulements pour paliers fixes et paliers libres 49

Tableau 2- 3: Comportement du moteur au démarrage..... 53

Tableau 2- 4: Perte par fuite en pour cent du débit nominal à différentes vitesses ; pompe de 76 mm, $n_s= 21.2$, $D_s= 257$ mm, diamètre de l'anneau= 105 mm 61

Chapitre 5 : Application à fluide incompressible

Tableau 5- 1: Concentrations de contraintes de la clavette 95

Tableau 5- 2: Tolérances pour clavettes..... 97

Tableau 5- 3: Tolérances pour écrous borgnes..... 97

Tableau 5- 4: Les dimensions numériques d'accouplement 98

Tableau 5- 5: Les valeurs pour tracer le triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie..... 100

Tableau 5- 6: les valeurs pour tracer la forme des aubes 102

Tableau 5- 7: Les valeurs de tracer de la spirale 106

Chapitre 6 : Analyse et validation

Tableau 6- 1: Les valeurs pour le tracé de la forme des aubes..... 110

Tableau 6- 2: L'influence de N sur le tracé de la forme des aubes 112

Tableau 6- 3: Comparaison avec la pompe 40-NVA-150-5..... 114

Tableau 6- 4: Deuxième cas de comparaison avec la pompe 40-NVA-150-5 115

Tableau 6- 5: Deuxième comparaison avec la pompe MEC-AZ 1/40 C..... 117

Liste des symboles

Lettres latines

Symbole	Nom	Unité
A, B	Constantes	-
C_a	Vitesse axiale	$m. s^{-1}$
C_c	Vitesse de construction de la volute	$m. s^{-1}$
C_e	Vitesse absolue d'entrée	$m. s^{-1}$
C_r	Vitesse radiale	$m. s^{-1}$
C_u	Composante tangentielle de la vitesse absolue	$m. s^{-1}$
C	Vitesse absolue	$m. s^{-1}$
D_e	Diamètre de l'ouïe	m
D_h	Diamètre hydraulique	m
D_{ref}	Diamètre de la conduite de refoulement	m
D	Diamètre de la roue	m
d_0	Diamètre de l'arbre sans contraintes admissibles	m
d_e	Diamètre du moyeu	m
d_{red}	Diamètre réduit	m
d	Diamètre de l'arbre	m
F_{ax}	Poussée axiale	N
F_r	Poussée radiale	N
F	Force élémentaire due au frottement	m^2
f_n	Force normale	N
f_t	Force tangentielle	N
G	Module d'élasticité transversal	$N. m^{-2}$
g	Accélération de la pesanteur	$m. s^{-2}$
H_φ	Hauteur de tracé de la forme de la volute	$m. C. E$
H	Hauteur manométrique	$m. C. E$
h'_d	Pertes par divergence	$m. C. E$
h'_f	Pertes par frottement	$m. C. E$
h'_{fd}	Pertes hydrauliques	$m. C. E$
h'_h	Pertes hydrauliques	$m. C. E$
h'_s	Pertes par tourbillons et décollement	$m. C. E$
h'_{s1}	Pertes par tourbillons et décollement à l'entrée de la roue	$m. C. E$
h'_{s2}	Pertes par tourbillons et décollement à la sortie de la roue	$m. C. E$
h, z	Hauteur piézométrique	m
I_0	Moment quadratique polaire	m^4
K'_1	Coefficient de perte par frottement	-
K'_2	Coefficient de perte par divergence	-
K_1, K_2	Coefficients couvrent les facteurs inconnus et les erreurs éventuels	-
K_m	Coefficient de la vitesse absolue	-
K_{ts}	Coefficient de concentration de contraintes	-

K	Coefficient numérique porté en fonction de R_e	-
k	Coefficient empirique de la poussée radiale	-
L	Longueur	m
l	Largeur	m
$\overrightarrow{M_{th}}$	Couple mécanique des forces appliquées par le fluide incompressible	$N.m$
M_T	Moment de torsion	$N.m$
\dot{m}	Débit massique	$Kg.s^{-1}$
m	Masse du fluide	Kg
N	Nombre d'aube	-
n_q, n_s	Nombre de tours spécifiques dimensionnelles	(non spc)
n_q^*	Nombre de tours spécifiques adimensionnelles	-
n	Nombre de tours	min^{-1}
P'_{fd}	Pertes par frottement de disque	W
P'_m	Pertes mécaniques	W
P_t	Puissance totale	W
P	Puissance	W
p_d	Pression dynamique	$N.m^{-2}$
p_s	Pression statique	$N.m^{-2}$
p	Pression	$N.m^{-2}$
Q_c	Débit de construction de la volute	$m^3.s^{-1}$
Q_f	Débit de fuite	$m^3.s^{-1}$
Q	débit	$m^3.s^{-1}$
R_h	Rayon hydraulique	m
R_e	Nombre de Reynolds	-
R, r	Rayon	m
S	Surface	m^2
s	Epaisseur de l'aube	m
t	Temps	s
U	Vitesse périphérique	$m.s^{-1}$
V	Volume	m^3
v	vitesse	$m.s^{-1}$
W_{12}	Travail spécifique à l'unité de masse	J
x, y	Coordonnées cartésiennes	m

Lettres grecques

Symbole	Nom	Unité
α_x	Angle de torsion	[°]
α	L'angle de direction de la vitesse absolue	[°]
β'	Angle de la vitesse relative (d'aube) corrigé	[°]
β	Angle de la vitesse relative (d'aube)	[°]
δ_{at}	Angle d'attaque	[°]
δ	Epaisseur du jeu annulaire	<i>m</i>
ε	Coefficient de la vitesse d'entrée	-
η_h	Rendement hydraulique	-
η_m	Rendement mécanique	-
η_{st}	Rendement standard	-
η_v	Rendement volumétrique	-
η	Rendement globale	-
λ	Coefficient de frottement	-
$\mu_{T\infty}$	Coefficient de vitesse périphérique idéal	-
μ	Coefficient du débit	-
ν_{fd}	Coefficient de la perte par frottement du disque	-
ν	Viscosité cinématique	<i>Kg.m⁻¹.s⁻¹</i>
$\Sigma\xi$	Pertes hydrauliques	<i>m.C.E</i>
ρ	Masse volumique	<i>Kg.m⁻³</i>
σ	Contrainte normale	<i>N.m⁻²</i>
τ	Contrainte tangentielle	<i>N.m⁻²</i>
Ψ	Coefficient de pression	-
ψ	Coefficient de contraction (rétrécissement)	-
ω	Vitesse de rotation	<i>min⁻¹</i>
φ	Angle de tracé de la forme de la volute	[°]
ϖ	Poids spécifique du fluide	<i>N.m⁻³</i>
$\overrightarrow{\Upsilon m}$	Champ permanent	-
$\mathcal{U}_{th\infty}$	Degré de réaction théorique idéal	-
θ_i	Angle de tracé de la forme d'aube	[°]
θ	Angle unitaire de torsion	[°]. <i>mm⁻¹</i>

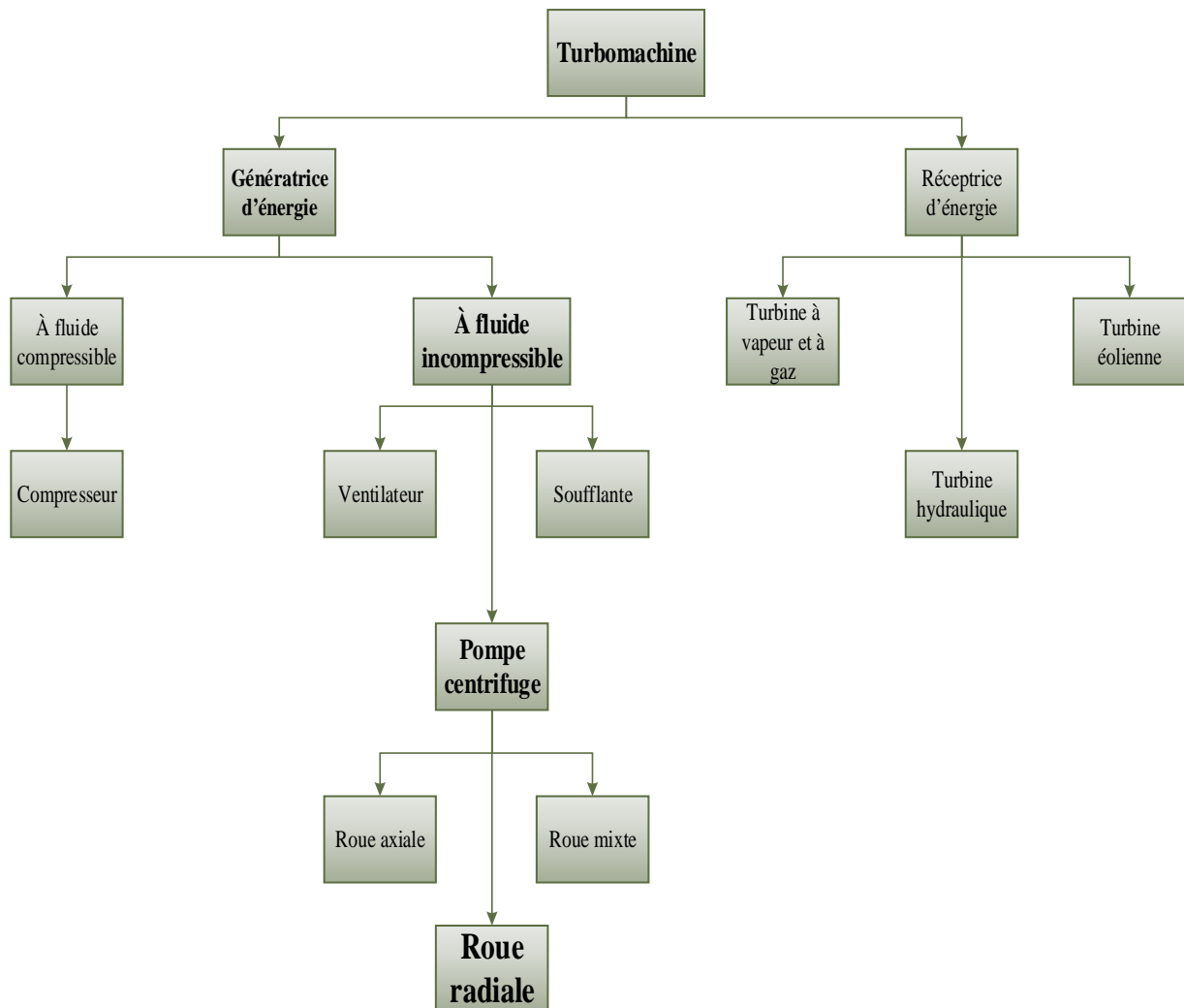
Indices

Symboles	Désignation
1	Entrée de la roue
2	Sortie de la roue
3	volute
∞	A nombre d'aubes infini ment grand
i	interne
th	théorique
max	Valeur maximale
φ	Tracé spirale
adm	admissible

INTRODUCTION

I. INTRODUCTION

La turbomachine est un ensemble mécanique de révolution comportant une ou plusieurs roues mobiles munies d'aubes qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule. L'échange d'énergie s'effectue dans la roue et résulte du travail des forces aérodynamiques sur les aubes produites par un écoulement du fluide autour de celles-ci, et qui résultent principalement de la différence de pression entre les deux faces des aubes. Un premier classement des turbomachines est fait à partir du sens de l'échange d'énergie. Il est à distinguer les machines génératrice qui reçoivent du travail et les machines réceptrices qui en fournissent. Parmi les machines génératrice, il y a les pompes roto-dynamiques, les ventilateurs, les compresseurs et les soufflantes. Les principales machines motrices sont les turbines à vapeur, les turbines à gaz, les turbines hydrauliques, ainsi que les turbines éoliennes comme représenté sur la figure ci-dessous.



Organigramme des turbomachines

Ce travail réalisé au sein de l'école nationale polytechnique va être complété par deux thèses de MASTER (BENZADA L. 2013 ; BENKHELIL A. 2013), le premier un outil de calcul pour le dimensionnement, plus une conception des éléments hydrauliques de la turbomachine et puis le deuxième décrit les étapes d'une réalisation de ces éléments au laboratoire du génie industriel de l'école nationale polytechnique par usinage et une impression 3D.

II. METHODOLOGIE

Ce mémoire se compose de sept (7) chapitres, chaque chapitre traite une partie spécifique nécessaire ou complémentaire pour les autres chapitres.

- Dans le chapitre zéro ou le chapitre introductif, les turbomachines génératrices d'énergie sont bien définies et classifiées puis des relations générales en mécanique des fluides sont expliquées et par la suite des notions concernant les types de pompes, leur champ d'application, construction, fonctionnement et amorçage sont élaborées.

- Le chapitre un décrit une analyse théorique sur les turbomachines génératrices d'énergie en explicitant tous les paramètres essentiels à l'estimation des dimensions principales d'une turbomachine génératrice d'énergie à fluide incompressible.

En premier lieu, on définit les paramètres qui sont en relation directe avec la turbomachine comme : le débit, la hauteur et le rendement, il y a aussi les paramètres d'entrée et de sortie qui décrivent la roue.

- Dans le chapitre deux, on explore chacune des éléments de construction d'une turbomachine génératrice d'énergie à fluide incompressible (la roue, l'arbre, la volute, palier, moteur...) ainsi que les pièces d'assemblage (écrou et clavette).

- Le chapitre trois est consacré à l'étude hydraulique d'une pompe centrifuge, Après avoir exposé les caractéristiques des turbomachines génératrices d'énergie et le triangle des vitesses, on cite les influences de la valeur de l'angle de sortie β_2 et du nombre d'aube N , on signale à la fin de ce chapitre les problèmes relatifs à l'utilisation des turbomachines (cavitation, poussée axiale et radiale).

- Dans le chapitre quatre, on passe au principe de dimensionnement d'une turbomachine génératrice d'énergie à fluide incompressible, les détails du tracé de la roue et la volute sont établies.

-Le chapitre cinq se focalise sur l'application à fluide incompressible c'est-à-dire qu'on va faire usage aux lois, relations et théories vu dans les chapitres précédents dans le but de pouvoir estimer et calculer les dimensions des deux éléments hydrauliques d'une turbomachine génératrice d'énergie (la roue et la volute).

- Le chapitre six et le dernier se présente comme une analyse des résultats obtenus par l'application puis une comparaison avec les dimensions de plusieurs turbomachines génératrice d'énergie avec des caractéristiques similaires dont une de ces pompes présente dans le laboratoire d'hydraulique au sein de l'école nationale polytechnique. Enfin on fait une validation.

Chapitre 0

Notions fondamentales

I. Définition et classification des turbomachines

1. Définition

Les machines à fluide sont, d'une manière générale, des appareils permettant un échange d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. L'énergie échangée est toujours une énergie mécanique, Le fluide utilisé est généralement un fluide incompressible (l'eau), mais il peut être aussi un liquide quelconque : pétrole, huile, mercure, métal en fusion, ou un gaz comme l'air, pourvu que les variations de pression mises en jeu soient faibles devant la valeur absolue de la pression. (THUMA, 1990)

Les turbomachines sont des appareils qui servent à transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique et réciproquement, à l'aide d'un mouvement de rotation continu. (SEDILLE, 1967)

2. Classifications des turbomachines

On peut les classer suivant :

- La nature du fluide, c'est-à-dire suivant en particulier qu'il s'agit d'un fluide compressible ou incompressible. Le cas le plus simple est évidemment celui des liquides. C'est également celui des gaz, lorsque les variations du volume spécifique ne sont pas négligeables, on doit en tenir compte, ce qui complique d'ailleurs assez notablement le tracé et le fonctionnement des machines. Pour des raisons évidentes, l'étude des machines à fluide compressible est reportée après celle des machines à fluide incompressible et elle doit être elle-même précédée de rappels de thermodynamique et d'un complément relatif à la mécanique des fluides compressibles.
- La fonction de la machine, c'est-à-dire suivant qu'il s'agit de transformer l'énergie d'un fluide en énergie mécanique ou réciproquement. Dans le premier cas, il s'agit de machines-réceptrices telles que les turbines hydrauliques. Dans le second cas, il s'agit de machines génératrices, pompes, ventilateurs, compresseurs, etc. bien que, dans le cas des hélices marines et aériennes, le but direct ne soit pas l'obtention d'une énergie supplémentaire du fluide, mais l'obtention d'une poussée sur une carène de navire ou un avion, on verra qu'elles rentrent dans le second cas. Enfin, il existe des machines, les turbines-pompes, qui peuvent jouer les deux rôles.
- Le trajet du fluide par rapport à l'axe, on distingue en particulier :
 - des machines radiales centrifuges (ou centripètes) pour lesquelles les filets de courant sont contenus dans des plans perpendiculaires à l'axe, sauf au voisinage immédiat de ce dernier ;
 - des machines axiales pour lesquelles les filets de courant sont situés sur des surfaces de révolutions qui sont très sensiblement des cylindres ;
 - enfin des machines intermédiaires hélico-centrifuges (ou hélico-centripètes) dont les filets sont situés sur des surfaces de révolution dont la méridienne est inclinée sur l'axe.
- Le mode d'action du fluide, on distingue à cet égard des machines dites « à action » et des machines dites « à réaction ».

- Le degré d'injection, on dit qu'il s'agit d'une machine à injection totale, ou partielle, suivant que tous les canaux ou certains d'entre eux seulement sont remplis de fluide actif.
- Le nombre d'éléments disposés en série, comme on le verra, et sauf cas particuliers, une turbomachine élémentaire ou monocellulaire, comporte en principe deux séries d'aubages, les uns fixes, les autres mobiles. L'association d'un organe fixe et d'une roue mobile constitue une cellule capable de caractéristiques déterminées. Dans certains cas, il est nécessaire de disposer plusieurs cellules en série, le fluide parcourant successivement chacune d'elles, d'où l'appellation de machines multicellulaires. Il est à noter que l'on trouve aussi, quoiqu'en plus petit nombre, des combinaisons portant sur des cellules identiques disposées en parallèle. On ne qualifie pas ces machines de multicellulaires. (SEDILLE, 1967)

II. Relations générales

Pour résoudre les problèmes des machines hydrauliques on applique les principes de conservation de la mécanique des fluides : (THUMA, 1990)

1. Conservation de la masse

Elle se traduit par l'équation de continuité.

Le principe de conservation de la masse s'exprime par l'intégrale suivante :

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho dV = 0 \quad (0-1)$$

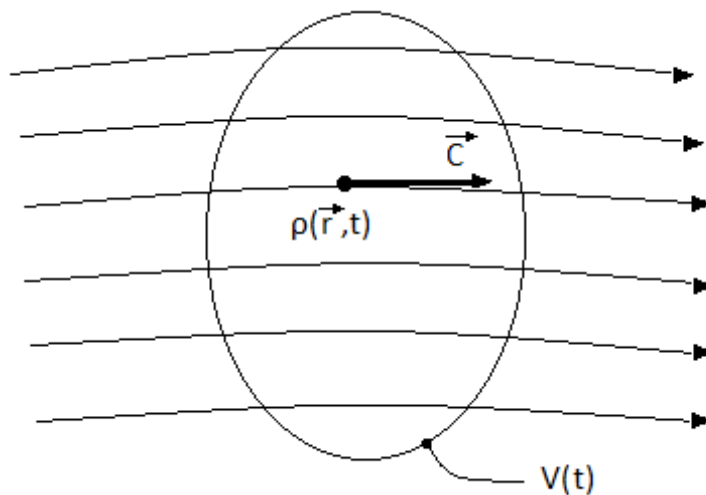


Figure 0- 1: Principe de conservation de la masse (THUMA, 1990)

La vitesse et la densité sont des fonctions du temps et du vecteur position :

$$\vec{C} = \vec{C}(\vec{r}, t); \vec{\rho} = \vec{\rho}(\vec{r}, t)$$

Soit un fluide, occupant à l'instant t un domaine fini, de volume V , limité par une surface S .

Considérons l'intégrale de volume :

$$m = \int_V \rho(\vec{r}, t) dV \quad (0-2)$$

Calculons l'accroissement de l'intégrale m en suivant le fluide dans son mouvement, lorsque le temps s'accroît de dt .

Le domaine D occupé par le fluide à l'instant t , vient se placer en D' à l'instant $(t + dt)$.

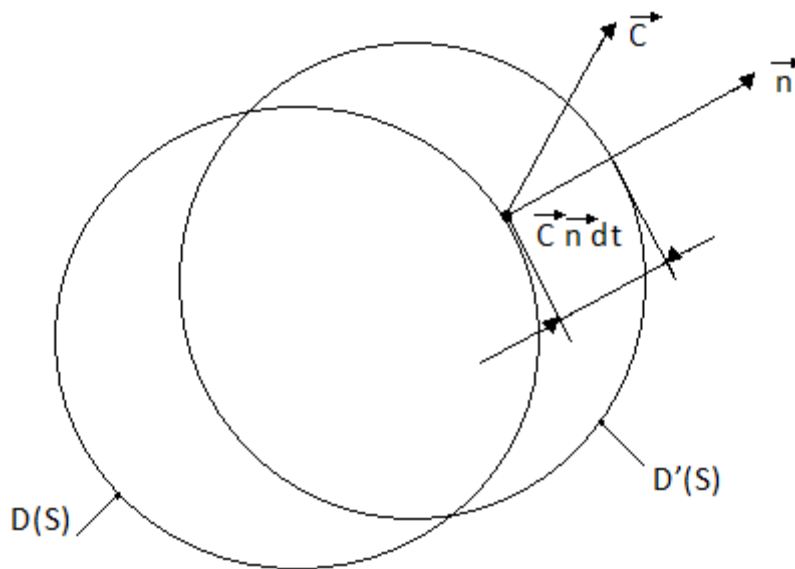


Figure 0- 2: L'accroissement de la grandeur m (THUMA, 1990)

L'accroissement dm se compose en deux termes :

- D'une part, dans la partie commune (qui est restée fixe) aux domaines D et D' , cet accroissement est :

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dt dV \quad (0-3)$$

- D'autre part, le volume occupé par le fluide à l'instant t s'accroît de

$$dV = \int_S \vec{C} \vec{n} dt dS, \vec{n} \text{ étant le vecteur de la normale en } S, \text{ orienté vers l'extérieur de } D.$$

Cette variation de volume provoque un accroissement de la grandeur m égale à

$$\int_S \rho \vec{C} \vec{n} dt dS \quad (0-4)$$

L'accroissement total est:

$$dm = \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dt dV + \int_S \rho \vec{C} \vec{n} dt dS \quad (0-5)$$

La dérivée totale de m est obtenue en divisant par dt :

$$\frac{dm}{dt} = \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_S \rho \vec{C} \vec{n} dS \quad (0-6)$$

Cette dérivée totale soit égale à zéro selon le principe de conservation de la masse :

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (0-7)$$

D'après le théorème de divergence d'Ostrogradsky, on a :

$$\int_S \rho \vec{C} \vec{n} dS = \int_V (\rho \vec{C}) dV = \int_V \vec{\nabla}(\rho \vec{C}) dV \quad (0-8)$$

L'équation de continuité s'écrit donc :

$$\int_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{C}) \right] dV = 0 \quad (0-9)$$

Cette relation doit être vérifiée pour tout élément de volume V , d'où en supprimant le signe de somme :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla}(\rho \vec{C}) = 0 \quad (0-10)$$

Dans le cas d'un écoulement permanent, la masse volumique en un point est indépendante du temps. L'équation devient :

$$\vec{\nabla}(\rho \vec{C}) = 0 \quad (0-11)$$

Dans le cas d'un fluide incompressible homogène, la masse volumique est constante en tous les points.

L'équation devient :

$$\vec{\nabla}(\vec{C}) = 0 \quad (0-12)$$

2. Conservation de l'énergie

Considérons une masse de fluide élémentaire s'écoulant du point 1 à 2 en traversant une machine étant dans le domaine T' . Un champ permanent $\vec{\gamma}_m$ joue le rôle de la machine c.-à-d. il véhicule le fluide.

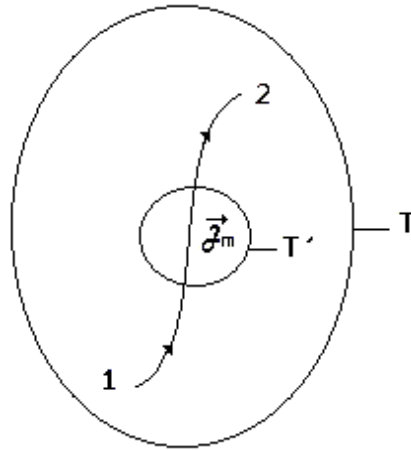


Figure 0- 3: Mouvement dans la machine de point 1 à 2 (THUMA, 1990)

L'équation du mouvement sous la forme vectorielle est :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \vec{r}} + \frac{\partial}{\partial \vec{r}} \left[\frac{C^2}{2} + gh \right] + \left(\frac{\partial}{\partial \vec{r}} \wedge \vec{C} \right) \wedge \vec{C} - \vec{\gamma}_m = 0 \quad (0- 13)$$

Multipliant l'équation par la longueur élémentaire $d\vec{r}$ de la ligne de courant, en éliminant le terme $\left(\frac{\partial}{\partial \vec{r}} \wedge \vec{C} \right) \wedge \vec{C} d\vec{r}$ parce que $\left(\frac{\partial}{\partial \vec{r}} \wedge \vec{C} \right) \wedge \vec{C}$ est perpendiculaire à $d\vec{r}$, En ajoutant les pertes de charge qui se transforment en chaleur dw' , donc on a :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \vec{r}} d\vec{r} + \frac{\partial}{\partial \vec{r}} \left[\frac{C^2}{2} + gh \right] d\vec{r} - \vec{\gamma}_m d\vec{r} + dw' = 0 \quad (0- 14)$$

Qui est l'équation des travaux élémentaires.

D'autre part, on sait de la thermodynamique que

$$dq + dw' = dE + pd \left(\frac{1}{\rho} \right) \quad (0- 15)$$

D'où la quantité de chaleur fournie par l'extérieur dq , l'énergie interne dE et le travail de compression $pd \left(\frac{1}{\rho} \right)$.

Avec $\vec{\gamma}_m d\vec{r} = dw$ est appelé travail de transvasement, il est fourni par des parois mobiles de la machine.

En intégrant entre les deux points 1 et 2 de la ligne de courant, on a :

$$w_{12} + q_{12} = \left[\frac{C^2}{2} + gh + E + \frac{p}{\rho} \right]_1^2 \quad (0-16)$$

$$w_{12} + q_{12} = \left[\frac{C^2}{2} + gh + E \right]_1^2 + \int_1^2 pd \left(\frac{1}{\rho} \right) + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (0-17)$$

Et

$$q_{12} + w'_{12} = E_2 - E_1 + \int_1^2 pd \left(\frac{1}{\rho} \right) \quad (0-18)$$

En portant (0-18) à (0-17), il vient :

$$w_{12} = \left[\frac{C^2}{2} + gh \right]_1^2 + \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + w'_{12} \quad (0-19)$$

Où w_{12} est le travail spécifique à l'unité de masse.

On peut transformer cette équation par rapport à l'unité de poids, il vient :

$$H_{12} = \frac{w_{12}}{g} = \left[\frac{C^2}{2g} + h \right]_1^2 + \int_1^2 \frac{dp}{\rho g} + h'_{12} \quad (0-20)$$

3. Conservation de la quantité de mouvement

Le théorème de la conservation de la quantité du mouvement s'écrit :

$$\int_F \vec{C}(\rho \vec{C} d\vec{F}) = \int_V \rho \vec{g} dV - \int_F p d\vec{S} + \int_F d\vec{F} \quad (0-21)$$

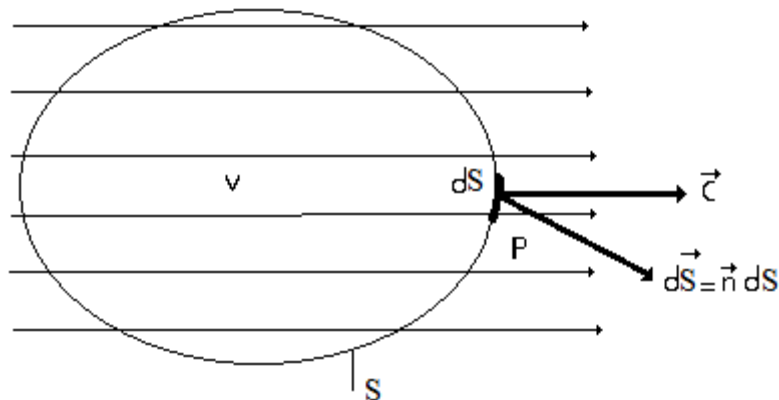


Figure 0- 4: Volume V de fluide refermé par la surface de référence S (THUMA, 1990)

Cette équation peut être utilisée en cas d'un écoulement permanent ou quasi-stationnaire. Elle est appliquée sur un volume V de fluide refermé par la surface de référence S . Avec $d\vec{F}$ est la force élémentaire due au frottement.

Le théorème de la conservation du moment cinétique dérive du théorème de la conservation de la quantité du mouvement par une simple multiplication vectorielle du vecteur position \vec{r} :

$$\int_F \vec{r} \wedge \vec{C} (\rho \vec{C} d\vec{S}) = \int_V \rho \vec{r} \wedge \vec{g} dV - \int_F \vec{r} \wedge p d\vec{S} + \int_F \vec{r} \wedge d\vec{F} \quad (0-22)$$

Cette équation relie le moment cinétique du fluide et le moment résultant extérieur qui agit sur le fluide.

4. Théorie d'EULER

On suppose que l'écoulement absolu est permanent et axisymétrique à l'entrée de la roue mobile, et que celle-ci possède un nombre d'aube fini régulièrement espacées. La répartition de vitesse autour de la roue n'est pas uniforme mais elle présente une variation périodique d'une aube à l'autre. Donc il existe les valeurs moyennes de toutes les vitesses. Les vitesses forment un triangle de vitesse moyenne. Dans la démonstration suivante nous allons supposer des répartitions uniformes des vitesses moyennes qu'elles soient axisymétriques. En admettant le fluide parfait, on peut être sûr que l'écoulement est aussi permanent et axisymétrique à la sortie de la roue.

On considère d'abord une roue à passage radiale d'une turbomachine. Supposons que la vitesse angulaire ω soit constante. Nous allons appliquer le théorème des quantités de mouvement au fluide contenu dans une surface de référence F et pour cela prendre les moments par rapport à l'axe des quantités de mouvement et des forces mises en jeu. Donc nous allons appliquer le théorème de la conservation du moment cinétique. On néglige encore l'influence de la pesanteur.

Le débit en masse de la roue est :

$$\dot{m} = \rho 2r_1 \pi b_1 C_{1r} = \rho 2r_2 \pi b_2 C_{2r} \quad (0-23)$$

Dans cette équation, on a utilisé les vitesses radiales moyennes, donc cette équation est la définition de la vitesse moyenne radiale. Après avoir négligé l'influence de la pesanteur et les frottements, donc l'équation se réduit :

$$\int_F \vec{r} \wedge \vec{C} (\rho \vec{C} d\vec{S}) = - \int_F \vec{r} \wedge p d\vec{S} \quad (0-24)$$

Le produit vectoriel $\vec{r} \wedge \vec{C}$ donne un vecteur de grandeur $r \cdot C_u$

Où C_u est la composante tangentielle moyenne de la vitesse absolue.

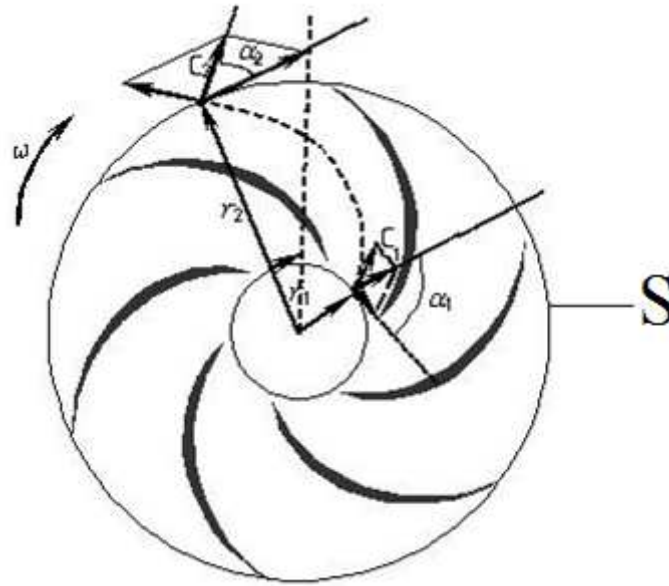


Figure 0- 5: Ligne de courant dans la roue

Appliquons l'équation (0-24) sur la surface de référence de la (figure 0-5). Dans l'intégrale du moment cinétique du membre gauche, on a l'argument élémentaire $rC_u \cdot d\dot{m}$. Le débit élémentaire de masse est nul sur les aubes, donc le moment cinétique sera calculé par l'intégration faite uniquement sur le cercle de rayon r_1 et r_2 . Le membre de droite donne le moment résultant des forces de pression. A cause de l'axisymétrie de l'écoulement moyen, la valeur des intégrales sur les cercles extérieurs et intérieurs est nulle. Ainsi, l'intégrale de membre de droite donne le couple résultant des forces de pression agissant sur un fluide incompressible par l'aubage. Donc tout le membre de droite, y compris le signe moins, donne le couple résultant des forces de pression agissant sur l'aubage par l'eau.

$$\dot{m}(r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) = \left| - \int_F \vec{r} \wedge p d\vec{S} \right| \quad (0- 25)$$

A la surface de référence, on a

$$- \int_F \vec{r} \wedge p d\vec{S} = \overrightarrow{M}_{th} \quad (0- 26)$$

Où \overrightarrow{M}_{th} est la couple mécanique des forces appliquées par le fluide incompressible à la roue. Enfin :

$$\dot{m}(r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) = M_{th} \quad (0- 27)$$

La puissance recueillie par la roue, puissance échangée entre celle-ci et le fluide est donc

$$P_{th} = M_{th} \cdot \omega = Q_i \rho g H_{th} = \dot{m} (r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) \quad (0-28)$$

Puisque $\dot{m} = \rho Q$, elle devient :

$$H_{th} = \frac{\omega}{g} (r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) \quad (0-29)$$

Et enfin

$$H_{th} = \frac{(u_2 C_{2u} - u_1 C_{1u})}{g} \quad (0-30)$$

Cette relation est connue comme la théorie d'Euler ou le principe d'Euler.

III. Critères de choix d'une turbomachine

Les données de base qui servent à la conception d'une machine du type pompe ou ventilateur sont :

- la nature du fluide à véhiculer
- le débit à assurer
- l'énergie à fournir par unité de masse
- données technologiques telles que :
 - le type d'entraînement disponible (ce qui conditionne la vitesse de rotation de la machine)
 - des contraintes d'encombrement, de poids, de disposition.
- des caractéristiques particulières à obtenir (NPSH requis, sensibilité à l'accélération angulaire, etc...).

IV. Construction des turbomachines

On appelle « corps de pompe » l'enveloppe extérieure de la machine. C'est la partie fixe de la machine.

Le corps est constitué principalement de la « tubulure d'aspiration », de la « volute », et de la « tubulure de refoulement ». La partie mobile ou rotor est formée de roue à aubes, monté sur un arbre .

Le rotor est actionné par une machine d'entraînement qui est le plus souvent un moteur électrique ou thermique mais peut être également une turbine.

Comme l'arbre traverse le plus souvent la volute, il est nécessaire de réaliser à cet endroit un dispositif assurant l'étanchéité globale. Ceci est effectué à l'aide de deux types principaux d'accessoires : le presse-étoupe et la garniture mécanique.

On appelle aubes les lamelles grossièrement radiales qui canalisent le fluide de l'intérieur vers l'extérieur de la volute.

On appelle « flasques » les parois de la roue qui enserrant les aubes. Les roues à deux flasques dites aussi impulseur fermé sont les plus fréquentes. Il existe également des roues sans flasque, et des roues à une seule flasque (impulseur ouvert ou semi-ouvert).

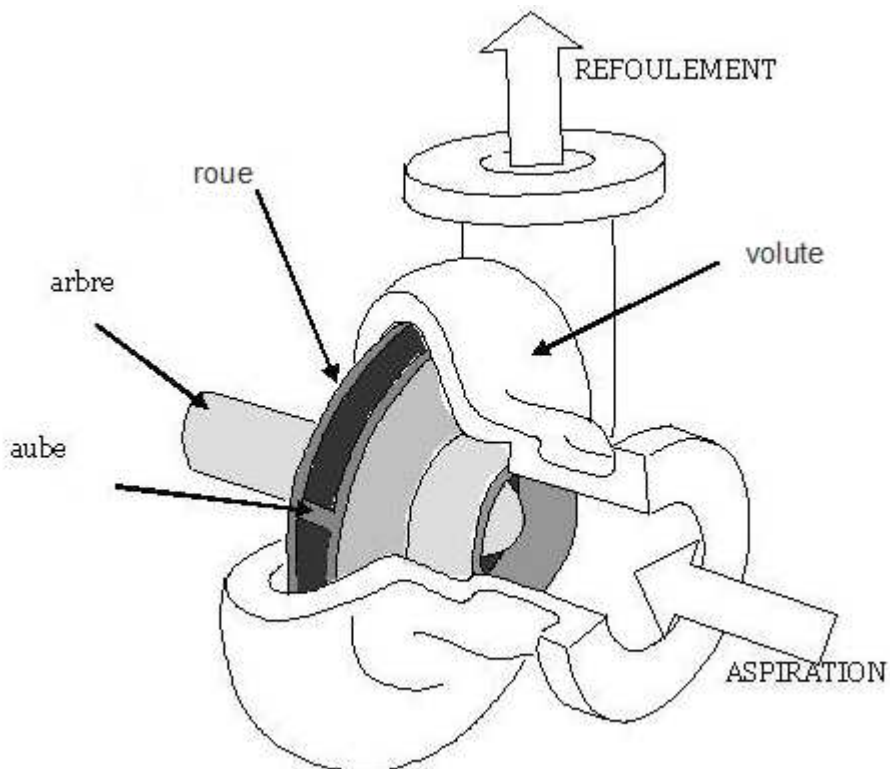


Figure 0- 6: Partie hydraulique d'une pompe centrifuge

V. Fonctionnement d'une turbomachine

Le principe de base des turbomachines centrifuges repose sur la mise en rotation du fluide à pomper en le faisant circuler dans une **roue** tournant à une vitesse plus ou moins élevée (n , en tr.mn^{-1}) à l'aide d'un arbre de transmission.

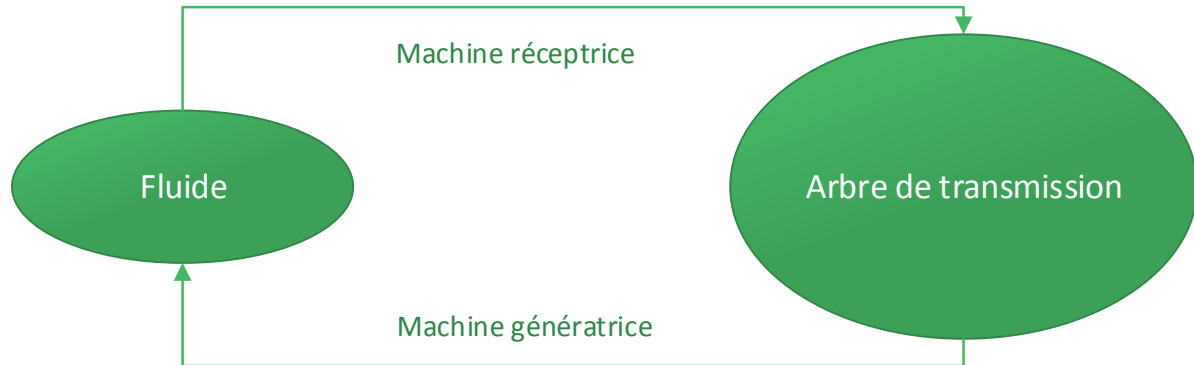


Figure 0- 7: Diagramme de fonctionnement d'une turbomachine

Le fluide est admis au centre de la roue avec une pression dite pression d'aspiration. Lors de sa mise en rotation et de son déplacement vers la périphérie de la roue, sa vitesse et son énergie cinétique augmentent. La pression dynamique qui en résulte augmente donc également d'un terme du type $\rho v^2/2$.

A la périphérie de la roue, le fluide est canalisé vers la tuyauterie de refoulement par le biais d'une **volute**, et son ralentissement transforme une partie de la pression dynamique acquise ($P_d = \frac{\rho v^2}{2}$) en pression statique (P_s , en pascal).

Certaines pompes disposent en plus d'un **diffuseur**, dont le but est de diriger les veines fluides vers la volute en minimisant les pertes de charge.

Pour être caractéristique de la pompe et indépendant du fluide pompé, le gain de pression dynamique fourni par la pompe centrifuge ($P_d = \frac{\rho v^2}{2}$) est en général exprimé en hauteur de fluide (mCL pour mètre de colonne de liquide) et nommé **HMT pour Hauteur Manométrique Totale**. Son expression est en fonction du terme $\frac{v^2}{2g}$.

En considérant de façon grossière que la vitesse du fluide en sortie de roue est égale à la vitesse périphérique de la roue, la HMT peut alors être estimée grossièrement par le terme $\frac{(2\pi R\omega)^2}{2g}$. (THUMA, 1990)

VI. Types de pompes

Les caractéristiques qui différencient les pompes centrifuges découlent des caractéristiques de calcul (débit utile, Q , hauteur manométrique, H , vitesse de rotation, n , et NPSH), des propriétés du fluide, des exigences techniques sur le site de l'installation et des prescriptions en vigueur spécifiées dans les lois ou dans les ouvrages de référence techniques. Cette extrême multiplicité nécessite un grand nombre de modèles.

Les principales caractéristiques des modèles sont :

- le nombre d'étages (monocellulaire / multicellulaire),
- la position de l'arbre (horizontal / vertical),
- le corps (radial p. ex. volute / axial = corps tubulaire droit),
- le nombre de flux d'aspiration de la roue (simple flux / double flux),
- l'immersion du moteur (moteur à sec / moteur submersible = intérieur sec / moteur à rotor noyé = intérieur noyé, p. ex. moteur à stator chemisé, moteur immergé).

Ces caractéristiques, qui en général définissent une gamme de pompes, sont illustrées par les quelques exemples représentés ci-dessous (tableau 0-1).

D'autres caractéristiques d'une pompe centrifuge sont en outre :

- le type d'installation.
- le diamètre nominal (pour la taille, en fonction du débit).
- la pression nominale (pour l'épaisseur des parois et des brides).
- la température (pour le refroidissement des étanchéités d'arbre par exemple).
- le fluide transporté (abrasif, agressif, nocif).
- le type de roue (radial / axial, en fonction de la vitesse de rotation spécifique).
- l'amorçage automatique.
- le joint de corps, la disposition des brides. (KSB, 2005)

Tableau 0- 1:Types de base des pompes centrifuge (KSB, 2005)

Nombre d'étages	monocellulaire						multicellulaire	
	horizontal			vertical			horizontal	vertical
Type de corps	radial		axial	radial		axial	corps d'étage	
Nombre de flux d'aspiration de la roue	1	2	1	1	2	1	1	1
Type de moteur, fig. n° 1.. Moteur (normalisé) sec	a	b	c	d	e	f	g	h
idem avec entraînement magnétique	i							
Moteur submersible			j	k		l		m
Moteur à rotor noyé	n						o	p

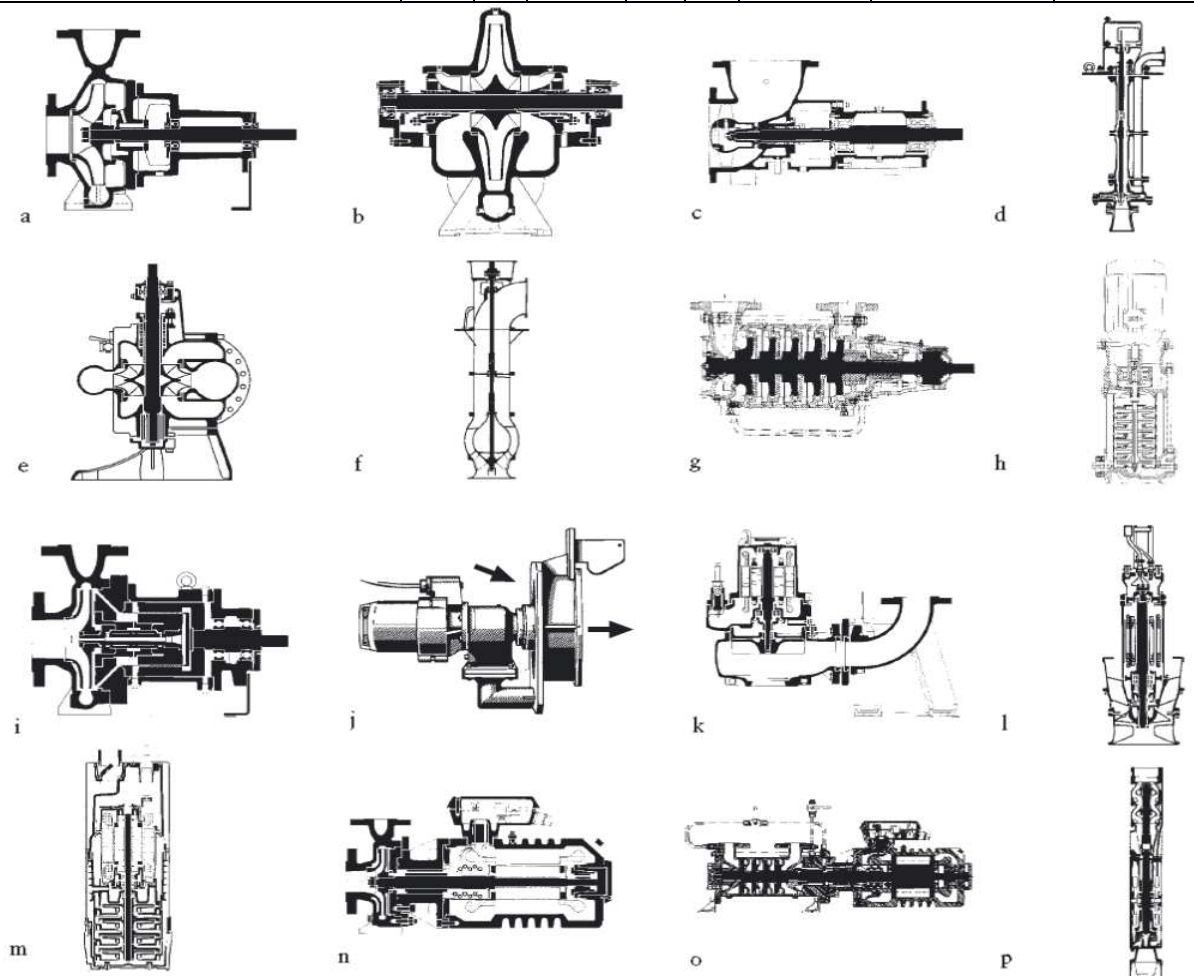


Figure 0- 8 : Types des pompes centrifuges d'après le tableau 0-1 (KSB, 2005)

VII. Montage et Amorçage

1. Montage

Une pompe est dite montée en charge si, lorsque le circuit est correctement disposé, elle se remplit toute seule du produit à pomper (bac d'aspiration situé au-dessus de la pompe, ou bac sous pression par exemple).

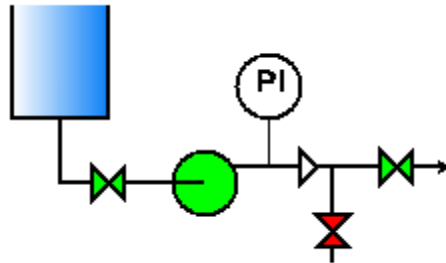


Figure 0- 9: Pompe centrifuge en charge

Une pompe est dite montée en aspiration si son bac d'alimentation est situé en dessous du niveau de la pompe. Si elle est initialement vide de tout produit, elle doit donc se remplir de liquide avant de démarrer effectivement. Dans le cas où elle se remplit toute seule après démarrage, la pompe est dite auto-amorçante.

Les pompes centrifuges ne sont généralement pas auto-amorçantes, sauf cas particulier. Elles doivent être remplies manuellement à l'aide d'un dispositif approprié (entonnoir, produit pris au refoulement...)

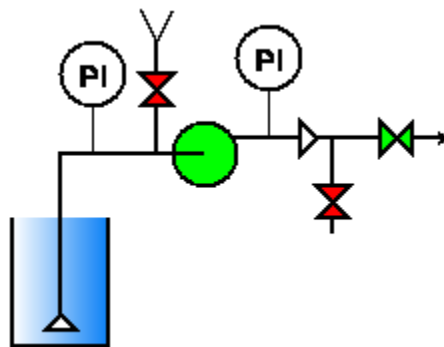


Figure 0- 10: Pompe centrifuge en aspiration

2. Amorçage

Pour fonctionner, une pompe centrifuge doit être initialement remplie de liquide. En effet, la rotation de la roue dans du gaz, de très faible masse volumique, donne un $\Delta p \propto v^2/2$ trop faible pour créer une dépression suffisante pour aspirer le liquide.

En pratique, avec le montage en charge, la pompe se remplit naturellement de fluide et n'a donc pas besoin d'être "amorcée".

Le montage en aspiration, à l'inverse, nécessite d'amorcer la pompe, c'est à dire de la remplir de liquide avant de la démarrer. Il convient également d'empêcher sa vidange en cas d'arrêt, par présence d'un clapet à l'aspiration (voir cours schéma)

VIII. Machine à fluide compressible et incompressible

Suivant la modélisation adoptée pour le fluide mis en jeu dans la transformation, on distinguera deux nouvelles classes de machines :

Machine à fluide incompressible: Le fluide utilisé sera un liquide (muni de l'hypothèse d'incompressibilité) ou bien un gaz se déplaçant à très faible vitesse.

Machine à fluide compressible : Le fluide utilisé dans la transformation est un gaz.

On obtient ainsi 4 types de machines, donc 4 familles de Turbomachines:

- Turbomachine Motrice à Fluide Incompressible (TMFI)
- Turbomachine Motrice à Fluide Compressible (TMFC)
- Turbomachine Génératrice à Fluide Incompressible (TGFI)
- Turbomachine Génératrice à Fluide Compressible (TGFC)

IX. Champ d'application et limitations

Pour les machines modernes, il n'existe à peu près aucune limite-maximum ou minimum- des valeurs du débit ou de la hauteur d'élévation.

Le domaine d'utilisation des machines centrifuges est extrêmement vaste et couvre les extrêmes suivants : (STEPANOFF, 1961)

Débits : de 0,001 à 60 m³/s

Hauteurs de 1 à 5 000 m

Vitesses de rotation 200 à 30 000 tr/min

Les pompes centrifuges ne laissent qu'un petit champ d'application aux pompes volumétriques, domaine où les débits sont trop faibles et les pressions trop élevées pour permettre l'utilisation d'un type de pompe centrifuge favorable. Ce domaine est cependant progressivement réduit.

Les pompes centrifuges sont utilisées dans plusieurs secteurs comme:

Secteur agricole

Industrie/commerce

Eaux usées

Installations de pompage

De tels progrès dans le développement et l'application des pompes centrifuges sont dus à plusieurs facteurs :

Leur facilité d'adaptation aux moteurs électriques de vitesse élevée et aux turbines à vapeur ;

Leur minimum de parties mobiles ;

Leur taille faible et leur prix modéré relativement au volume liquide déplacé.

Chapitre 1

**Analyse théorique d'une
turbomachine génératrice d'énergie**

Introduction

Pour pouvoir estimer les dimensions principales de la roue pour une hauteur H , un débit Q et un nombre de tours n spécifiés ; il faudra admettre d'avance les valeurs de certaines variables, et ceci en les calculant à partir des formules empiriques employées, ces derniers sont élaborées à partir des théories et des constatations statistiques résultant d'un grand nombre d'expériences.

L'estimation des dimensions principales se fait en nuancant entre les paramètres de départ se rapportant globalement à la pompe et les paramètres d'entrée et de sortie se rapportant à la roue.

I. Définition des paramètres :

1. Pertes

Une étude des pertes dans les pompes centrifuges peut être entreprise pour l'une des raisons suivantes : (STEPANOFF, 1961)

- La connaissance de la nature et de la grandeur des pertes peut indiquer la façon de les réduire ;
- Si les pertes sont connues, il devient possible de prédéterminer la courbe caractéristique d'une nouvelle pompe après avoir supposé ou avoir établi de quelque autre façon la caractéristique d'une pompe idéale ;
- Comme la courbe $Q-H$ d'une pompe idéale est une ligne droite, la forme de la caractéristique d'une pompe réelle est déterminée par les pertes. Ainsi, il pourrait être possible, avec quelques connaissances sur les pertes, de changer la forme de la courbe caractéristique pour l'adapter à des conditions spéciales.

Les diverses pertes d'énergie d'une machine génératrice sont de nature différente. On peut les classer en :

a. Pertes hydrauliques

Ce sont elles qui sont les plus mal connues de toutes les pertes dans les pompes, et en même temps ce sont elles qui sont les plus importantes pour atteindre les trois objectifs énumérés ci-dessus. La raison en est que de nombreux facteurs contribuent aux pertes hydrauliques ; même leur effet combiné peut difficilement être prévu de façon précise. En général, on peut dire que les pertes hydrauliques sont provoquées par :

- Le frottement à la paroi ;
- Les pertes par tourbillons et par décollements dus aux changements de direction et de grandeur de la vitesse de l'écoulement. Ce dernier groupe comprend la perte par choc et celle par divergence.

i. Pertes par frottement et par divergence

L'équation générale de la perte par frottement est :

$$h'_f = \lambda \frac{L}{4R_H} \frac{v^2}{2g} \quad (1-1)$$

Où :

λ est le coefficient de frottement,

L est la longueur du canal,

R_h est le rayon hydraulique de la section du canal,

v est la vitesse dans la section de rayon hydraulique R_h

Ceci pourrait être appliqué aux différentes parties du trajet total comme la pièce d'aspiration, le canal de la roue, la volute, la tubulure de sortie. Cependant la mesure physique de la longueur L et le rayon hydraulique R_h , le choix d'un coefficient convenable est en lui-même un problème. Pour ces raisons, plusieurs chercheurs combinent toutes les pertes par frottement en un seul terme, en l'exprimant par une équation simplifiée :

$$h'_f = K'_1 \frac{v_1^2}{2g} = K_1 Q^2 \quad (1-2)$$

Où K_1 est constant pour une pompe donnée et comprend toutes les longueurs, sections ainsi que les rapports de sections et les coefficients de frottement. K_1 couvre donc tous les facteurs inconnus ainsi que les erreurs éventuelles provoquées par l'incapacité de trouver de meilleures expressions pour les différents éléments contribuant à ces pertes par frottement.

On peut trouver une expression analogue pour les pertes par divergence dans le canal de roue ou dans la tubulure de sortie, expression qui s'écrit :

$$h'_d = f_2 \frac{v_2^2}{2g} \quad (1-3)$$

Le choix du coefficient f_2 pour le canal de roue présente encore une nouvelle difficulté. Dans un but de simplicité il est donc d'usage courant d'exprimer toutes les pertes par divergence par :

$$h'_d = K'_2 \frac{v_2^2}{2g} = K_2 Q^2 \quad (1-4)$$

Où K_2 est constant pour une pompe donnée.

Comme les pertes h'_f et h'_d varient comme le carré du débit on peut les combiner en une seule équation :

$$h'_{fd} = h'_f + h'_d = K_3 Q^2 \quad (1-5)$$

Qui est représentée par une parabole du second degré dont l'axe des hauteurs.

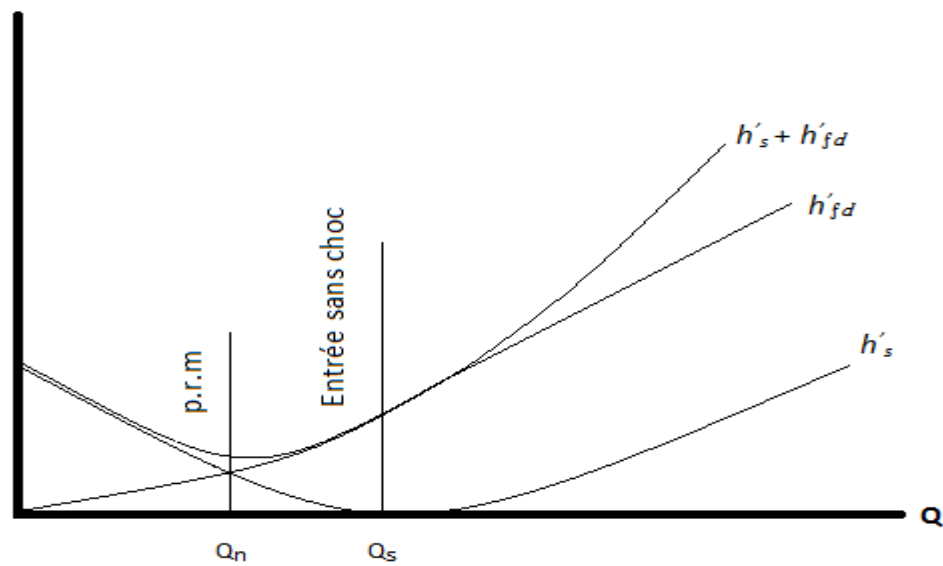


Figure 1- 1 : Pertes hydrauliques (STEPANOFF, 1961)

ii. Pertes par tourbillons et décollements

Les pertes à l'entrée et à la sortie de la roue sont en général appelées pertes par choc. La nature de la perte à l'entrée de la roue quand le liquide y arrive avec un angle d'attaque élevé est celle causée par un élargissement brusque ou diffusion après décollement. A la sortie de la roue la perte est principalement provoquée par le gradient de vitesse élevé dû à une vitesse moyenne faible dans la volute et une vitesse élevée à la sortie de la roue. En dehors de ceci, il y a une perte par choc à la languette d'une pompe à volute et à l'entrée des ailettes de diffusion on utilise un diffuseur à ailettes. Ces pertes sont de même nature que la perte par choc à l'entrée de la roue, c'est-à-dire qu'elles sont des pertes par divergence. Le changement brusque de direction et de vitesse de l'écoulement provoquera une perte qui peut s'exprimer par :

$$h'_{s1} = K_4 \frac{\Delta C_{u1}^2}{2g} \quad (1- 6)$$

Pour l'entrée, et :

$$h'_{s2} = K_4 \frac{\Delta C_{u2}^2}{2g} \quad (1- 7)$$

Pour la sortie de la roue.

Les deux termes ΔC_{u1} et ΔC_{u2} augmentent tous les deux de part et d'autre de Q_s comme le carré des variations de débit. De cette façon, il est possible de combiner les deux équations en une seule, ou

$$h'_s = K_6(Q - Q_s)^2 \quad (1- 8)$$

Ceci présente une parabole du second degré dont le sommet est en Q_s .

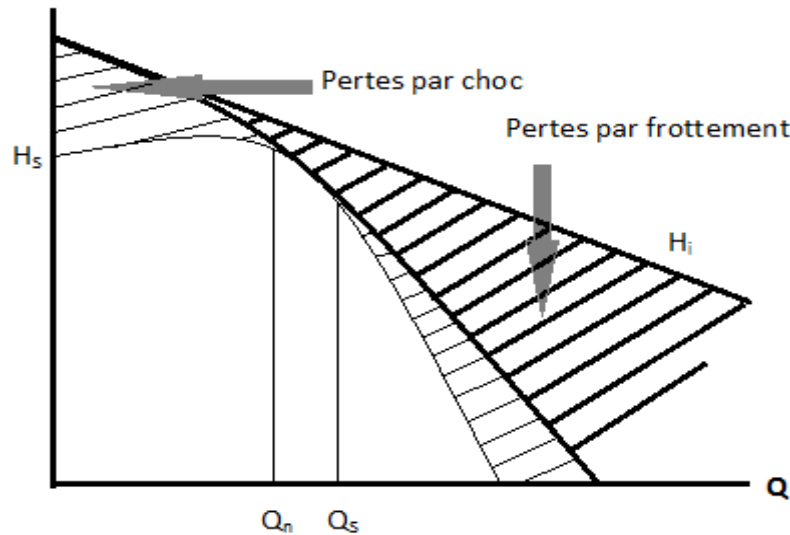


Figure 1- 2: La caractéristique Q-H est obtenue par soustraction des pertes hydrauliques de la hauteur interne (STEPANOFF, 1961)

b. Pertes par fuites

Pertes par fuites entre les éléments immobiles et rotatifs des pompes on applique des joints d'étanchéité qui séparent les régions soumises à des pressions différentes. Les jeux apparaissent dans les joints d'étanchéité permettant des fuites de liquide qui produisent des pertes volumétrique. Donc l'excédent de pression à la sortie de la roue mobile provoque un reflux du liquide vers la région de l'aspiration. Cet écoulement inverse se fait à travers des interstices entre la roue et le corps immobile de la pompe. (THUMA, 1990)

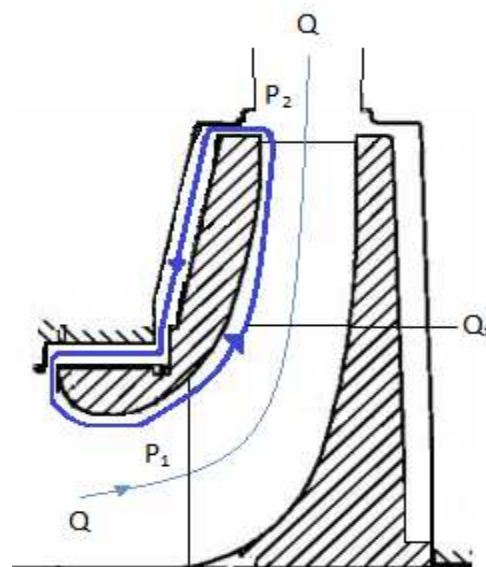


Figure 1- 3: Pertes par fuite

Les pertes par fuites dépendent du coefficient de résistance de l'orifice formé par le jeu entre le stator et le rotor. Le jeu doit être le plus possible réduit, mai sa valeur minimale dépend essentiellement de la construction de la pompe et notamment de la flexibilité de l'arbre et des supports.

L'existence de la différence de pression Δp de part de la garniture provoque l'écoulement de vitesse v . A l'entrée d'un joint labyrinthe lisse à bord vifs, il y a en plus une perte par frottement dans le labyrinthe proportionnelle à sa longueur L et en tenant compte de la vitesse, on peut écrire :

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{v^2}{2g} + 0.5 \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{L}{4R_H} \frac{v^2}{2g} \quad (1-9)$$

La vitesse axiale v de passage du fluide dans le joint est :

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho \left(\lambda \frac{L}{2\delta} + 1.5 \right)}} \quad (1-10)$$

Le rayon hydraulique du jeu annulaire est : $R_H = \frac{\delta}{2}$

Le débit par fuite peut être calculé comme :

$$Q_f = \mu D \pi \delta \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1-11)$$

Où μ est le coefficient de débit :

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\lambda \frac{L}{2\delta} + 1.5}} \quad (1-12)$$

Le coefficient de frottement λ dépend du régime de l'écoulement dans l'interstice donc on fait appel au nombre de Reynolds qui est donné par la formule qui suit :

$$R_e = \frac{v D_H}{\nu} = \frac{v 4R_H}{\nu} = \frac{v 2\delta}{\nu} \quad (1-13)$$

Selon l'expérience, l'influence de la rotation relative des bagues d'étanchéité est négligeable donc dans la région turbulente ($R_e > 2500$) les valeurs de λ sont très proche des valeurs correspondantes des tuyauteries circulaires lisses. Le coefficient de frottement peut être donc estimer par la formule de Blasius :

$$\lambda = 0.316 R_e^{-1/4} \quad (1-14)$$

Le débit de fuite est le même pour les différent diamètres D_1 et D_2

$$Q_f = \mu_2 D_2 \pi \delta_2 \sqrt{\frac{2\Delta p_2}{\rho}} = \mu_1 D_1 \pi \delta_1 \sqrt{\frac{2\Delta p_1}{\rho}} \quad (1-15)$$

c. Pertes mécaniques

Les pertes mécaniques P'_m comprennent les pertes dues au frottement de l'arbre dans les presse-étoupe et les paliers.

Bien que ce type de pertes soit bien connue mai on ne dispose que de très peu de résultats sur la valeur de ces pertes. La difficulté réside en ce qu'elles sont petites et difficiles à mesurer dans les installations d'essais usuelles. D'un autre côté, des essais de ce type ne seraient que de peu de valeur pour le constructeur de pompe en ce qui concerne l'amélioration des résultats. La construction des paliers et des presse-étoupe est axée sur les conditions requises pour un fonctionnement mécanique satisfaisant, les pertes par frottement dans les deux cas n'est que d'importance secondaire.

Les pertes par frottement dans les presses étoupe sont de plus modifié par plusieurs facteurs, par exemple : (STEPANOFF, 1961)

La dimension et la profondeur du presse-étoupe ;

La vitesse de la pompe ;

La pression ;

La méthode de réalisation de l'étanchéité et du graissage ;

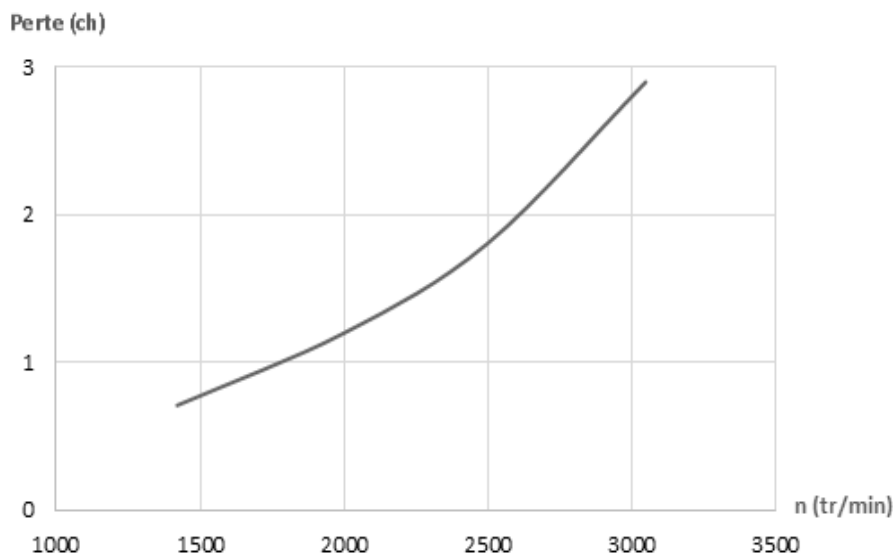


Figure 1- 4: Pertes par frottement dans le presse-étoupe (STEPANOFF, 1961)

d. Pertes par frottement du disque

Les faces externes de la roue frottent sur le fluide ambiant et absorbent une certaine appelée « perte de puissance par frottement de disque ». Ces faces externes sont les surfaces passives de la roue. (THUMA, 1990)

Les pertes par frottement du disque ont été calculées en utilisant l'équation de PFLEIDERER pour des pompes à deux ouïes de différente vitesse spécifique : (STEPANOFF, 1961)

$$P'_{fd} = \frac{KD^2\varpi u^3}{4.2} \quad (1-16)$$

Avec :

P'_{fd} : Perte par frottement du disque.

D : Le diamètre de la roue.

K : Un coefficient numérique porté en fonction du nombre de Reynolds.

ϖ : Le poids spécifique du fluide.

u: La vitesse périphérique extérieure.

Cette perte, exprimée en pourcentage de la puissance de la pompe, est reporté dans la figure ci-dessous :

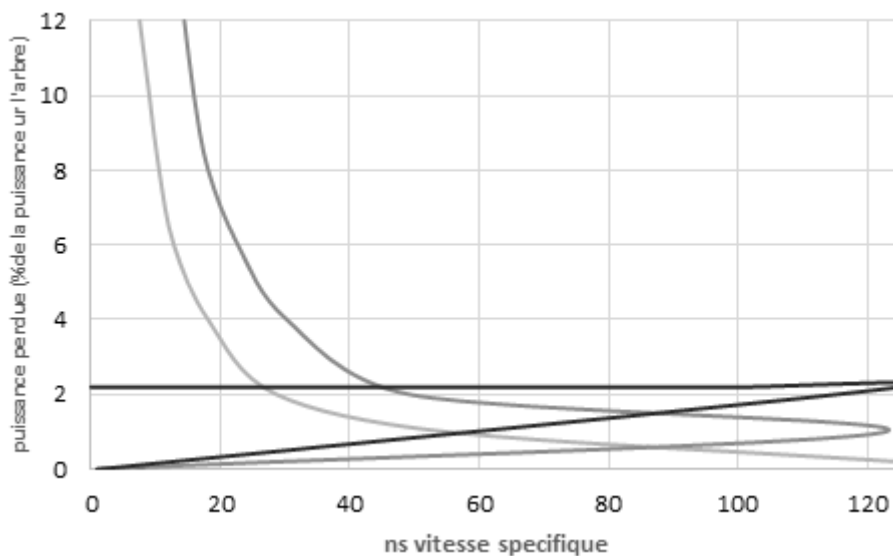


Figure 1- 5: Pertes en fonction de la vitesse spécifique pompes avec roues à deux ouïes (STEPANOFF, 1961)

Il convient de remarquer l'augmentation rapide de la perte par frottement du disque aux vitesses spécifiques inférieures à 40. Il est également nécessaire de noter que dans presque toute la gamme de vitesses spécifiques, la perte par fuites est approximativement égale à la moitié de la perte par frottement du disque.

Pour les pompes de même vitesse spécifique mais de dimensions et de vitesses de rotation différentes, la puissance en eau montée de la pompe et la puissance perdue par frottement du disque sont proportionnelles à $n^3 D^5$ et leur rapport reste constant. Cette considération néglige l'effet du nombre de Reynolds sur la valeur du coefficient K dans la formule de perte par frottement du disque et ainsi que sur le rendement hydraulique qui affecte la puissance en eau montée de la pompe.

$$P'_{fd} = Kn^3 D^5 \quad (1-17)$$

2. Hauteur

a. Hauteur théorique

L'équation (0-30) est appelée équation d'Euler ; c'est pourquoi la hauteur théorique prend souvent le nom de hauteur d'Euler.

$$H_{th} = H + h'_h \quad (1-18)$$

b. Hauteur interne

$$H_i = H + h'_h + h'_{fd} = H_{th} + h'_{fd} \quad (1-19)$$

3. Débits

Le volume de liquide par unité de temps s'appelle « un débit », il est exprimé généralement en (l/s ou m³/s).

a. Débits utile

Le débit utile Q est celui disponible à l'orifice de refoulement augmenté du débit indispensable au refroidissement des paliers et presse-étoupe, si le prélèvement du liquide a lieu avant l'orifice de refoulement.

b. Débit de fuite

Dans le joint, à l'extérieur de la roue, entre la partie mobile et la partie fixe, il y a un débit de fuite.

c. Débit interne

Le débit interne Q_i est égal à l'intensité du courant dans la section de sortie de la roue, ce qui le fait aussi appeler débit de la roue. En outre c'est le débit total traversant la roue et qui participe dans la transformation de l'énergie ; se composant du débit utile Q et du débit de fuite Q_f .

$$Q_i = Q + Q_f \quad (1-20)$$

Ce débit est pris comme base de calcul pour les pompes centrifuges.

4. Nombre de tours spécifique

Le sens physique du nombre de tours spécifique ou la vitesse spécifique, encore appelée nombre de Brauer est le nombre de tours à la minute d'une pompe qui élèverait de 1m un débit de 1m³/s. ce sens physique de la vitesse spécifique n'a pas de valeur pratique et ce nombre n'est utilisé que pour caractériser un « type ». Avec cette signification, la vitesse spécifique est la même pour toutes les pompes semblables et ne change pas avec la vitesse pour la même pompe.

La vitesse spécifique est un critère de similitude de pompe centrifuge pour l'étude de leurs caractéristiques de fonctionnement et pour la classification de leurs constantes de tracé la vitesse spécifique est calculée pour le point de rendement optimum. Toutes les caractéristiques importantes de fonctionnement et de tracé qu'il est impossible d'en discuter certains aspects sans se référer celle-ci.

De l'équation du nombre de tours spécifique on déduit que, pour les mêmes conditions de hauteur et de débit, les pompes de plus grandes vitesse spécifique tourneront plus vite et seront plus petites. Par ailleurs, pour la même vitesse et le même débit, les pompes de plus grande vitesse spécifique fonctionneront avec une hauteur d'élévation plus faible ou pour la même vitesse et la même hauteur, avec des débits plus élevés. (STEPANOFF, 1961)

Les machines ont un rendement maximal pour une valeur bien déterminée du coefficient du débit, mais aussi pour la valeur de n_q ou n_q^* , ou de toute autre combinaison non-dimensionnelle. On peut établir une correspondance entre la forme géométrique de chaque famille de machines et leur valeur numérique de telle ou telle combinaison sans dimension prise au point de rendement maximal. Se donner la forme géométrique de la machine revient donc à fixer cette valeur numérique, ou inversement se donner la valeur numérique de cette combinaison adimensionnelle revient à fixer la forme géométrique. (THUMA, 1990)

Le nombre de tours spécifique dimensionnel est calculé par la formule :

$$n_q = nQ^{\frac{1}{2}}H^{-3/4} \quad (1-21)$$

Le nombre de tours spécifique adimensionnel est calculé par la formule :

$$n_q^* = nQ^{\frac{1}{2}}(gH)^{-3/4} \quad (1-22)$$

Le nombre de tours spécifique dimensionnel est en relation directe avec le nombre de tours spécifique adimensionnel :

$$n_q = 333n_q^* \quad (1-23)$$

De façon partielle, les constructeurs de turbines préfèrent d'utiliser la combinaison

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{n\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (1-24)$$

Où P est la puissance utile de la turbine, exprimée en ch (1 ch = 0.736 kW), on peut facilement établir la relation entre ces deux derniers nombres de tours spécifique, donc pour les pompes

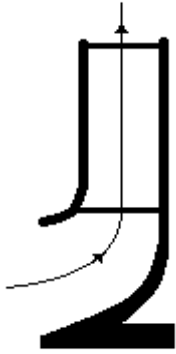
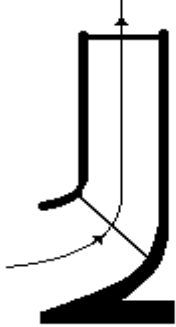
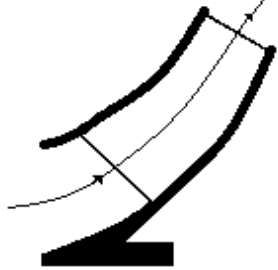
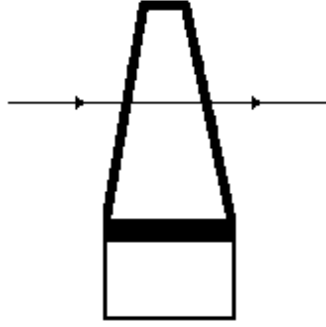
$$n_s = 3.65n_q \quad (1- 25)$$

Et pour les turbines

$$n_s = 3.65\sqrt{\eta}n_q \quad (1- 26)$$

On a pris l'habitude de classer les familles de turbomachines d'après la valeur numérique de n_q ou n_q^* prise au point de rendement maximal, c'est ce qu'on entend par nombre de tours spécifique de la machine (ou de la famille de la machine). (THUMA, 1990)

Tableau 1- 1: Classification quantitative des familles de turbomachine d'après la valeur de n_q et n_q^*

Types de la turbomachine	Le nombre de tours spécifique	
Entrée radiale – sortie radiale	$n_q^* = 0.03 - 0.11$ $n_q = 10 - 37$	
Entrée mixte – sortie radiale	$n_q^* = 0.11 - 0.24$ $n_q = 37 - 80$	
Entrée mixte – sortie mixte	$n_q^* = 0.24 - 0.5$ $n_q = 80 - 165$	
Entrée axial – sortie axiale	$n_q^* = 0.3 - 0.1.5$ $n_q = 100 - 500$	

Dans le cas des ventilateurs et pompes bien construits, l'expérience montre que les valeurs usuelles de n_q sont comprises entre 10 et 500. Les petites valeurs correspondent aux machines à passage radial, et les grandes valeurs correspondent aux machines à passage axial.

5. Puissance

a. Puissance utile

C'est une puissance hydraulique qui est transmise au liquide.

$$P = Q\rho gH \quad (1- 27)$$

b. Puissance totale

C'est la puissance nécessaire pour entrainer l'arbre de la pompe.

$$P_t = P_i + P'_m = \frac{P}{\eta} = \frac{Q\rho gH}{\eta} \quad (1- 28)$$

c. Puissance interne

$$P_i = Q_i\rho gH_i \quad (1- 29)$$

d. Puissance théorique

$$P_{th} = Q_i\rho gH_{th} \quad (1- 30)$$

Coefficient de la perte par frottement du disque est :

$$v_{fd} = \frac{P'_{fd}}{P_i} \quad (1- 31)$$

Donne

$$P_{th} = (1 - v_{fd})P_i \quad (1- 32)$$

6. Rendements

Le degré de perfection hydraulique et mécanique d'une pompe est déterminé par son rendement. Il définit par le rapport de la puissance fournie par la pompe à la puissance absorbé sur l'arbre de la pompe. Cette dernière est égale à la puissance fournie par le moteur d'entrainement et appelée la puissance sur l'arbre.

a. Le rendement global

Il est utilisé par les ingénieurs pour la comparaison des caractéristiques de fonctionnement des pompes centrifuges, On le définit par :

$$\eta = \frac{\text{puissance fournie}}{\text{puissance absorbée}} = \frac{P}{P_t} \quad (1- 33)$$

Il existe un certain nombre de rendements partiels en dehors de celui-ci qui sont utilisés par les constructeurs et les spécialistes ; ils ne concernent qu'un aspect du fonctionnement de la pompe : hydraulique, mécanique, volumétrique et ne présentent pas d'intérêt pour les utilisateurs de la pompe ; mais ils sont importants dans l'étude du fonctionnement de la pompe.

On distingue :

b. Le rendement hydraulique

C'est le rapport entre les hauteurs d'élévation totale et théorique, il tient compte uniquement des pertes dans les aubages :

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}} = \frac{H}{H + \Sigma\xi} \quad (1-34)$$

Où $\Sigma\xi = h'_h$

c. Le rendement volumétrique

La perte par fuites est la perte de débit à travers des jeux de fonctionnement entre le rotor et les parties fixes du corps de pompe. Les fuites peuvent avoir lieu en un ou plusieurs endroits suivants :

Entre le corps de pompe et la roue à l'œillard de la roue ;

Par le presse-étoupe ;

Par le dispositif d'équilibrage de la poussée axiale ;

Par des coussinets à fuite quand on les utilise pour réduire les pressions sur le presse-étoupe ;

Par les fuites utilisées pour le refroidissement des paliers et du presse-étoupe ;

Le débit dans la roue est supérieur au débit mesuré de la pompe de la quantité représentée par les fuites et le rapport du débit mesuré Q au débit de la roue $Q + Q_f$ est le rendement volumétrique.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_i} = \frac{Q}{Q + Q_f} \quad (1-35)$$

d. Le rendement mécanique :

Le rendement mécanique d'une pompe centrifuge est le rapport de la puissance P_i absorbée par la roue et la puissance totale :

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_t} = \frac{P_t - P'_m}{P_t} \quad (1-36)$$

Le progrès dans la réalisation des pompes a été obtenu principalement de façon expérimentale, le rendement global de la pompe étant le seul critère d'amélioration des résultats. Dans le présent ouvrage, toutes les pertes sont réparties entre les rubriques suivantes : perte hydraulique, fuites, pertes mécaniques, frottement du disque.

Autrement en moyennant toutes les formules précédentes, le rendement global apparaît comme un produit :

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m (1 - v_{fd}) \quad (1-37)$$

7. Nombre d'aubes

Le nombre d'aube des roues est déterminé statistiquement c.à.d. à partir des expériences faites sur une gamme de roues de différentes caractéristiques qui sont toutes dépend d'un nombre de tours spécifique.

Le nombre d'aube des roues radiales et mixtes sera calculé par la formule de

$$N = 22.71 n_q^{-0.3562} \quad (1-38)$$

Et pour les roues axiales, on a

$$N = \frac{750}{n_q} \quad (1-39)$$

La formule courante du nombre d'aube est

$$N = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin\left(\frac{\beta'_1 - \beta'_2}{2}\right) \quad (1-40)$$

II. Les dimensions à l'entrée de la roue :

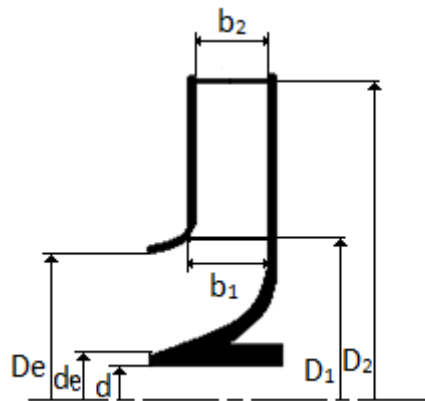


Figure 1- 6 : Profil des dimensions de la roue à l'entrée et à la sortie

1. Diamètre de l'arbre

En admettant que seul le couple agit sur l'arbre de la pompe, nous pouvons calculer son diamètre de la façon suivante :

$$d_0 = 13.3 \sqrt[3]{\frac{P_t}{n}} \quad (1-41)$$

Où d_0 en [cm], P_t en [kw], n en [tr/min].

Si on utilise un acier de meilleur qualité de contrainte admissible τ , le diamètre de l'arbre sera :

$$d = \sqrt[3]{\frac{212}{\tau}} d_0 \quad (1-42)$$

2. Diamètre du moyeu

Comme diamètre de moyeu du côté de l'entrée de la roue, nous admettons une valeur d_e aussi petite que possible pour ne pas exagérément rétrécir l'entrée. La forme du moyeu dépend principalement du mode d'accouplement de la roue de l'arbre. Dans le cas d'un clavetage libre, le diamètre du moyeu est fonction de la hauteur de la clavette illustré par un coefficient qui est multiplié par le diamètre de l'arbre.

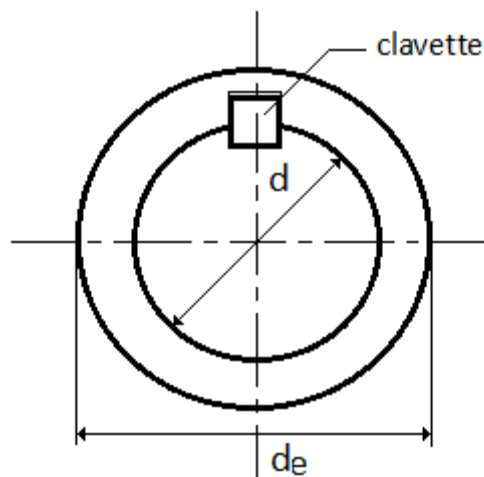


Figure 1- 7: Accouplement roue-arbre par une clavette

On admet généralement :

$$d_e = (1.2 \div 1.4)d \quad (1-43)$$

3. Vitesse méridienne à l'entrée

Les conditions dans lesquelles fonctionne la pompe sont définies par deux paramètres, la vitesse angulaire de rotation et le débit volumique de fluide qui s'écoule dans celle-ci. A partir de ces données on peut définir les différentes conditions de vitesse des fluides.

Pour déterminer le profil de la roue, on doit également connaître la vitesse méridienne à l'entrée. Elle est donnée par le rapport : (STEPANOFF, 1961)

$$C_{m1} = K_{m1} \sqrt{2gH} \quad (1-44)$$

On peut déterminer le coefficient K_{m1} à partir du graphique suivant :

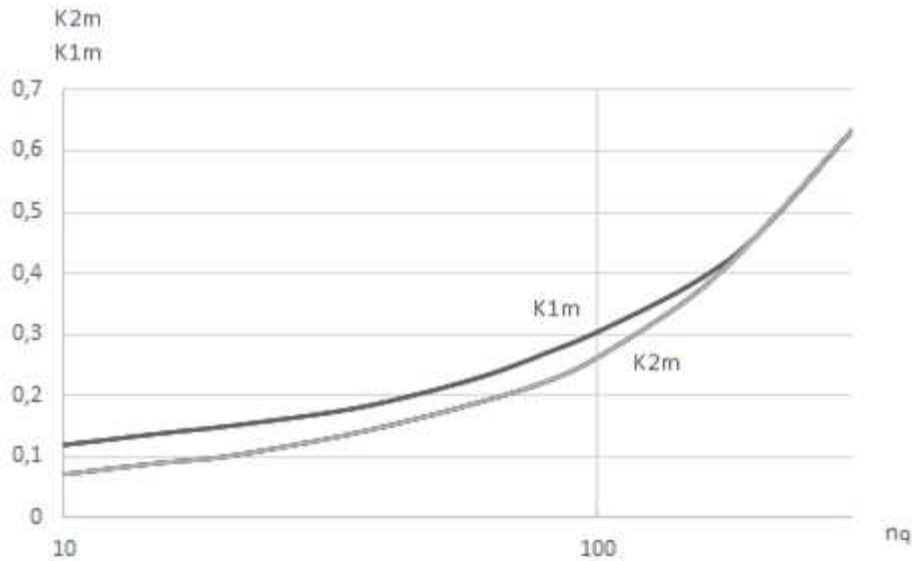


Figure 1- 8 : Constante de tracé de roue (THUMA, 1990)

C_{m1} est calculée pour la section passant par le bord d'attaque des aubes, en déduisant encore la fuite. L'épaisseur des aubes peut être négligée car les bords d'attaque des aubes sont d'habitude effilés et on peut supposer que C_{m1} est la vitesse juste à l'amont des aubes.

$$C_{m1} = \frac{Q}{\pi D_{m1} b_1} \quad (1- 45)$$

4. Vitesse périphérique à l'entrée

La vitesse C_1 est purement radiale ($\alpha_1=90^\circ$); elle se détermine à partir du débit volumique :

$$C_1 = \frac{Q_i}{2\pi r_1 b_1 k_1} \quad (1- 46)$$

K_1 est un coefficient compris entre 0 et 1 caractérisant l'encombrement des aubages limitant la section de passage du fluide.

La vitesse périphérique u_1 se détermine à partir du rayon d'entrée r_1 et de la vitesse angulaire de rotation de la roue $u_1 = r_1 \omega$

A partir de ces deux vitesses, on détermine la vitesse relative u_1 du fluide à l'entrée des canaux mobiles de la roue à l'aide du triangle des vitesses représenté ci-contre.

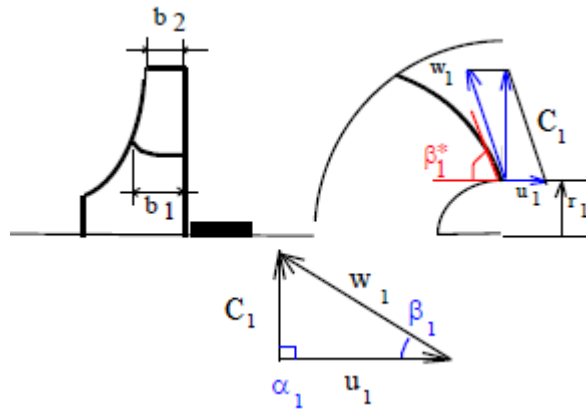


Figure 1- 9: Triangle des vitesses à l'entrée de la roue

5. Diamètre de l'ouïe

Le diamètre D_e de l'ouïe est calculé à partir du débit interne Q_i :

$$Q_i = \frac{Q}{\eta_w} \quad (1- 47)$$

Et

$$Q_i = \frac{(D_e^2 - d_e^2)\pi}{4} C_e \quad (1- 48)$$

La valeur de la vitesse absolue d'entrée C_e influe d'une manière décisive sur la capacité d'aspiration et sur le rendement hydraulique de la roue.

$$C_e = \varepsilon \sqrt{2gH} \quad (1- 49)$$

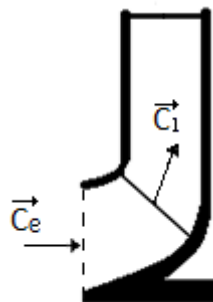


Figure 1- 10: La vitesse d'entrée

Où ε est le coefficient de vitesse d'entrée :

$$\varepsilon = 0.0188n_q^{2/3} \quad (1- 50)$$

6. Angle d'entrée des aubes

A partir de triangle des vitesses l'angle qui fait la vitesse périphérique avec la vitesse relative à l'entrée de la roue égale à β_1 , ce dernier est calculé à partir de la formule suivante :

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} \quad (1-51)$$

L'angle d'entrée des aubes est compris entre 15° et 30° .

La correction de l'angle β_1 se fait d'après l'angle d'attaque δ_1 tel que

$$\beta_1' = \beta_1 + \delta_1 \quad (1-52)$$

III. Les dimensions à la sortie de la roue :

1. Vitesse méridienne à la sortie

La vitesse méridienne à la sortie est donnée par le rapport : (STEPANOFF, 1961)

$$C_{m2} = K_{m2} \sqrt{2gH} \quad (1-53)$$

On peut déterminer le coefficient K_{m2} à partir du graphique de la figure (1-2)

Ou à partir de la formule suivante : (THUMA, 1990)

$$K_{m2} = 0.02 n_q^{5/9} \quad (1-54)$$

2. Angle de sortie des aubes

Cet angle est le plus important des éléments du tracé. On va montrer que les caractéristiques théoriques ne dépendent que des angles des aubes dans le 4^{ème} chapitre. Dans les pompes réelles, β_2 est toujours l'élément déterminant du tracé. Toutes les constantes du tracé dépendent de la valeur de β_2 . Le choix de β_2 est par conséquent le premier pas dans la détermination des constantes du tracé de roue. Ce choix est basé sur la considération de la pente désirée pour la courbe hauteur-débit et selon que l'on désire ou non un maximum de puissance pour une roue de diamètre donné, étant entendu que la hauteur et le débit au point nominal augmentent tous les deux avec l'angle β_2 , ce dernier est calculé à nombre d'aubes fini par la formule suivante d'après le triangle des vitesses : (STEPANOFF, 1961)

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{m2}}{U_2 - C_{u2}} \quad (1-55)$$

Avec la vitesse C_{u2} (composante périphérique de la vitesse absolue \vec{C}) est donnée, d'après l'équation d'Euler, par :

$$C_{u2} = g \frac{H_{th}}{U_2} \quad (1-56)$$

L'angle de sortie des aubes est compris entre 15° et 35° .

La correction de l'angle β_2 se fait d'après l'angle d'attaque δ_2 tel que

$$\beta_2' = \beta_2 + \delta_2 \quad (1-57)$$

De plus, l'angle de sortie d'aube à nombre d'aubes infini désigné par $\beta_{2\infty}$ est donné par la formule empirique suivante :

$$\beta_{2\infty} = 17.84 \left(\frac{n_q}{10} \right)^{0.758} \quad (1-58)$$

Avec l'angle de sortie des aubes infini est compris entre 15° et 40° .

3. Diamètre de la roue à la sortie

Sachant que la vitesse périphérique à la sortie de la roue est tel que :

$$U_2 = \sqrt{\frac{2gH}{\Psi}} \quad (1-59)$$

Avec Ψ le coefficient de pression qui présente une variation décroissante en fonction de nombre de tours spécifique cette dernière est donnée par la formule empirique suivante :

$$\Psi = \left(\frac{300}{270 + n_q} \right)^{\frac{9}{4}} \quad (1-60)$$

En résulte que le diamètre extérieur de la roue est calculé à partir de la formule :

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} \quad (1-61)$$

4. Epaisseur de l'aube

Le pas entre les aubes

$$t = \frac{\pi D_2}{N} \quad (1-62)$$

La longueur d'arc est donnée par la relation :

$$\sigma = t(1 - \psi) \quad (1-63)$$

où ψ appelé coefficient de contraction (ou coefficient de rétrécissement) qui doit être supérieur à 90% pour une condition de contraction.

Finalement l'épaisseur de l'aube s est égale à :

$$s = \sigma \cdot \sin \beta \quad (1- 64)$$

Les aubes d'épaisseur finie produisent une augmentation de la vitesse d'écoulement pour une modification relativement insignifiante du champ de courant et par conséquent un accroissement des angles d'entrée, qui provoque d'avantage de pré-rotation. Quant-aux angles de sortie, ceux-ci subissent une réduction lorsque l'épaisseur de l'aube est augmentée. Du point de vue construction on a trouvé avantageux d'amincir le bord de fuite des aubes, ce qui a pour effet de réduire doucement la vitesse d'écoulement.

5. Largeur de la roue à l'entrée et à la sortie

Le débit interne peut être formulé :

$$Q = \eta_w Q_i = \eta_w N (t - \sigma) b C_m \quad (1- 65)$$

D'après l'équation (9) et (10)

$$Q_i = 2\pi r b \psi C_m \quad (1- 66)$$

Donc le débit réel s'écrit

$$Q = Y \pi D b \psi U \quad (1- 67)$$

Où Y est le coefficient de vitesse :

$$Y = \eta_w \frac{C_m}{U} \quad (1- 68)$$

Conclusion

Tous ces paramètres sont retenus pour le dimensionnement de la roue et de la volute qui feront l'objet des prochains chapitres.

Chapitre 2

**Eléments de construction d'une
turbomachine génératrice d'énergie**

Introduction

Afin de compléter la description des pompes, nous détaillons ci-après les différents organes constitutifs et les principes de base de fonctionnement de ceux-ci.

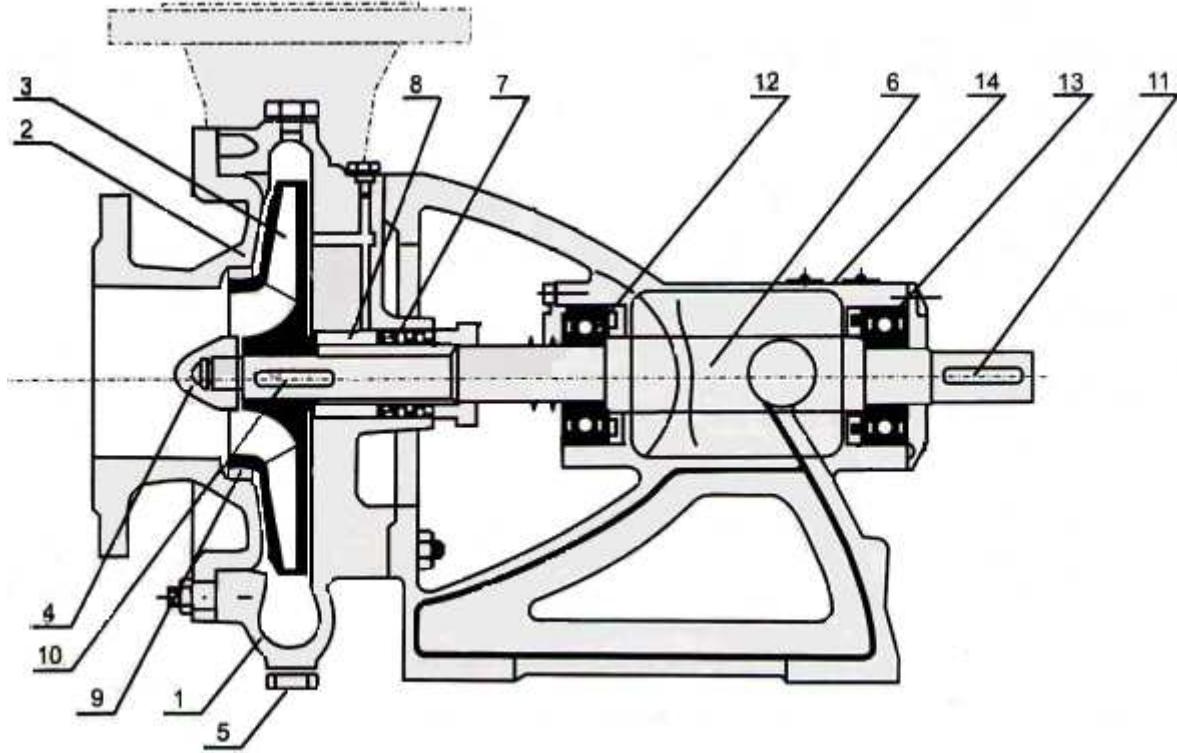


Figure 2- 1 : pompe centrifuge

NOMENCLATURE

- | | |
|----------------------------|-----------------------|
| 1- volute | 8- Bague fixe |
| 2- Corps avant de la pompe | 9- Bague d'étanchéité |
| 3- Roue | 10- Clavette |
| 4- Ecrou de blocage | 11- Clavette |
| 5- Bouchon de vidange | 12- Roulement |
| 6- Arbre | 13- Roulement |
| 7- Presse-étoupe | 14- Corps de palier |

I. Arbre

1. Définition

Un arbre est un organe mécanique transmettant une puissance sous forme d'un couple permettant d'obtenir un mouvement de rotation. La forme cylindrique de cet organe est à l'origine de son nom.

Les arbres de machines sont généralement issus de bruts forgés puis usinés par tournage. L'extrusion est également un mode d'obtention courant pour ce type de pièce. Ils sont très rarement issus de bruts moulés, pour des raisons de résistance mécanique.

L'arbre supporte généralement des engrenages, poulies, volants, manivelles, pignons de chaînes ou autres éléments qui transmettent une position angulaire ou une puissance. Il est donc l'un des éléments mécaniques les plus fréquemment utilisés.

Selon sa géométrie et ses fonctions, un arbre peut porter différentes qualifications telles que :

- arbre de transmission, s'il transmet une puissance d'un moteur à une machine ou à un élément de machine ;
- arbre de renvoi, s'il distribue un mouvement de rotation entre différents éléments ;

La contrainte de torsion est la sollicitation principale auquel est soumis un arbre. Ce type de sollicitation implique que les contraintes maximales soient à la surface de la pièce. La qualité de cette surface (rugosité) est donc un paramètre essentiel pour la tenue d'un arbre.

Suivant le rôle qui lui est dévolu, l'arbre peut être également soumis à des contraintes de flexion et de charge axiale. Dans ces cas, les efforts mécaniques au sein de la matière sont souvent variables, à la manière d'une sinusoïde. Cela implique alors une résistance nécessaire à la fatigue.

Un arbre est maintenu par des paliers, qui permettent sa rotation et empêchent son déplacement axial (butée).

2. Contraintes sur l'arbre

Les forces intérieures en général ont des supports disposée d'une manière quelconque par rapport au plan de la section S , pour étudier les forces intérieures, il est plus commode de les projeter sur un axe perpendiculaire au plan de section, et sur le plan de section, puis d'étudier les projections normales et tangentielles f_n et f_t ainsi obtenues. Sur chaque élément Δs de la section S agissent 2 forces intérieures : la force normale f_n et la force tangentielle f_t . On appelle contrainte normale en un point A le quotient de la force intérieure normale f_n par l'étendue de la surface Δs , très petite, qui entoure ce point.

$$\text{On écrit : } \sigma = \frac{f_n}{\Delta s}$$

σ : contrainte normale.

On appelle contrainte tangentielle en un point le quotient de la force intérieure normale f_t par l'étendue de la surface Δs .

On écrit : $\tau = \frac{f_t}{\Delta s}$

τ : contrainte tangentielle.

En général les forces sont exprimées en daN, les surfaces en mm² ou en cm² ; par suite les contraintes s'expriment en daN/mm² ou en daN/cm². L'un des objets essentiels de la résistance des matériaux est la détermination des contraintes. (GIET, 1982)

3. Moment quadratique polaire

Par définition $I_0 = \sum \Delta s \cdot \rho^2$

Relation entre les moments quadratiques par rapport à deux axes rectangulaires et le moment quadratique polaire par rapport au point de rencontre de ces axes.

Or : $\rho^2 = x^2 + y^2$

$$I_0 = \sum \Delta s (x^2 + y^2) = \sum \Delta s x^2 + \sum \Delta s y^2 \quad (2-1)$$

$$I_0 = I_y + I_x$$

La figure 2-5 donne la valeur du moment quadratique par rapport à un diamètre :

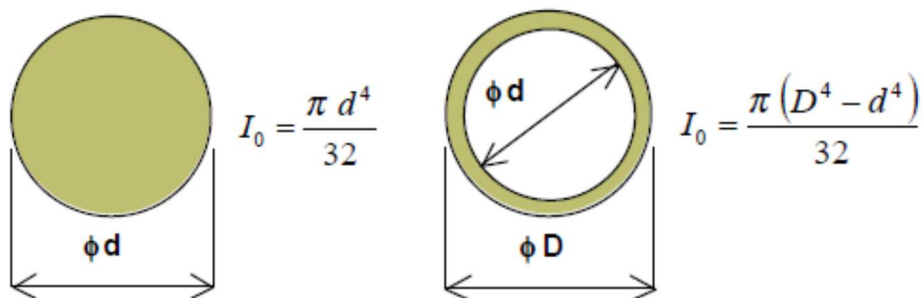


Figure 2- 2 : moment quadratique d'une forme circulaire

$$I_x = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{et} \quad I_y = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$I_0 = I_y + I_x = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0.1 d^4 \quad (2-2)$$

4. Déformations sur l'arbre

a. Torsion

Soit une poutre de section circulaire constante ou lentement variable, et de ligne moyenne (son axe) rectiligne, soumise à deux couples égaux et opposés agissant dans 2 sections distinctes. On dit que cette poutre est sollicitée en torsion simple. Au cours de la torsion, une génératrice primitivement rectiligne, se déforme et devient un arc d'hélice.

Exemple : les arbres de transmission sont toujours sollicités à la torsion. La torsion peut intéresser toute la longueur ou une partie de l'arbre. La torsion des poutres non circulaires ne peut être étudiée qu'avec la théorie de l'élasticité.

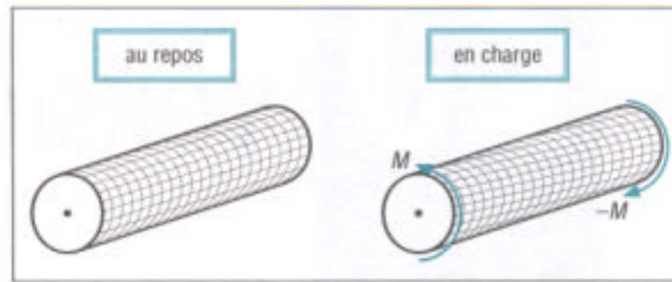


Figure 2- 3 : Arbre mis à la torsion

En torsion, et dans le cas des petites déformations, les contraintes normales σ sont négligeables. Les contraintes dans la coupure (S) se réduisent à des contraintes tangentielles ou de cisaillement τ . A partir de la relation :

$$\tau = G \theta r \quad (2- 3)$$

avec

τ : contrainte tangentielle(MPa)

θ : angle unitaire de torsion (rad.mm-1)

G : module d'élasticité transversal (MPa)

r : rayon GM (mm)

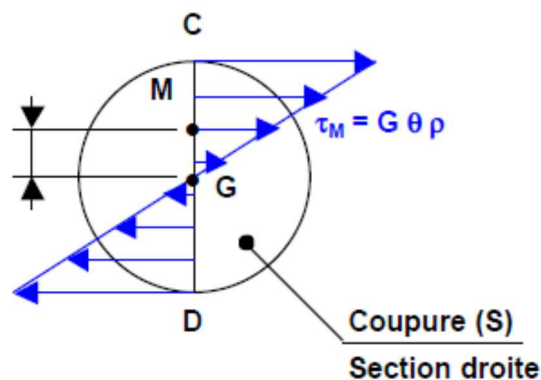


Figure 2- 4: Coupure d'une section droite d'un arbre mis à la torsion

b. Angle unitaire de torsion

Constatations expérimentales

Les sections droites avant déformation restent droites après déformation (planes et perpendiculaires à la ligne moyenne).

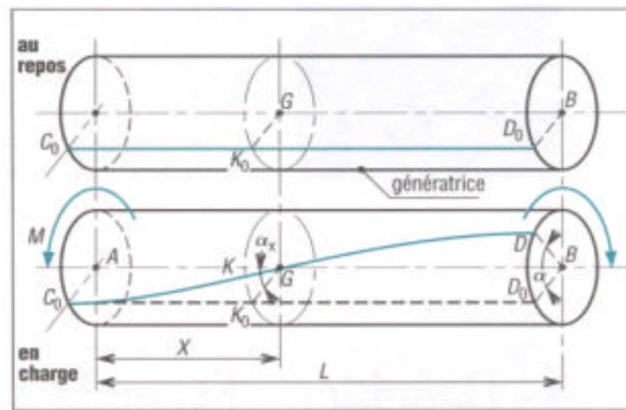


Figure 2- 5 : Angle de torsion

Les fibres ou génératrices initialement parallèles à la ligne moyenne s'enroulent suivant des hélices autour de cet axe. La longueur des fibres restent sensiblement invariable ou constante (hypothèse des petites déformations).

Les sections droites tournent ou glissent en bloc les unes par rapport aux autres (rotations d'axe la ligne moyenne). Les rayons GK restent droits dans le domaine élastique, mais s'incurvent dans le domaine plastique.

$\alpha_x = \text{angle (GK}_0, \text{GK)} = \text{angle de torsion entre les sections droites A et G}$

$\alpha = \text{angle (BD}_0, \text{BD)} = \text{angle de torsion de la poutre.}$

Angle unitaire de torsion

Si on suppose que les sections droites tournent toutes entre elles de la même façon, alors l'angle de torsion entre deux sections droites quelconques est proportionnel à la distance entre celles-ci. Autrement dit :

$$\theta = \frac{\alpha}{L} = \frac{\alpha_x}{X} : \text{angle unitaire de torsion}$$

c. Module d'élasticité transversal

Le module d'élasticité transversal dépend du type des matériaux de construction de l'arbre, ici nous avons les valeurs de G pour différents matériaux :

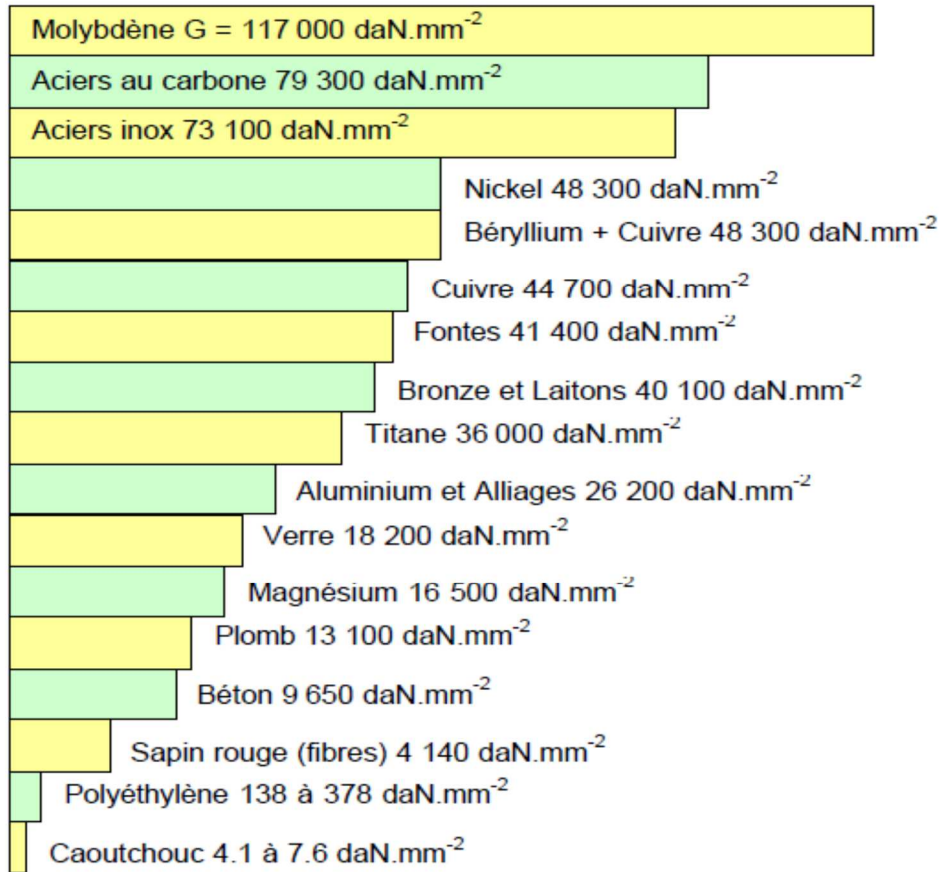


Figure 2- 6 : Module d'élasticité transversal en fonction des matériaux

d. Moment de torsion

Le moment de torsion M_T est égal au moment résultant en G (figure 2-6) de toutes les forces élémentaires Δf de la section (S).

$$M_T = \sum_{(S)} M_G(\overline{\Delta f}) = \sum_{(S)} \Delta f \cdot \rho = \sum_{(S)} \tau \rho \Delta S = \sum_{(S)} G \theta \rho^2 \Delta S$$

$$M_T = G \theta \sum_{(S)} \rho^2 \Delta S = G \theta \int_{(S)} \rho^2 \Delta S \tag{2- 4}$$

$$M_T = G \theta I_0$$

Le terme $\int_{(S)} \rho^2 \Delta S = I_0$ est le moment polaire de la section (S) par rapport au point G.

A partir des relations $\tau = G \theta r$ et $M_T = G \theta I_0$ on peut écrire :

$$G \theta = \frac{\tau}{r} = \frac{M_T}{I_0} \tag{2- 5}$$

On obtient ainsi :

$$\tau = \frac{M_T}{I_0} r \quad (2-6)$$

e. Concentration de contraintes

Lorsque les arbres étudiés présentent de brusques variations de section (gorge, épaulement, trou de perçage...), les relations précédentes ne sont plus applicables. Au voisinage du changement de section, la répartition des contraintes est modifiée, τ_{max} est supérieure à τ_0 calculée : on dit alors qu'il y a concentration de contraintes.

Avec K_{ts} est le coefficient de concentration de contraintes (c'est un facteur adimensionnelle supérieur à 1):

$$\tau_{max} = K_{ts} \cdot \tau_0 \quad (2-7)$$

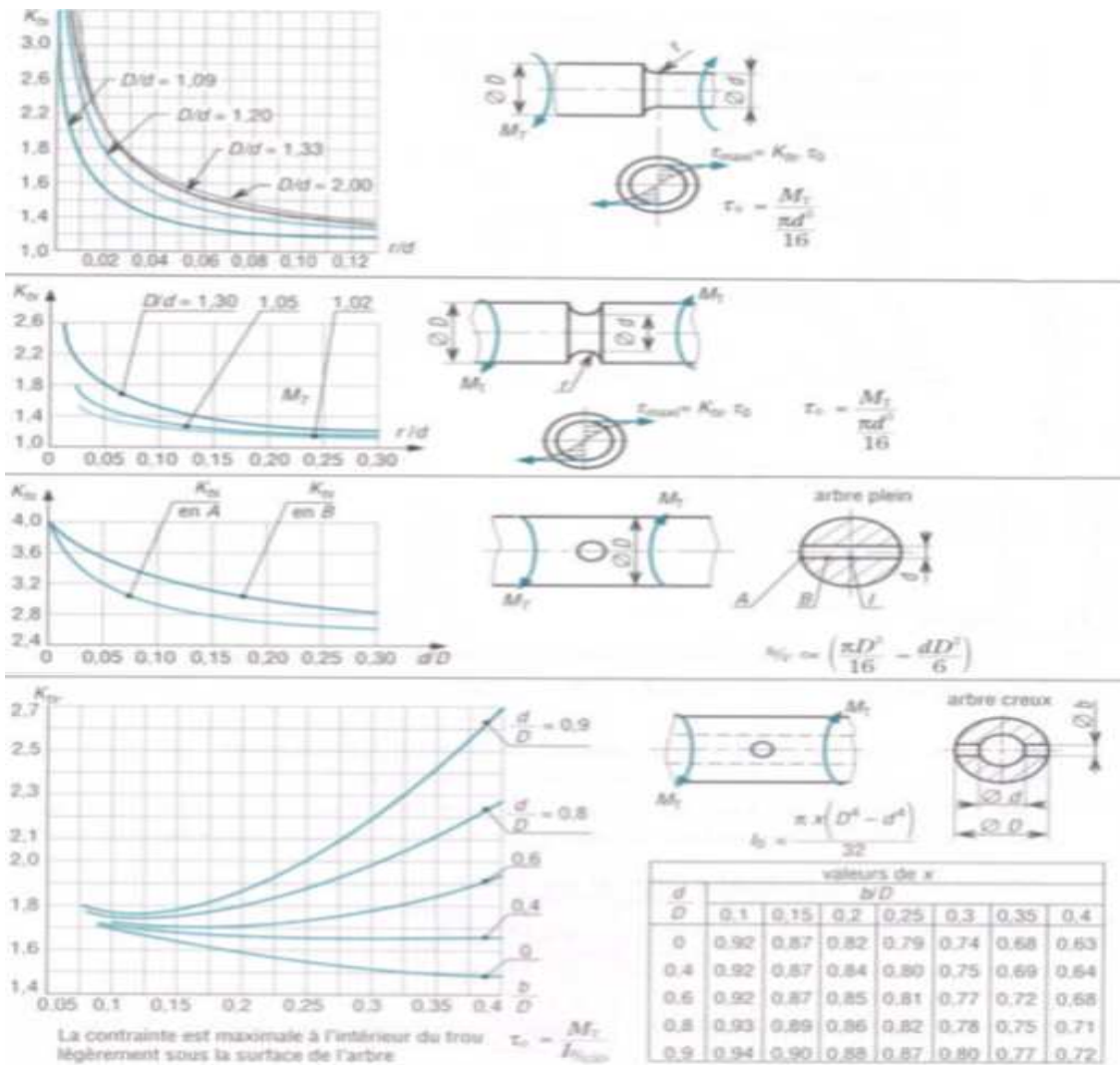


Figure 2- 7 : Coefficient de concentration de contraintes K_{ts} en torsion sur des arbres de section variable

II. Mode d'assemblage

On distingue alors différents types d'assemblage, un assemblage peut être permanent ou démontable, direct ou indirect.

Ce que nous intéresse dans notre étude, l'assemblage indirect.

1. Assemblage indirect

Une ou plusieurs pièces intermédiaires sont utilisées.

- Collage
- Agrafage
- Anneau élastique
- Bague de tolérance
- Clavette
- Clou
- Embrèvement (avec tenon, mortaise et cheville)
- Goupille
- Rivet
- Éclisse
- Visserie : vis, écrou, boulon, goujon, filetage, taraudage :

Les assemblages vissés sont constitués par des boulons (des vis traversants avec écrous), des vis pour taraudage borgne ou non ou par des goujons.

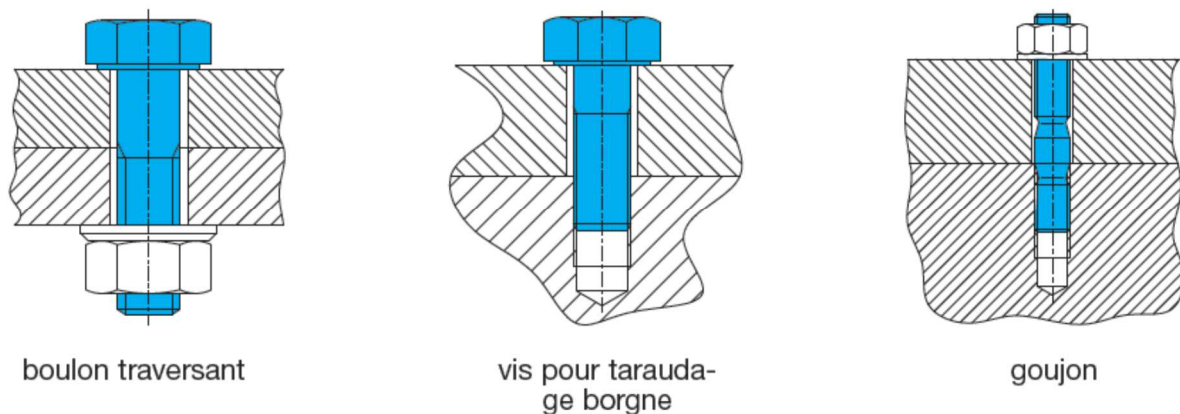


Figure 2- 8: Assemblages vissés

Les vis pour taraudage assemblent deux éléments en traversant le premier et en pénétrant le deuxième par un taraudage.

Sur les goujons, la tête de la vis est simplement remplacée par un écrou.

2. Mode d'accouplement arbre-moyeu

En mécanique, un accouplement est un dispositif de liaison entre un élément (moteur, pompe) et un arbre en rotation, permettant la transmission du couple.

Il permet éventuellement un certain désalignement (accouplement élastique, joint de cardan...), autorise des décalages angulaires (accouplement hydraulique...) et peut être temporairement inactif (embrayage, crabotage).

Un accouplement mécanique peut être un accouplement élastique, un accouplement à membranes, un accouplement à denture métallique ou encore un accouplement à soufflet.

Les accouplements mécaniques sont utilisés dans l'industrie pour des applications variées, voici les utilisations les plus communes :

- pour entraîner en rotation un élément récepteur à partir d'un élément moteur ;
- pour réaliser un raccordement rapide entre deux éléments d'un système (par exemple entre un moteur et une pompe) et pouvoir effectuer facilement des travaux d'entretien sur ces éléments ;
- pour pallier un désalignement axial, radial ou angulaire ;
- pour ajouter plus de flexibilité dans le système ;
- pour amortir les vibrations ;
- pour ajouter une protection contre les pics de couple.

a. Clavette

En mécanique, une clavette (étymologiquement une petite clé) est une pièce qui a pour fonction de lier en rotation deux pièces (liaison de moyeux). En complément, elle peut être dimensionnée pour se rompre par cisaillement lorsque le couple transmis est trop important.

Type de clavettes

Il existe cinq grandes familles de clavettes :

- clavettes parallèles
- clavettes parallèles fixées par vis
- clavettes disques
- clavettes tangentielles
- clavettes inclinées (à encastrer, à chasser ou à talon)
- clavette à talon

Clavettes parallèles

Elles sont utilisées lorsque le diamètre d de l'arbre est proche de la longueur l de la clavette ($l < 1,5d$). Il existe trois formes de clavettes parallèles :

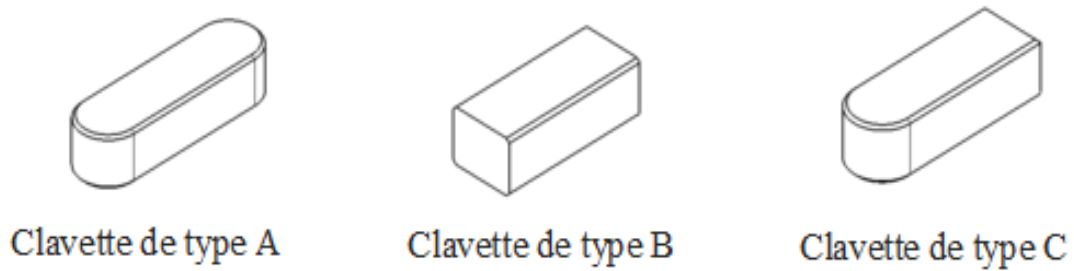


Figure 2- 9: types de clavette

b. Écrou

Un écrou est un composant élémentaire d'un système vis/écrou destiné à l'assemblage de pièces ou à la transformation de mouvement.

Comme pièce d'assemblage mécanique élémentaire, il s'agit d'un organe indépendant comportant un trou taraudé en son centre (c'est-à-dire un trou dans lequel est gravé un filet) qui, vissé sur une vis (ou sur toute tige filetée dont le diamètre et le pas de vis correspondent), constitue un des deux éléments d'une liaison par obstacle.

Types d'écrou d'assemblage

Les principaux modèles d'écrous normalisés : (1) écrou hexagonal normal, (2) écrou hauteur réduite dit contre-écrou, (3) écrou borgne, (4) écrou double, (5) écrou à frein Nylstop, (6) écrou carré, (7) écrou à embase, (8) écrou à oreilles, (9) écrou fendu, (10) écrou à créneaux.

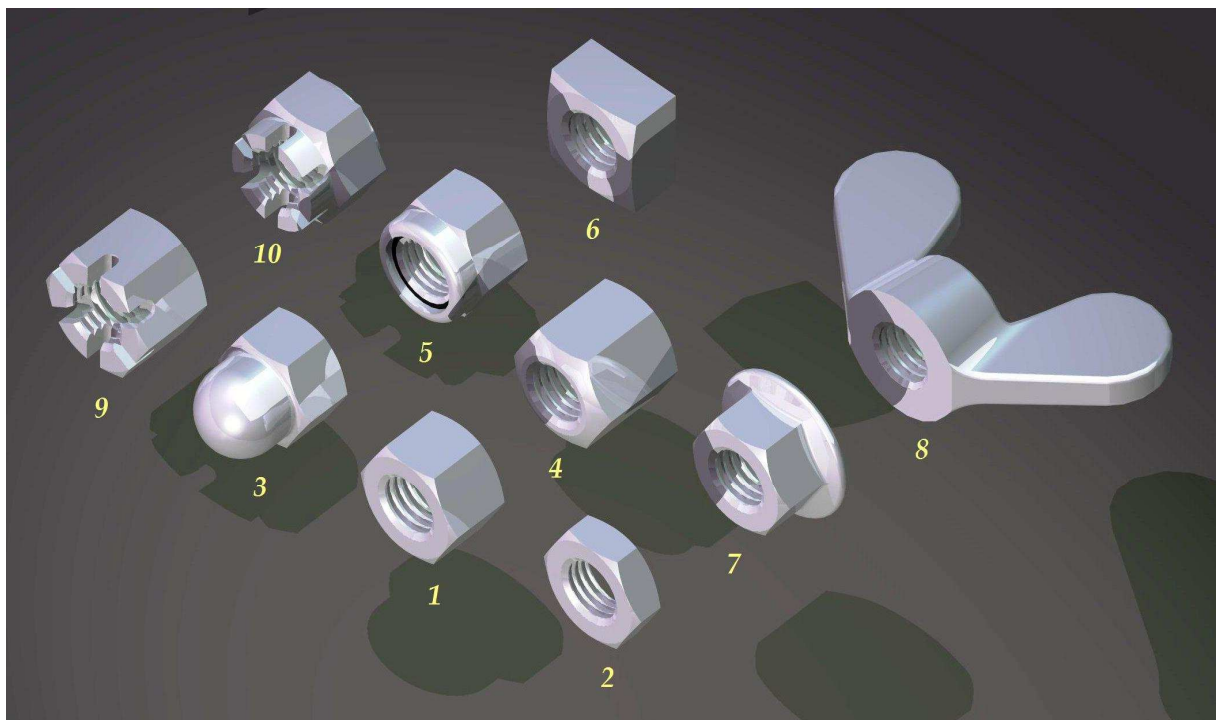


Figure 2- 10 : Types d'écrou

Écrou hexagonal

Les écrous H (hexagonaux ou à six faces) sont de loin les plus courants. Il existe de nombreuses dimensions d'écrous, caractérisées par :

- le diamètre du trou central ;
- le pas de vis ;
- la distance entre deux faces opposées.

- **Tableau 2- 1: Tableau des diamètres de l'écrou H normalisés**

Ø d nominal (H)	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14	M16
taille de la clé	5.5	7	8	10	11/12	13/14	15/17	17/19	19/22	21/24

III. Palier

Les paliers sont des organes utilisés en construction mécanique pour supporter et guider, en rotation, des arbres de transmission.

Suivant l'usage désiré, ces paliers peuvent être :

- de rouleaux contenus dans des cages. On a là un phénomène de frottement de roulement qui permet une plus grande charge sur les paliers et une plus grande vitesse de rotation.

➤ **Choix du type de palier**

Plusieurs facteurs permettent de déterminer l'adéquation des divers types et exécutions de paliers à une application particulière :

- type de mouvement : oscillation, rotation, mouvement linéaire
- intensité de la charge
- nature de la charge : radiale, axiale, choc, alternée
- vitesse de glissement
- espace disponible
- température de fonctionnement prévue
- exigences en matière de lubrification et de maintenance ou conditions sèches
- conditions environnementales : poussière, humidité, eau pulvérisée
- résistance chimique à certains agents

On recourt en général aux paliers lisses composites pour des mouvements d'oscillation ou de rotation avec des charges légères et des vitesses de glissement relativement élevées. Leurs bonnes propriétés de glissement et leurs petites dimensions les rendent particulièrement adaptés à des montages appelés à fonctionner sans maintenance ou pour lesquels existe un risque d'insuffisance de lubrifiant ; ils conviennent également aux emplacements où la présence de lubrifiant n'est pas souhaitable voire même inacceptable et où l'espace disponible est limité. Les appareils domestiques ou de bureau, l'équipement destiné aux industries alimentaires et des boissons, l'équipement médical, les véhicules routiers ou ferroviaires, les systèmes de transport ainsi qu'un grand nombre d'autres applications dans la plupart des secteurs industriels font bien souvent appel aux paliers lisses composites.

IV. Roulement

1. Choix du type de roulement

Chaque type de roulement affiche les propriétés caractéristiques, basées sur sa conception, selon lesquelles il est plus ou moins adapté à une application donnée. Par exemple, les roulements rigides à billes peuvent supporter des charges radiales modérées ainsi que des charges axiales. Ils ont un faible frottement et peuvent être produits avec une grande précision et dans des variantes silencieuses. Ils sont donc idéaux pour les moteurs électriques de petite et moyenne taille.

Les roulements à rouleaux toroïdaux et à rotule sur rouleaux peuvent supporter de très lourdes charges et présentent une capacité d'auto-alignement. Grâce à ces caractéristiques, ils sont souvent utilisés, par exemple, dans des applications techniques lourdes comportant de lourdes charges, des flexions de l'arbre et des défauts d'alignement.

Cependant, dans de nombreux cas, plusieurs facteurs doivent être pris en compte et comparés les uns aux autres lors de la sélection d'un type de roulement et il est donc impossible de donner des règles générales.

Les indications suivantes ont pour but de mettre en évidence les critères principaux qui interviennent dans ce choix et de faciliter les décisions

- espace disponible
- charges
- défaut d'alignement
- précision
- vitesse
- fonctionnement silencieux
- rigidité
- déplacement axial
- montage et démontage
- joints intégrés.

2. Choix des dimensions du roulement

Le choix des dimensions du roulement à utiliser est effectué sur la base :

- de la durée de service nominale requise ;
- des charges prévues lors du fonctionnement.

Notez que les calculs doivent être effectués séparément pour chaque position de roulement et que le processus de sélection s'opère sur la base de la plus petite durée de service.

3. Choix de la disposition des roulements

Deux roulements au moins sont nécessaires pour guider et supporter un arbre tournant. Ces roulements se trouvent à une certaine distance l'un de l'autre. Selon l'application, on choisit un palier fixe/palier libre, un montage réglé ou un montage flottant.

Tableau 2- 2 : Exemples de roulements pour paliers fixes et paliers libres

<p>Roulements à paliers fixes/paliers libres</p>	
<p>Roulement à billes ① Palier fixe Roulement à rouleaux cylindriques NU ② Palier libre Roulement à billes à contact oblique ZKLN ③ Palier fixe Roulement à aiguilles NKIS ④ Palier libre</p>	
<p>Roulement à billes ① Palier fixe ② Palier libre Roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux ③ Palier fixe ④ Palier libre</p>	
<p>Roulement à deux rangées de billes à contact oblique ① Palier fixe Roulement à rouleaux cylindriques NU ② Palier libre Roulement à billes à quatre points de contact et roulement à rouleaux cylindriques ③ Palier fixe Roulement à rouleaux cylindriques NU ④ Palier libre</p>	

<p>Deux roulements à rouleaux coniques ① Palier fixe Roulement à rouleaux cylindriques NU ② Palier libre Roulement à rouleaux cylindriques NUP ③ Palier fixe Roulement à rouleaux cylindriques NU ④ Palier libre</p>	
<p>Paire de roulements à billes à contact oblique de l'exécution universelle ① Disposition O ② Disposition X</p>	
<p>Roulements de broche de l'exécution universelle ① Disposition O ② Disposition X ③ Disposition tandem O</p>	
<p>Paire de roulements à rouleaux coniques ① Disposition O ② Disposition X</p>	

V. Moteur

Un moteur est un dispositif permettant d'effectuer un mouvement physique (rotation, translation, etc.) à partir d'une énergie (chimique, électrique, thermique, etc.).

1. Différents types de moteurs

On distingue :

- Les moteurs à courant alternatif qui comprennent les moteurs asynchrones triphasé à cage et à rotor bobiné à bague, les moteurs monophasés et les moteurs synchrones.
- Les moteurs à courant continu (moteur à excitation séparé, shunt, série, compound)

a. Moteurs asynchrones triphasé

Ce moteur comporte :

- Un enroulement primaire ou « statorique » fixe parcouru par le courant alternatif triphasé du réseau, il peut être couplé en étoile ou en triangle.
- Un enroulement secondaire ou « rotorique » mobile parcouru par le courant induit, de même forme mais de fréquence variable.

b. Moteurs synchrones triphasé

Ce moteur comporte :

- Un stator avec un enroulement fixe parcouru par le courant alternatif triphasé du réseau.
- Un rotor avec un bobinage inducteur alimenté en courant continu, le rotor pouvant être à pôles saillants.

Critères de choix du type de moteur

Le type d'application oriente le choix de la technologie. Si le moteur doit fonctionner en continu, avec peu de changements de vitesse, un moteur asynchrone est suffisant. Pour des applications dynamiques, un moteur synchrone est plus indiqué. Dans certains cas, les deux technologies peuvent convenir : le choix se fait alors selon un compromis entre coût et précision.

a. Puissance du réseau et problèmes de démarrage :

Si l'on démarre un moteur asynchrone branché directement sur le réseau. L'appel de courant de démarrage I_D peut atteindre 5 à 7 fois son courant nominal I_n .

Cet appel de courant provoque une chute de tension de l'alimentation qui peut être préjudiciable au matériel déjà raccordé sur le réseau.

On peut admettre une chute de tension de 5%.

b. Tension d'alimentation du moteur :

Les tensions usuelles sont en général :

- Pour la basse tension : 230-410-600 V ;
- Pour la haute tension : 3200-5500-6600 V.

Le choix de la tension est fonction de :

- La puissance ;
- L'investissement à partir du réseau distribution ;
- La puissance de court-circuit du réseau.

2. Comportement au démarrage

Le couple de la pompe, transmis par l'accouplement d'arbre, dépend directement de la puissance, P , et de la vitesse de rotation, n . L'évolution du couple est pratiquement parabolique en fonction de la vitesse de rotation, au démarrage de la pompe centrifuge.

Le couple fourni par le moteur asynchrone doit par contre être supérieur afin que la roue puisse être accéléré jusqu'à la vitesse nominale. Ce couple moteur a, avec la tension, un effet direct sur l'intensité absorbée du moteur et cette dernière sur l'échauffement du bobinage du moteur. Il faut donc éviter, dans la mesure du possible, des échauffements inadmissibles du moteur en limitant le temps du démarrage et/ou l'intensité.

Dans le cas d'un démarrage direct (la tension secteur totale est immédiatement appliquée sur le moteur encore à l'arrêt), l'intégralité du couple de démarrage est immédiatement disponible, dès le début, et le groupe atteint très rapidement sa vitesse de fonctionnement. Ce démarrage est le plus favorable pour le moteur, mais l'intensité au démarrage, 4 à 8 fois supérieure à l'intensité nominale, sollicite fortement le réseau, en particulier dans le cas de gros moteurs, et peut entraîner des chutes de tension qui peuvent perturber le bon fonctionnement des appareils voisins. Il faut donc tenir compte, dans le cas d'un réseau à basse tension public (380 V), des directives des entreprises de distribution électrique sur le démarrage direct de moteurs d'une puissance supérieures à 5,5 kW.

Tableau 2- 3: Comportement du moteur au démarrage

Mode de démarrage	Type	Intensité absorbée (solicitation du réseau)	Temps de montée en régime	Echauffement du moteur au démarrage	Solicitation mécanique	Solicitation hydraulique	Coût relatif	Types de moteur recommandés
Démarrage direct	Contacteur (mécanique)	4-8 · IN	0,5-5 s	Elevé	Très élevé	Très élevé	1	tous
Démarrage étoile / triangle	Combinaison de contacteurs (mécanique)	1/3 des valeurs du démarrage direct	3-10 s	Elevé	Très élevé	Très élevé	1,5-3	tous ; pour les moteurs à rotor noyé et les moteurs immergés, la vitesse de rotation chute fortement à la commutation.
Démarrage sous tension réduite	Transformateur de démarrage avec en général une prise de 70%	0,49 fois la valeur du démarrage direct	3-10 s	Elevé	élevé	élevé	5-15	tous
Démarrage progressif	Démarrage progressif (électronique de puissance)	réglable ; normalement : 3 · IN	10-20 s	Elevé	faible	Faible	5-15	tous
Démarrage par variation de fréquence	Variateur de fréquence (électronique de puissance)	1 · IN	0-60 s	faible	faible	faible	env. 30	tous

VI. Roue

La fonction de la roue est de communiquer de l'énergie au liquide qui le traverse grâce aux aubages dont il est muni. Ce transfert d'énergie s'effectue selon les lois que nous avons déjà établies au chapitre précédent et que nous détaillons dans les chapitres suivant.

➤ Types de roue pour les pompes centrifuges

Les roues axiales sont plutôt utilisées pour des débits élevés et de faibles HMT. Les roues radiales génèrent des HMT plus élevées pour des débits moindres. Plusieurs roues peuvent être associées en série sur un même arbre de manière à augmenter la HMT globale de la pompe que l'on appelle pompe multicellulaire. On trouve parfois une roue double en parallèle, l'objectif étant alors d'augmenter le débit.

Les roues des pompes centrifuges sont également appelées impulseur ou hélice (selon forme)

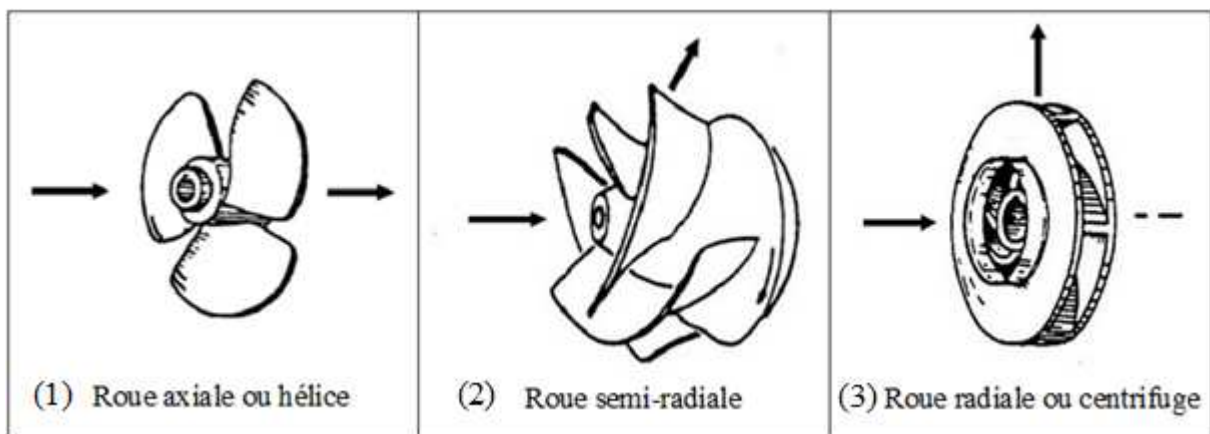


Figure 2- 11 : Type de roues selon le trajet du fluide par rapport à l'axe

Pour le troisième type il possède trois d'autres types possibles :

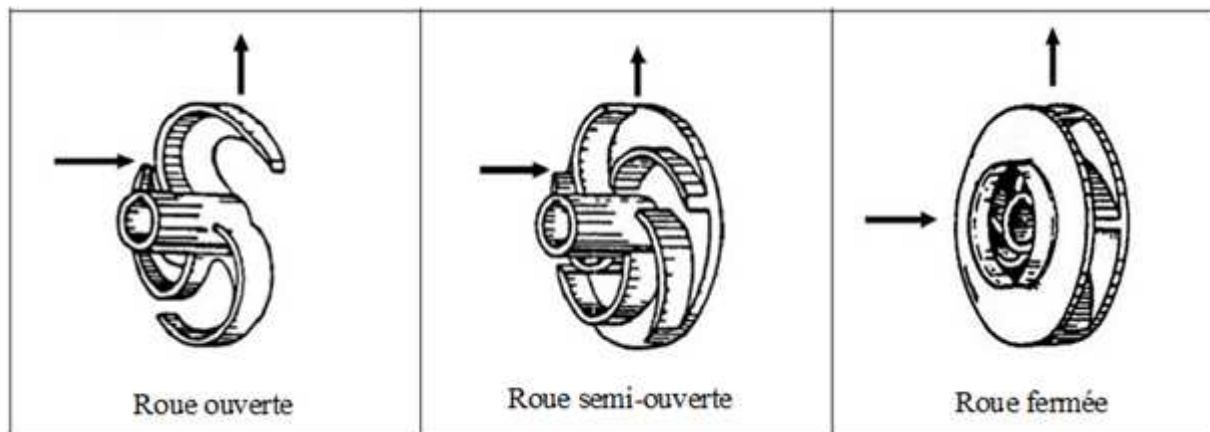


Figure 2- 12 : Type de roues radiales selon la forme des flasques

VII. Volute

1. Corps de la volute

La volute collecte le fluide à la sortie du diffuseur ou directement à la sortie de la roue si le diffuseur n'existe pas. Sa forme est optimisée afin de transformer l'énergie cinétique résiduelle de sortie de la roue en énergie de pression et d'amener progressivement la section de passage du fluide à la section circulaire de la bride de sortie.

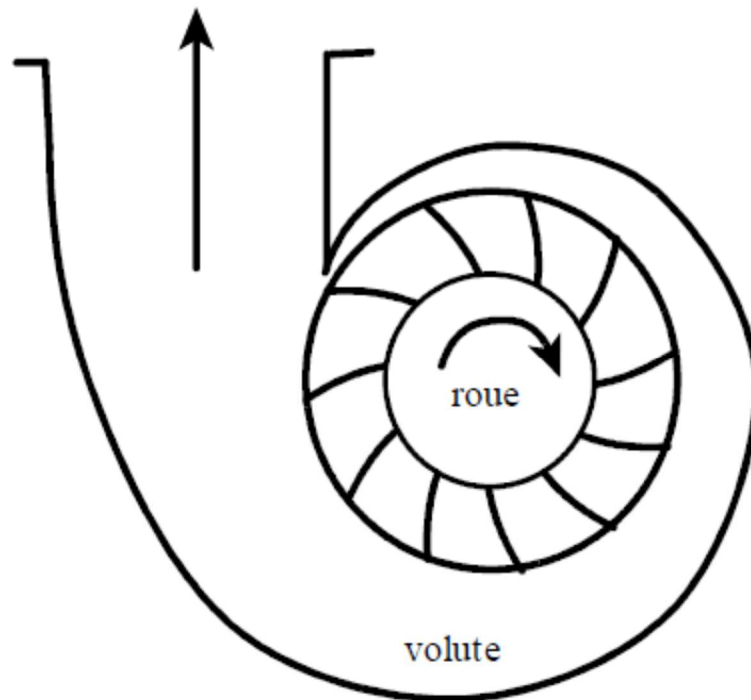


Figure 2- 13: Volute

2. Diffuseur

Situé entre la roue et la volute le diffuseur est un organe de révolution offrant au fluide des sections croissantes. Il existe des diffuseurs lisses, c'est à dire non ailettés, à parois parallèles ou divergentes et des diffuseurs ailettés. Souvent pour les pompes monocellulaires, le diffuseur est inexistant, la roue débouchant directement dans la volute.

Rôle du diffuseur sur l'écoulement : dans une machine génératrice, l'organe fixe était situé après l'organe mobile. Dans une pompe centrifuge on a alors une arrivée axiale du fluide sans perturbation soit un angle $\alpha_1 = \pi/2$ ce qui implique que $C_{u1} = 0$. On peut alors tracer le diagramme des vitesses entre l'entrée (1) et la sortie (2) de l'organe mobile comme indiqué sur la figure 2-14.

On a alors $H_{th} = \frac{c_{u2}U_2}{g}$ et $Q_i = \pi D_1 b_1 C_{m1} = \pi D_2 b_2 C_{m2}$. Le fluide sort donc de la roue avec une vitesse $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$. On retrouve cette vitesse à l'entrée (2) du diffuseur où le fluide va être transformé jusqu'à la sortie (3). De par la construction des pompes centrifuges, on a toujours $D_3 > D_2$ et $b_3 \geq b_2$. La conservation du débit dans la pompe permet d'écrire entre l'entrée (2) et la sortie (3) du diffuseur la relation :

$Q_i = \pi D_3 b_3 C_{m3} = \pi D_2 b_2 C_{m2}$. On déduit alors que la vitesse de sortie C_{m3} est inférieure à la vitesse d'entrée dans le diffuseur C_{m2} . Le diffuseur a donc un rôle de réducteur de vitesse, ce qui se traduit par une augmentation de la pression du fluide.

Il y a donc à la sortie de la roue une certaine énergie cinétique disponible pour être transformée en énergie de pression, généralement plus intéressante pour l'utilisateur. Dans une pompe centrifuge, cette transformation est effectuée dans le diffuseur et la volute. Elle est régie par l'équation de l'énergie en mouvement absolu ; en supposant les pressions mesurées par rapport au même niveau de référence, la relation de Bernoulli nous donne :

$$\frac{(p_3 - p_2)}{\rho g} = \frac{(C_2^2 - C_3^2)}{2g} - \Delta H_{2-3} \quad (2-8)$$

On qualifie cette transformation par un rendement de diffusion défini par :

$$\eta_d = \left[\frac{(p_3 - p_2)}{\rho g} + \left(\frac{C_3^2}{2g} \right) \right] / \left(\frac{C_2^2}{2g} \right) = 1 - \left[\frac{\Delta H_{2-3}}{\left(\frac{C_2^2}{2g} \right)} \right] \quad (2-9)$$

En général ce rendement est faible et ne dépasse pas 0.7.

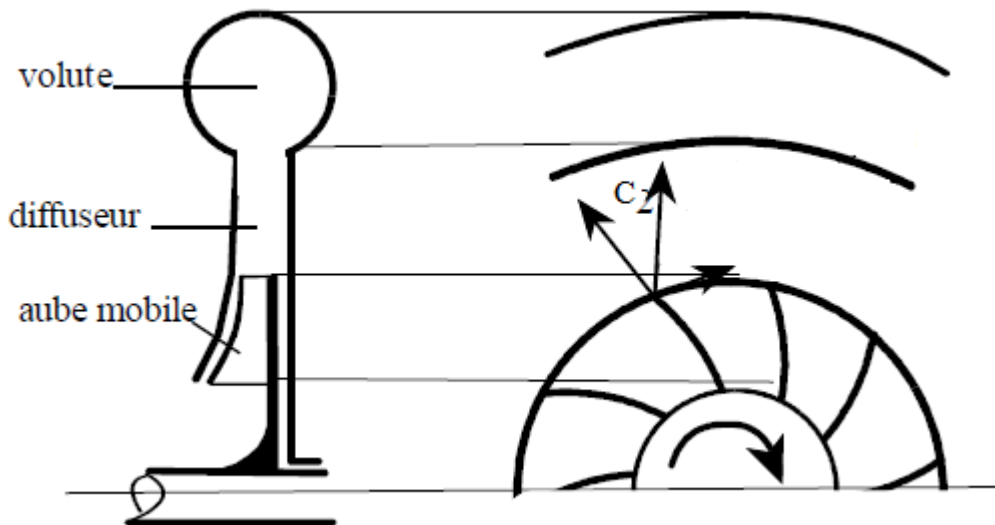


Figure 2- 14 : Diffuseur

Remarque :

Si le diffuseur ne comporte pas d'aubages, on aura $r_3 C_{u3} = r_2 C_{u2}$ ce qui montre également la réduction de vitesse dans le diffuseur.

3. Construction de la volute

a. Paramètres de construction de la volute

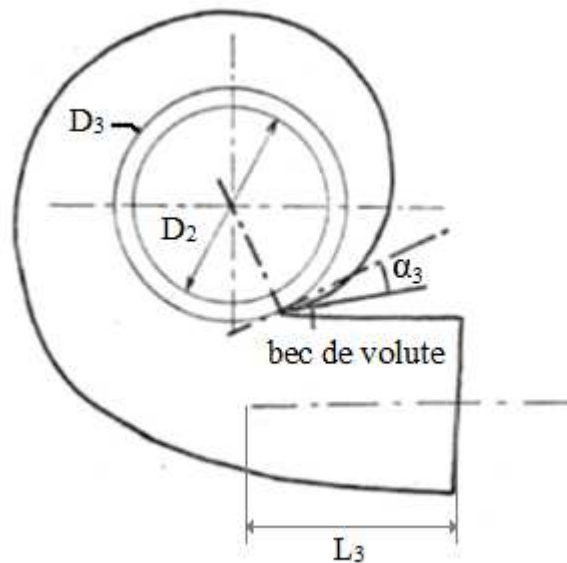


Figure 2- 15 : Paramètres de la volute

α_3 l'angle du bec de la volute ou l'angle de divergence

D_3 le diamètre de son cercle de base qui conditionne le jeu radial minimum existant entre la roue mobile et la volute, ainsi que la disposition et la forme du bec de volute.

b_3 la largeur à l'entrée de la volute

L_3 la hauteur du bec de a volute

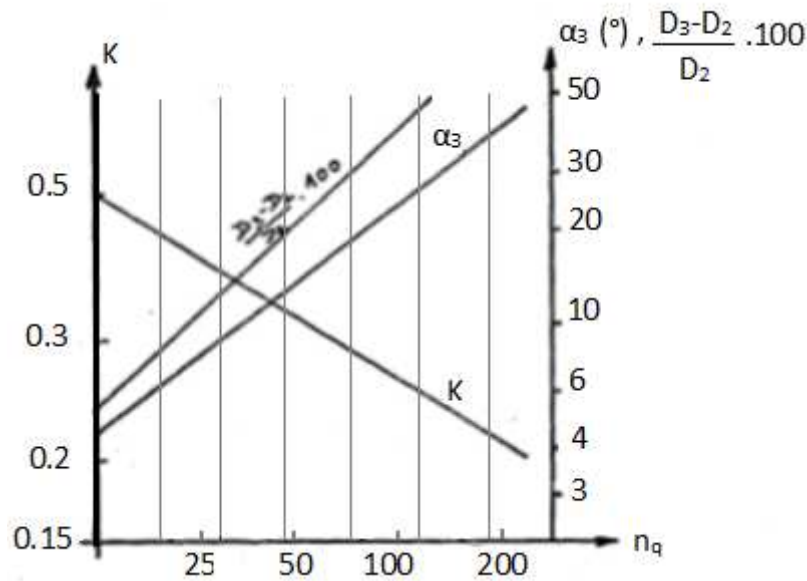


Figure 2- 16 : Constante du tracé de la volute

b. Sections de volute

La figure 2 – 17 nous montre que les différentes sections de volute sont traversées par une fraction du débit de la pompe, fraction dépendant de la position angulaire de la section par rapport au bec de volute.

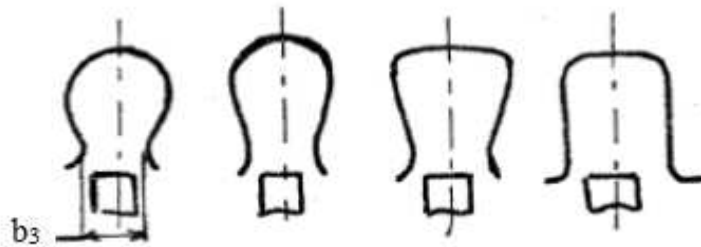


Figure 2- 17 : Sections de volute courantes

➤ **Influence de la taille de section**

En ce qui concerne l'adaptation d'un type de section avec une roue donnée, rappelons essentiellement les travaux de K. RUTSCKI

RUTSCKI compare tout d'abord trois volutes de sections différentes (figure 2-18), travaillant avec une même roue. Ceci permet de montrer que le point de rendement maximum dépend des dimensions choisies, ce qui ne semble pas surprenant à priori puisqu'en effet on peut considérer comme le fait R. C. WORSTER, que ce point est obtenu à l'intersection des caractéristiques (H, Q) de la roue seule et de la volute seule. Lorsqu'on passe de la section (a) à la section (b), on diminue les pertes dans la volute, ce qui donne une caractéristique (H, Q) de volute de pente moins importante et donc un point de rendement maximal décalé vers les débits plus importants.

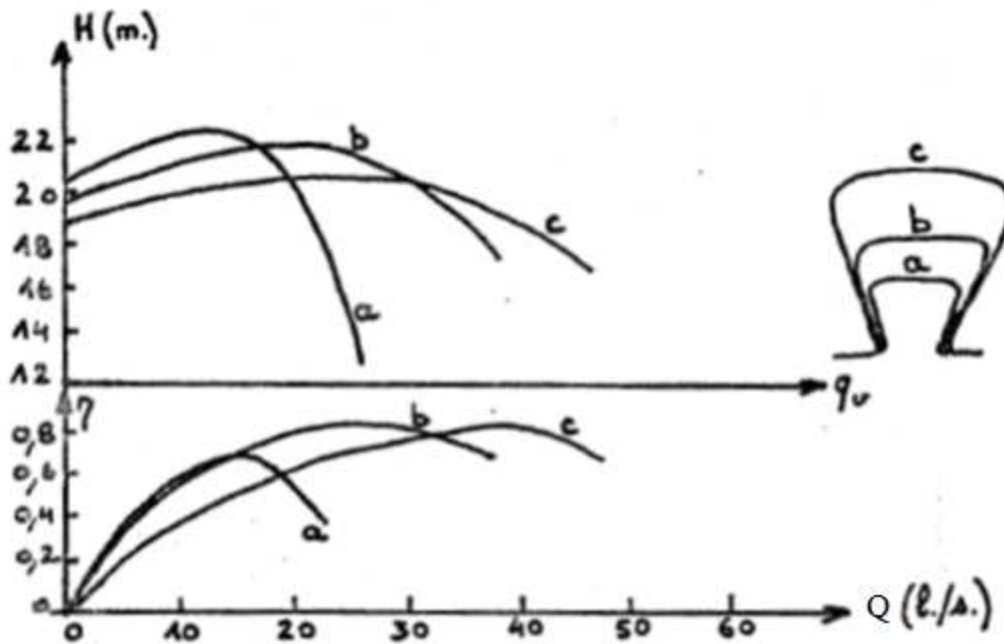


Figure 2- 18 : Comparaison de trois sections de volute avec la même roue

c. Bec de la volute

Le dernier paramètre sur lequel nous allons fixer notre attention est le bec de volute dont le rôle ne semble pas négligeable dans l'analyse du comportement de l'ensemble roue-volute.

L'influence du bec de volute peut être caractérisée globalement par les paramètres suivants :

- le jeu radial relatif au bec de volute
- la forme du bec de volute.

➤ Jeu au bec de volute

En effet, un jeu trop réduit conduit, comme nous le verrons dans notre étude expérimentale, à un fonctionnement bruyant du fait des interférences trop importantes de la roue avec la volute au voisinage du bec ; par opposition, un jeu trop important cause également une chute le rendement due à la circulation du fluide dans le passage entre le bec et la roue.

Notons cependant que ce paramètre "jeu" ne peut pas toujours être ajusté à la valeur "optimale" définie ci-dessus pour les raisons suivantes :

- il peut être éventuellement nécessaire de l'augmenter lorsque le fluide véhicule des éléments solides (risques de détérioration du bec)
- un jeu plus ou moins grand que le jeu initial peut être occasionné par un changement ou un rognage de la roue qui sont des opérations relativement simples à effectuer pour adapter une pompe donnée à des nouvelles conditions de fonctionnement.

➤ Forme du bec

Le jeu au bec peut d'ailleurs être modifié par action sur le bec lui-même, en agissant sur l'encombrement angulaire de la volute (figure 2-19(a)) ou en modifiant l'angle de volute au niveau du bec seulement (figure 2-19(b)).

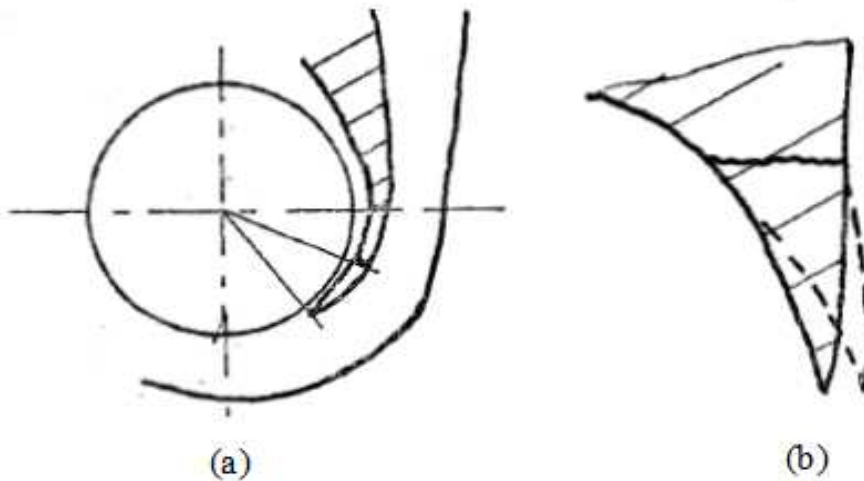


Figure 2- 19 : Modification de bec de la volute

Remarque

Il semble bien que le bec de volute soit un élément intéressant en ce qui concerne les possibilités d'adaptation d'une machine à un fonctionnement particulier.

En effet, les expériences montrent que :

- Une rotation du bec de volute dans le sens d'une augmentation du jeu bec-roue permet d'augmenter la hauteur obtenue à petit débit, et de déplacer le point de rendement maximum vers les petits débits, avec cependant une légère diminution de la valeur de ce rendement maximum.
- Une réduction de l'encombrement angulaire de la volute déplace le point de rendement maximum vers les petits débits ou vers les grands débits selon la valeur initiale de cet encombrement angulaire.

VIII. Etanchéité

Dans une pompe centrifuge, plusieurs niveaux d'étanchéité sont nécessaires (fonction de ses caractéristiques):

- étanchéités statiques (carter, brides...) assurées par des joints fixes adaptés au produit,
- étanchéités dynamiques internes (entre volute, diffuseur et entrée de roue, pour éviter une recirculation de fluide trop importante), en général assurées par des bagues ou disques en rotation, le fluide pompé assurant un film liquide suffisant pour la lubrification et le refroidissement des parties en contact
- étanchéités dynamiques externes (arbre d'entraînement de la roue en rotation), assurées par tresses ou garnitures mécaniques

L'étanchéité la plus délicate est sans aucun doute celle de l'arbre en rotation entraînant la roue de la pompe. En cas de fuite, le produit peut aller vers l'extérieur, ce qui est parfois incompatible avec les conditions d'hygiène et/ou de sécurité. Plusieurs systèmes existent permettant d'assurer une étanchéité plus ou moins totale au niveau de l'arbre en rotation. On peut citer:

- les tresses avec presse-étoupe,
- les garnitures mécaniques simples,
- les garnitures mécaniques doubles.

Le point clefs des systèmes d'étanchéité dynamique est d'assurer un refroidissement efficace des pièces en frottement, en général avec le produit pompé, parfois avec une circulation sur un échangeur externe à la pompe. La casse répétée des garnitures (perte d'étanchéité) est souvent due à un défaut de refroidissement et/ou à des vibrations anormales (cavitation par ex).

Presse-étoupe

Un presse-étoupe est une pièce d'étanchéité utilisée dans différents domaines.

Dans le domaine de l'hydraulique (automobile, pompes, etc.), un presse-étoupe est une pièce métallique cylindrique qui assure l'étanchéité entre l'axe et le corps d'une pompe ; le fluide peut être de l'eau, de l'huile, un carburant liquide, etc. L'étanchéité est réalisée par un élément souple, appelé tresse, enroulé autour de l'arbre de la pompe et comprimé légèrement par la pièce métallique. L'étanchéité n'est pas absolue, la tresse devant être lubrifiée par le fluide.


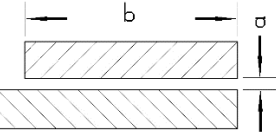


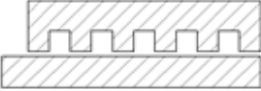




		a mm	b mm	Fuite (%) à la vitesse de :			
				1400	1700	2000	2500
1		0.30	28	1.52	1.80	2.00	2.18
2	   sur le diamètre	0.30	28	2.85	3.32	3.52	3.70
3		0.30	17.5	3.52	4.03	4.33	4.50
4		0.43	17.5	6.06	6.65	6.70	6.70
5		0.51	17.5	7.92	8.62	8.86	8.60
6		0.74	17.5	13.2	13.9	14.0	14.0
7		0.99	17.5	18.7	19.6	19.8	20.0
8			0.43	17.5	4.83	5.38	5.58
9	Gorge circulaire 1.5-1.5 mm Ecartement 3 mm	0.74	17.5	12.7	13.5	13.7	13.6
10	 3 mm	0.28	17.5	3.18	3.68	3.94	4.08
11		0.53	17.5	8.53	9.04	9.15	9.19
12		0.28	17.5	2.52	2.88	2.92	2.98
13	Gorge en spirale 1.5 – 1.5 mm	0.53	17.5	6.24	6.68	6.89	6.82
14		0.25	17.5	2.55	3.03	3.28	3.44
15		0.25	17.5	2.07	2.34	2.45	2.52

Tableau 2- 4: Perte par fuite en pour cent du débit nominal à différentes vitesses ; pompe de 76 mm, $n_s = 21.2$, $D_s = 257$ mm, diamètre de l'anneau= 105 mm (STEPANOFF)

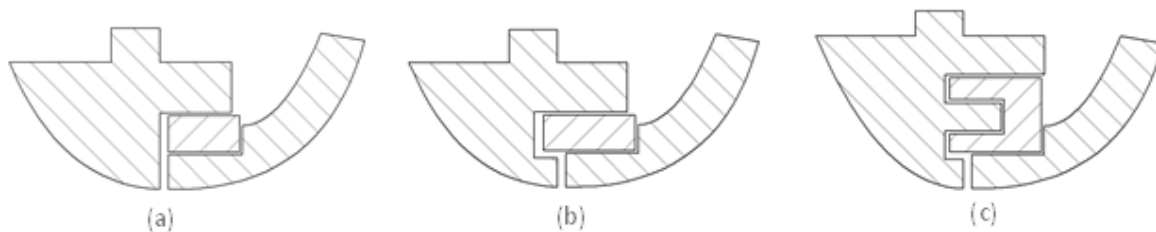


Figure 2- 20 : Type de bague d'étanchéité (STEPANOFF, 1961)

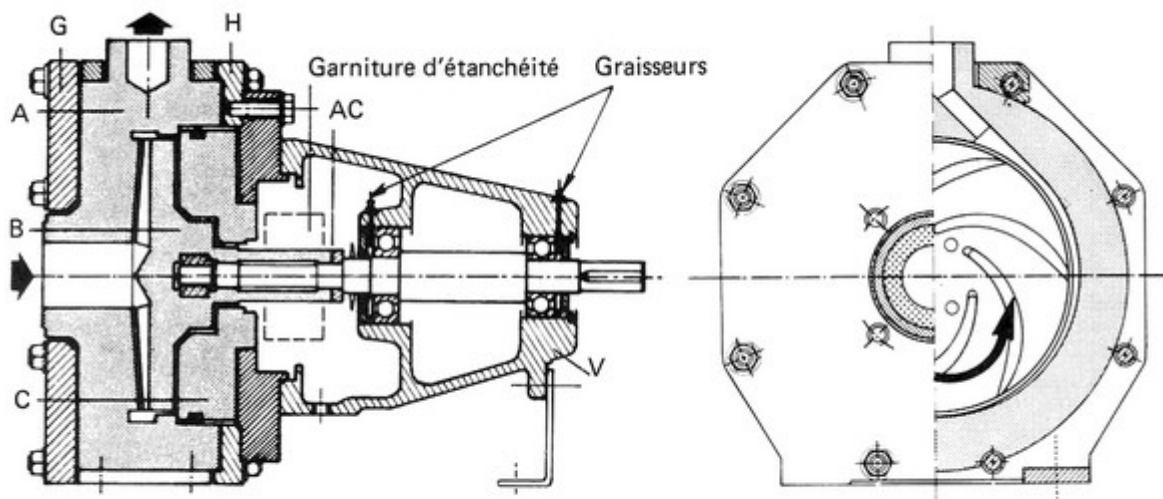


Figure 2- 21 : Garniture d'étanchéité

Conclusion

La description de chaque élément nous a servi d'une base préalable au choix de chaque paramètre pour le dimensionnement de la turbomachine.

Chapitre 3

**Etude hydraulique d'une
turbomachine génératrice d'énergie**

Introduction

Les pompes centrifuges font partie des machines hydrauliques qui transforment de l'énergie mécanique fournie par le moteur d'entraînement, en énergie de fluide (ou hydraulique).

Le fluide peut être compressible ou incompressible ; Le fluide compressible subit des variations dans sa masse volumique ρ dont il faut tenir compte surtout si elles sont importantes. Le fluide incompressible ne subit presque aucune variation dans sa masse volumique ρ .

I. Caractéristique des pompes centrifuges

1. Description des caractéristiques

Une pompe centrifuge est principalement représentée par trois caractéristiques :

- Hauteur manométrique en $f(Q) : H(Q)$
- Puissance utile en $f(Q) : P(Q)$
- Rendement en $f(Q) : \eta(Q)$

a. Caractéristique $H(Q)$

La présence d'une pompe centrifuge (une turbopompe en général) dans un système de pompage, exige la connaissance des paramètres nominaux H_n (hauteur nominale) et Q_n (débit nominale ou utile). Ces deux paramètres forment un couple (H_n, Q_n) qui définit la position du point de fonctionnement de la pompe dans le circuit hydraulique où elle se trouve. On note que H_n et Q_n doivent être connus pour une vitesse de rotation n [tr/min] de la roue constante.

En général, on distingue deux différentes hauteurs l'une stable et l'autre instable.

- Caractéristiques stables : Ce sont les courbes $H(Q)$ régulièrement descendantes (Figure 1.5.a) avec l'accroissement du débit, depuis $MAX H(Q = 0) = H$ qui correspond à la fermeture du robinet-vanne de refoulement jusqu'à l'ouverture pour un débit maximum, chaque valeur de débit Q , correspond une seule valeur de hauteur H .
- Caractéristiques instables : Ce sont des courbes montantes (ascendantes), à partir de
- $H_0 = H(Q = 0)$ jusqu'au sommet A de la courbe, correspondant à l'ordonnée H_{max} . À partir de ce point, la courbe $H(Q)$ devient descendante (Figure 3-1.b). Au dessus de la droite horizontale passant par H_0 à chaque hauteur H , correspondent deux valeurs de débits, Q_1 et Q_2 .

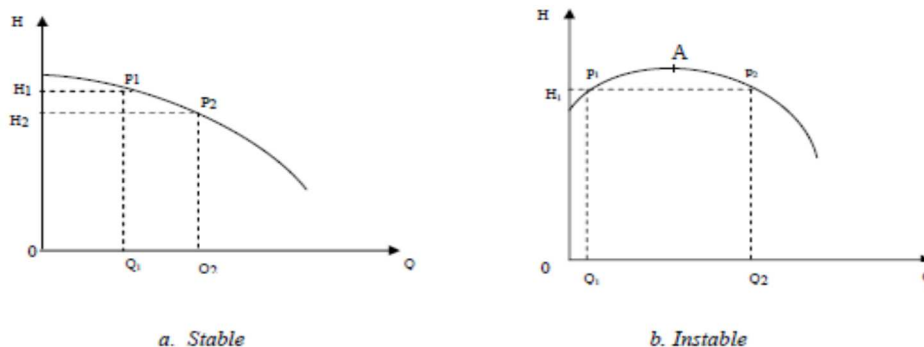


Figure 3- 1 : Caractéristique de la hauteur $H(Q)$

b. Caractéristique $P(Q)$

La puissance dont il s'agit ici est celle utile recueillie sur l'arbre de la pompe, désignée par P . Elle se calcule à partir de H . Il s'agit en occurrence de la puissance utile qui s'exprime.

Remarque : P est aussi appelée puissance nominale souvent désignée aussi par P_n . Dans les pompes centrifuges à faible et moyenne vitesse spécifique, les courbes caractéristiques $P(Q)$ de la puissance, sont régulièrement ascendantes (Figure 3-2) et atteignent un maximum.

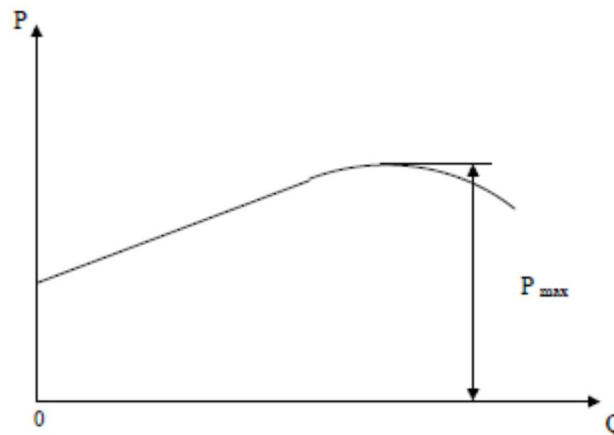


Figure 3- 2 : Caractéristiques $P(Q)$ d'une pompe centrifuge

c. Caractéristique $\eta(Q)$

La courbe (Q) du rendement est toujours montante depuis la valeur $\eta = 0$, puis descendante en passant par une valeur η_{max} . Ce quelque soit le type de pompe utilisé.

La figure 3-2, nous illustre les caractéristiques $\eta(Q)$ pour différentes pompes usuellement connues.

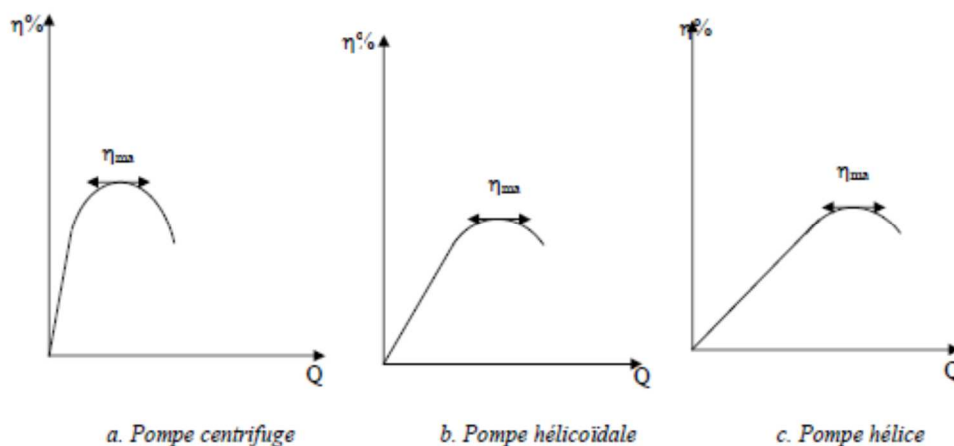


Figure 3- 3 : Caractéristiques des rendements $\eta(Q)$

Remarque : Les caractéristiques $\eta(Q)$ (Figure 3-3.b et 3-3.c) permettent à la pompe un fonctionnement plus économique dans une plus large étendue de débits que les caractéristiques $\eta(Q)$ (Figure 3-3.a) dont l'allure est rapidement ascendante.

La principale caractéristique de la pompe centrifuge consiste à convertir l'énergie d'une source de mouvement (le moteur) d'abord en vitesse (ou énergie cinétique) puis en énergie de pression. Le rôle d'une pompe consiste en effet à conférer de l'énergie au liquide pompé (énergie transformée ensuite en débit et en hauteur d'élévation) selon les caractéristiques de fabrication de la pompe elle-même et en fonction des besoins spécifiques à l'installation. Le fonctionnement est simple : ces pompes utilisent l'effet centrifuge pour déplacer le liquide et augmenter sa pression. À l'intérieur d'une chambre équipée d'entrée et de sortie (volute), tourne une roue le véritable cœur de la pompe. La roue est l'élément tournant de la pompe qui convertit l'énergie du moteur en énergie cinétique (la partie statique de la pompe, c'est-à-dire la volute, convertit au contraire l'énergie cinétique en énergie de pression). La roue est à son tour fixée à l'arbre de pompe, directement emboîté sur l'arbre de transmission du moteur ou couplé à celui-ci par un couple rigide.

Lorsque le liquide entre dans le corps de la pompe, la roue (alimenté par le moteur) projette le fluide à la périphérie du corps de la pompe grâce à la force centrifuge produite par la vitesse de la roue : le liquide emmagasine ainsi une énergie (potentielle) qui sera transformée en débit et en hauteur d'élévation (ou énergie cinétique). Ce mouvement centrifuge provoque au même moment une dépression capable d'aspirer le fluide à pomper. En connectant ensuite la pompe à la tuyauterie de refoulement, le liquide sera facilement canalisé et atteindra l'extérieur de la pompe.

2. Courbe caractéristique de la pompe

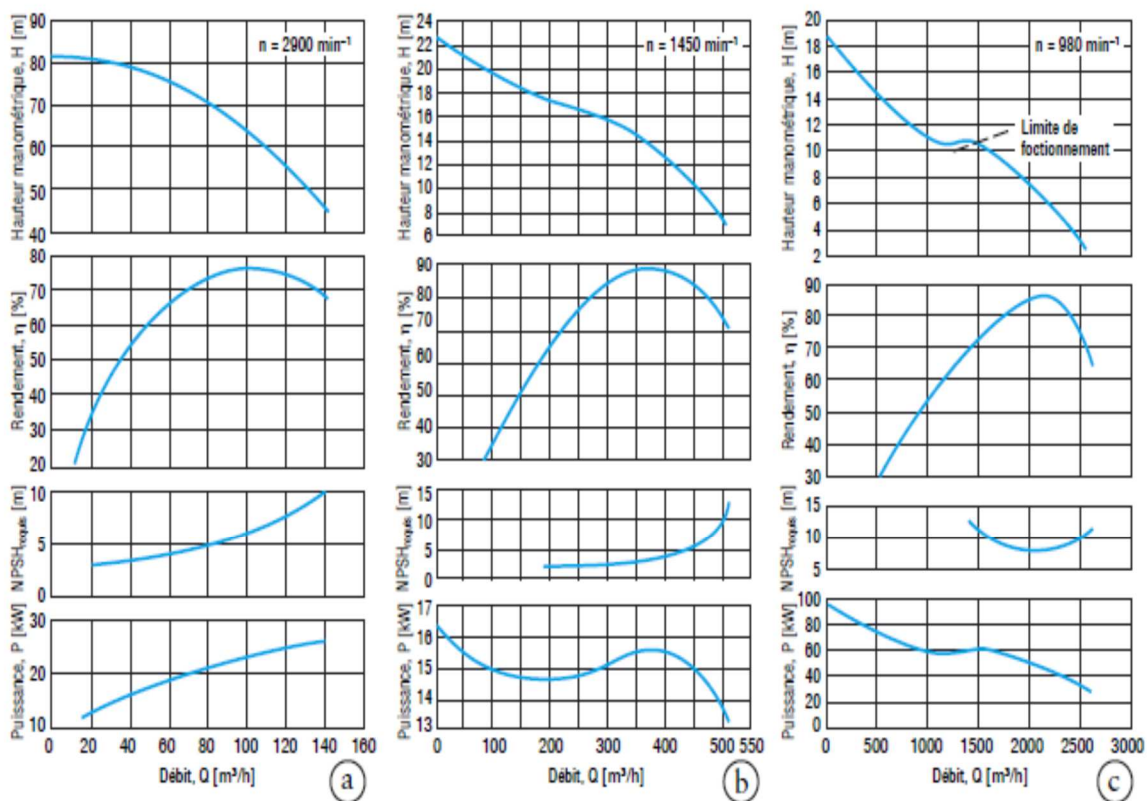


Figure 3- 4 : Trois exemples de courbes caractéristiques de pompes tournant à différentes vitesses spécifiques a : avec roue radiale, $n_q \approx 20$; b : avec roue semi-axiale $n_q \approx 80$; c : avec roue axiale $n_q \approx 200$ (KSB, 2005)

Les prestations d'une pompe centrifuge peuvent être mises graphiquement en évidence sur une courbe caractéristique qui présente normalement des données relatives à la hauteur géodésique totale, à la puissance effective du moteur (BHP), à l'efficacité, au NPSH et à la charge positive, des informations indiquées en fonction de la capacité de la pompe.

Chaque pompe centrifuge est donc caractérisée par sa courbe caractéristique particulière qui est la relation entre son débit et sa hauteur d'élévation. Cette représentation graphique, c'est-à-dire la transposition de ce rapport à l'intérieur d'un graphique cartésien, représente la meilleure façon de savoir quel sera le débit obtenu pour une hauteur d'élévation donnée (et réciproquement).

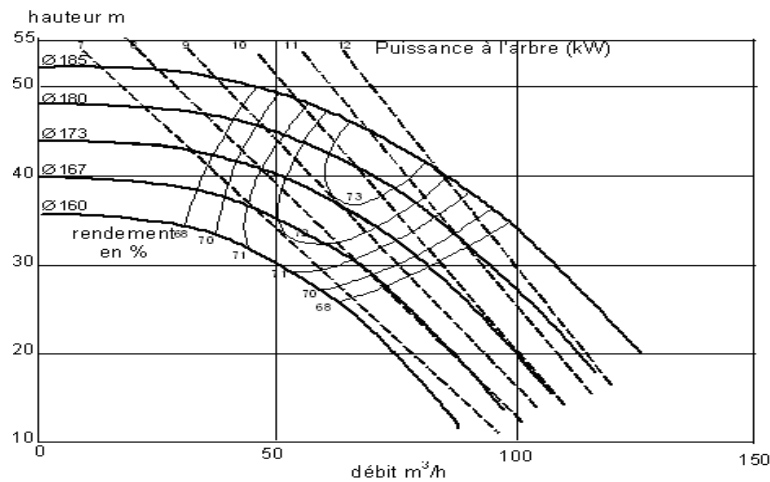


Figure 3- 5 : Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge

En l'occurrence, la courbe consiste en une ligne qui part d'un point (équivalent à débit zéro/hauteur d'élévation maximum) et qui arrive en fin de courbe avec la hauteur d'élévation qui diminue lorsque le débit augmente.

Il est évident que d'autres éléments comme la vitesse, la puissance du moteur ou le diamètre de la roue interviennent aussi dans la modification de cette représentation. Il faut également considérer qu'il est impossible de connaître les prestations d'une pompe sans connaître tous les détails du système dans lequel elle travaillera.

La courbe de prestations de chaque pompe varie, en outre, en fonction de la vitesse selon les lois suivantes :

- la quantité de liquide transporté change en fonction de la vitesse
 - la hauteur d'élévation varie en fonction du carré de la vitesse
 - la puissance consommée varie en fonction du cube de la vitesse
- i. La quantité de liquide pompé et la puissance absorbée sont à peu près proportionnelles.
 - ii. L'évacuation d'une pompe centrifuge à vitesse constante peut varier d'un débit nul (fermeture complète ou vanne fermée), jusqu'à un maximum qui dépend de la conception et des conditions de travail. Par exemple, si l'on double la quantité de fluide pompé, la vitesse redouble et les autres conditions restent inchangées, tandis que la hauteur d'élévation est multipliée par 4 et la puissance consommée par 8 par rapport aux conditions de départ.

- iii. La puissance absorbée par la pompe peut être identifiée au point où la courbe de la puissance croise la courbe de la pompe au point de travail. Ceci n'indique toutefois pas encore la taille de moteur exigée.

Il existe différentes façons de déterminer la puissance des moteurs d'alimentation de la pompe :

- on peut sélectionner le moteur adapté à la vitesse d'actionnement ou à la plage opérationnelle (méthode la meilleure et la moins coûteuse lorsque les conditions de travail de la pompe changent peu).
- on peut lire la puissance à la fin de la courbe (solution la plus commune qui permet d'obtenir une puissance adaptée dans presque toutes les conditions de fonctionnement).
- on peut lire la puissance au niveau du point de travail en ajoutant 10% (système qui n'est en général utilisé que dans les raffineries ou dans d'autres applications où il n'y a pas de variations des caractéristiques de l'installation).
- en utilisant les courbes, toutes les conditions opérationnelles peuvent être prises en compte (la meilleure méthode qui inclut les effets siphon, les grandes variations de la hauteur géodésique, les longues tuyauteries à remplir...)

Les prestations d'une pompe, et notamment des pompes centrifuges, sont normalement illustrées par une courbe semblable qui met bien en évidence le rapport entre liquide déplacé par unité de temps et augmentation de la pression.

Cependant, les courbes relatives aux différentes catégories de pompes ont des caractéristiques très différentes. Les pompes volumétriques, par exemple, ont un volume de débit virtuellement indépendant de la différence de pression (et la courbe relative est presque toujours une ligne verticale), tandis que les pompes centrifuges ont une courbe de prestations qui, comme nous l'avons vu, oppose la diminution du débit à l'augmentation de la hauteur d'élévation (et réciproquement). La courbe des pompes périphériques a, au contraire, un fonctionnement situé à mi-chemin entre ces deux types de pompe.

Une règle générale pour comprendre les forces développées par une pompe centrifuge est toujours la suivante : une pompe ne crée pas de pression mais ne fournit qu'un débit. La pression n'est que la mesure de la résistance du débit.

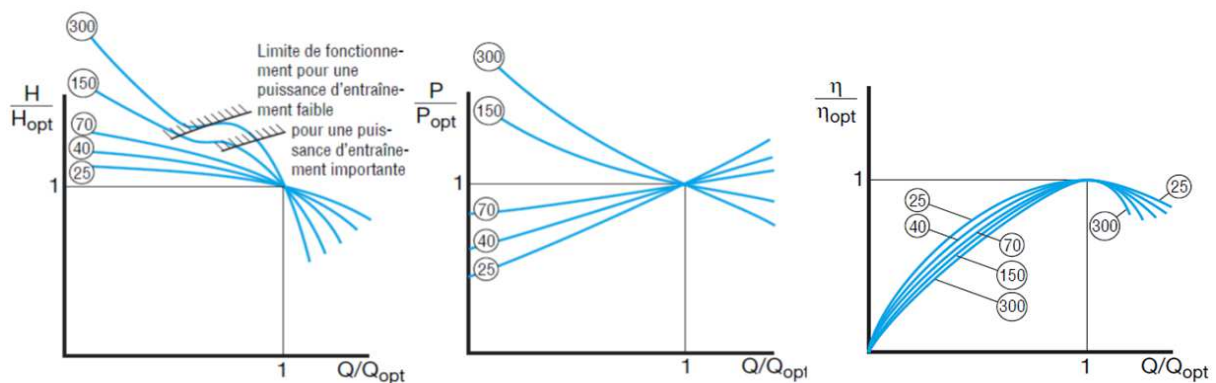


Figure 3- 6 : Influence générale de la vitesse spécifique, n_q , sur les courbes caractéristiques des pompes centrifuges

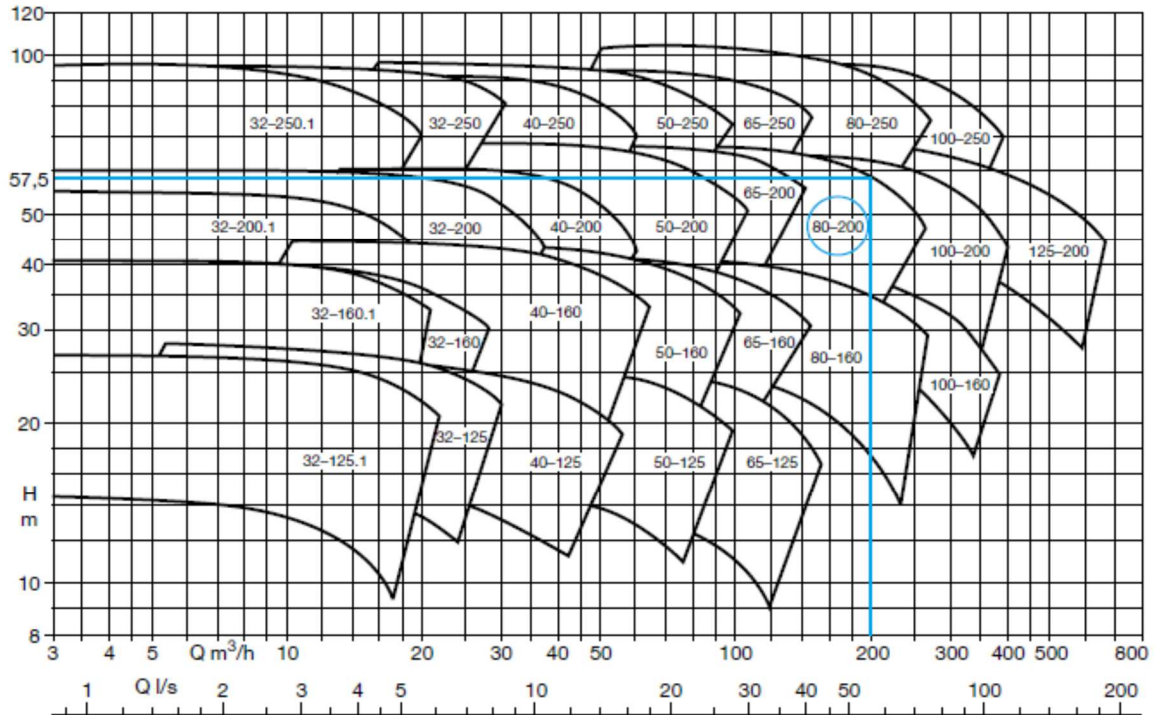


Figure 3- 7 : Réseau de courbes caractéristiques d'une gamme de pompes à volute pour $n = 2\ 900\ \text{min}^{-1}$. (1^{er} chiffre = diamètre nominal de la bride de refoulement, 2^{ème} chiffre = diamètre nominal de la roue)

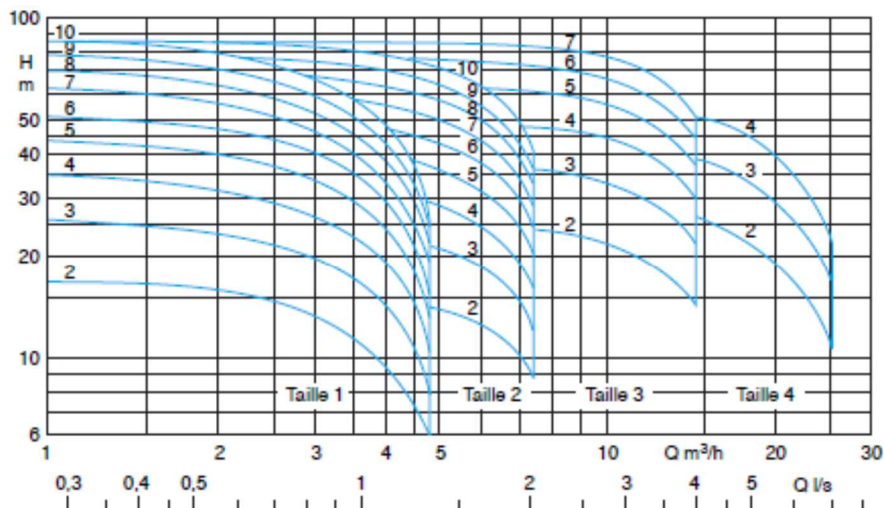


Figure 3- 8 : Réseau de courbes caractéristiques des pompes multicellulaires, pour $n = 2\ 900\ \text{min}^{-1}$

II. Triangle des vitesses

Si on considère une particule fluide traversant la roue, on peut définir : sa vitesse absolue \vec{c} par rapport à un référentiel immobile, sa vitesse relative \vec{w} par rapport à un référentiel tournant avec la roue et sa vitesse d'entraînement \vec{u} . (THUMA, 1990)

A chaque instant et en chaque point nous avons la relation vectorielle :

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \tag{3 - 1}$$

Avec

$$\vec{u} = \vec{\omega} \wedge \vec{r} \tag{3 - 2}$$

En appelant $\vec{\omega}$ le vecteur vitesse instantané de rotation d la roue, et \vec{r} la distance de la particule par rapport à l'axe de rotation.

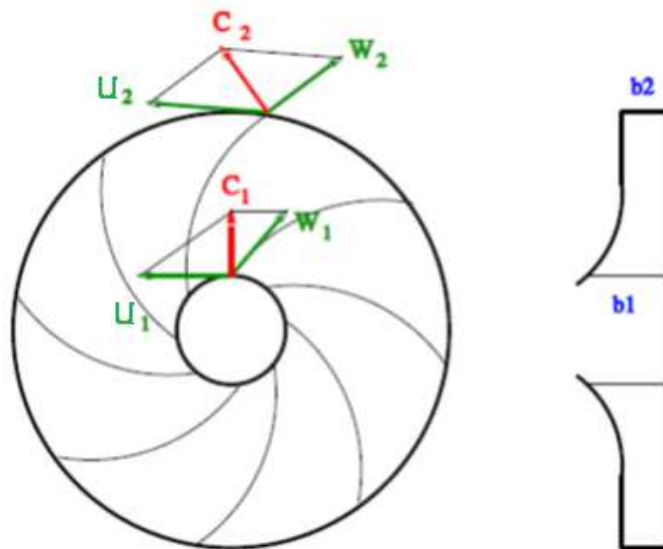


Figure 3- 9 : Diagramme des vitesses pour une roue radial

On est ainsi amené à construire le diagramme des vitesses (triangle des vitesses) d'une particule au cours de son mouvement.

Les composantes radiales, axiales et circonférentielles des vitesses absolues \vec{c} jouent un rôle important dans l'étude des turbomachines. Elles sont définies comme suit :

- \vec{c}_u : Composante tangentielle (ou circonférentielle) de la vitesse absolue.
- \vec{c}_r : Composante radiale de la vitesse absolue.
- \vec{c}_a : Composante axiale de la vitesse absolue.
- Tel que : $\vec{c}_m = \vec{c}_r + \vec{c}_a$
- \vec{c}_m : Composante méridienne de la vitesse absolue

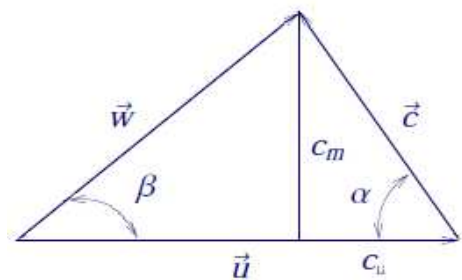


Figure 3- 10 : Triangle des

III. Influence de la valeur de l'angle β_2

1. Influence sur la hauteur de fluide

On étudie 3 roues mobiles pour lesquelles seul l'angle β_2 est changé, comme indiqué sur la figure ci-dessous

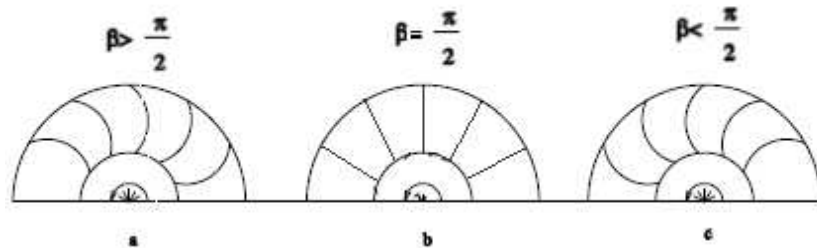


Figure 3- 11: Influence de l'angle β_2 sur l'écoulement dans la roue

On peut alors tracer les diagrammes des vitesses en sortie de roue à partir de $\vec{C}_2 = \vec{U}_2 + \vec{W}_2$

Nous avons déjà établi que dans le cas d'une roue mobile radiale, Nous avons $C_{u1} = 0$,

$$C_{u2} = U_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2}$$

La hauteur théorique de fluide en sortie vaut alors :

$$H_{th} = \frac{C_{u2} U_2}{g} = \frac{1}{g} \left(U_2^2 - U_2 \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \right) = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2}{gS \tan \beta_2} Q = A - BQ \quad (3-3)$$

Avec H_{th} désignant la hauteur théorique. Il est aisé de voir de par la relation que nous venons d'écrire ou sur les diagrammes de vitesses que H_{th} augmente avec l'inclinaison vers l'avant des pales ($\beta_2 > \frac{\pi}{2}$).

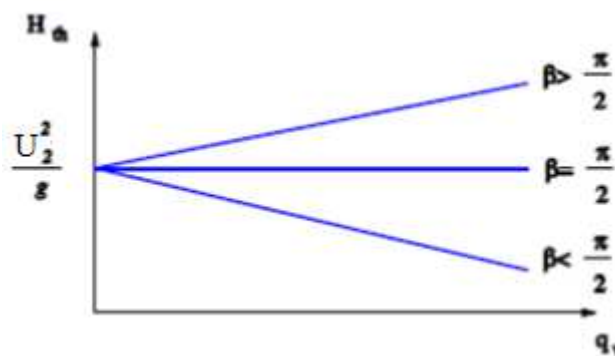


Figure 3- 12: Influence de l'angle β_2 sur les caractéristiques de la pompe

2. Influence sur l'écoulement dans la roue U

Les trajectoires relatives du fluide vont automatiquement être influencées par l'orientation des aubes. Il apparaît que pour les orientations ($\beta_2 > \frac{\pi}{2}$) la déviation du fluide est plus importante entre l'entrée et la sortie. Ceci se traduit par une augmentation des pertes dans l'aubage.

3. Influence sur la qualité de l'énergie fournie

Les diagrammes de vitesses que nous avons tracé montrent que \vec{C}_2 est plus élevée lorsque $\beta_2 > \frac{\pi}{2}$. L'influence de l'énergie cinétique est donc plus importante dans l'énergie fournie ($\frac{p_2}{\rho} + \frac{C_2^2}{2}$). Il faudra alors un diffuseur et une volute plus importants pour réduire cette vitesse et par la même accroître la pression à la sortie (rôle principal des pompes centrifuges).

L'évolution des pressions nous permet de dire que nous étudions une roue à "réaction". L'introduction d'un degré de réaction permettra alors de quantifier la qualité de l'énergie. Ce degré de réaction est le rapport entre le travail de transvasement et le travail net :

$$\mathcal{U} = \frac{W_{T_{1 \rightarrow 2}}}{W_{n_{1 \rightarrow 2}}} = \frac{\frac{p_2 - p_1}{\rho}}{W_{n_{1 \rightarrow 2}}} \quad (3 - 4)$$

On a également un degré de réaction théorique idéal $\mathcal{U}_{th\infty}$ tel que :

$$\mathcal{U}_{th\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g H_{th\infty}} \quad (3 - 5)$$

Avec :

$$H_{th\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \underbrace{(z_2 - z_1)}_{=0(\text{machine théorique})} \quad (3 - 6)$$

Soit :

$$\mathcal{U}_{th\infty} = 1 - \frac{C_2^2 - C_1^2}{2gH_{th\infty}} = 1 - \frac{C_2^2 - C_1^2}{2C_{u2\infty} U_2} \quad (3 - 7)$$

Les roues mobiles avec des aubes inclinées vers l'avant ont un degré de réaction plus faible.

Remarque : Dans la pratique, on a fréquemment $C_{m1} \approx C_{m2}$, par suite :

$$\mathcal{U}_{th\infty} = 1 - \frac{C_{u2\infty}}{2U_2} \quad (3 - 8)$$

Et le coefficient de vitesse périphérique idéal est :

$$\mu_{T\infty} = \frac{gH_{th\infty}}{U_2^2} = \frac{C_{u2\infty}}{U_2} \quad (3 - 9)$$

Soit finalement :

$$\mathcal{U}_{th\infty} = 1 - \frac{\mu_{T\infty}}{2} \quad (3 - 10)$$

Dans le cas où $\beta_2 = \frac{\pi}{2}$, on a alors :

$$C_{u2\infty} = U_2 \rightarrow \begin{cases} U_{th\infty} = 0.5 \\ \mu_{T\infty} = 1 \end{cases} \quad (3 - 11)$$

Pour toutes ces raisons, on tendra à choisir des roues mobiles avec les aubes inclinées vers l'arrière ($\beta_2 < \frac{\pi}{2}$).

IV. Influence du nombre d'aube

Jusqu'ici, nous avons supposé que le fluide sortait de la roue à l'angle β_2 des aubes. Ceci serait exact si le nombre des aubes était infini. Moins il est grand moins les filets sont guidés et plus il y a d'écart entre l'angle moyen de sortie des filets et l'angle β_2 des aubes.

Cet écart est général et se produit dans tous les aubages fixes ou mobiles.

Si les aubes sont assez serrées, les filets sortent pratiquement à l'angle α_2 des aubes. Si au contraire le pas des aubes est assez grand, il faut distinguer deux sortes de filets fluides. Ceux qui sont au contact des aubes sortent à l'angle des aubes. Ceux qui, au contraire, sont au milieu d'un canal tendent à conserver par inertie leur direction originale, c'est-à-dire à acquérir une déviation inférieure à celle Δ imposée par l'aube.

La déviation moyenne Δ' sera donc inférieure à Δ et lorsqu'à une certaine distance de la grille les directions des divers filets se seront homogénéisés, c'est la déviation Δ' que l'on pourra mesurer.

Pour les roues en rotation, il se passe un phénomène analogue. Les filets qui sont en contact direct avec les aubes sortent à l'angle β_2 de ces dernières. Mais les filets médians des canaux tendent à acquérir d'autant moins d'énergie que le canal est plus large. Le triangle des vitesses moyen correspond donc à une composante C_{2u} inférieure à celle qui résulte de la théorie exposée aux paragraphes précédents, et par conséquent correspond à un angle β_2 inférieur.

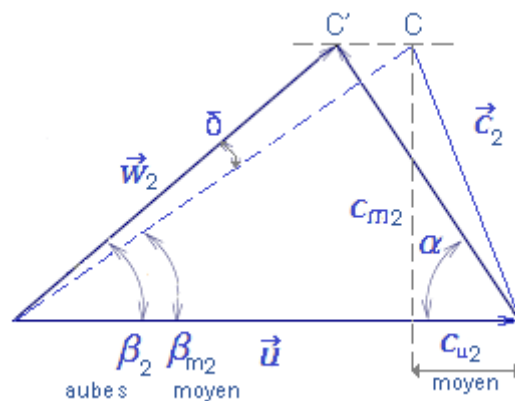


Figure 3- 13: Influence du N sur le triangle des vitesses

La différence est la déviation angulaire à la sortie des aubes mobiles. Elle dépend du nombre des aubes de l'angle β_2 et plus généralement de la forme des aubes. Elle n'est d'ailleurs pas constante et varie avec le débit.

Quand on procède au dépouillement des essais d'une machine en enlevant d'abord l'effet des pertes mécaniques et des fuites, puis en calculant les valeurs de H_{th} , on peut reconstituer le triangle des vitesses de sortie moyen d'un essai et en déduire la déviation angulaire,

$\delta = (\beta_2 - \beta_{2m})$ ou la déviation linéaire CC' et ceci pour différents débits.

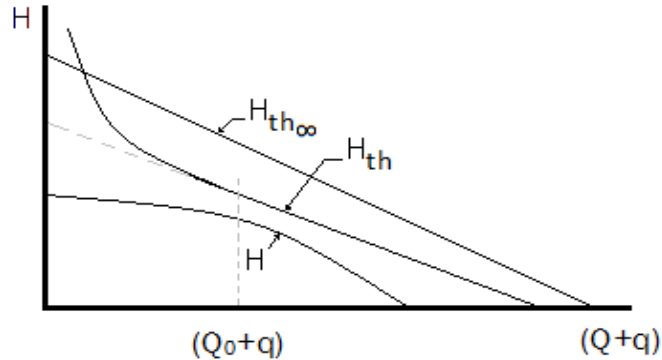


Figure 3- 14: Influence du N sur les caractéristiques de la pompe

On peut aussi tracer sur le graphique caractéristique (figure 3-14) la droite $H_{th\infty}$ que donnerait la théorie des paragraphes précédents, qui suppose un nombre infini d'aubes et le comparer à la courbe H_{th} déduite des dépouillements. On constate toujours un écart qui est variable suivant les cas, les deux droites H_{th} et $H_{th\infty}$ n'étaient en général ni parallèles, ni concourantes en un point particulier. (SEDILLE, 1967)

V. Problèmes relatifs à l'utilisation de pompes centrifuges

Les pompes centrifuges forment des dispositifs robustes. À caractéristiques égales, elles présentent souvent un meilleur rendement, et un fonctionnement plus régulier, sont plus fiables et moins bruyantes que les machines alternatives. Elles sont davantage compatibles avec l'utilisation de fluides chargés de particules solides. Enfin, leur plus grande simplicité mécanique a tendance à les rendre meilleur marché.

C'est pourquoi ce type de machine est très largement utilisé, notamment dans l'adduction d'eau, le transport d'hydrocarbures, l'industrie chimique, etc...

Cependant, comme toutes les machines, elles font l'objet de problèmes qui doivent être bien revus avant d'avoir recours à leur utilisation :

1. Cavitation

La cavitation est l'ennemi numéro un de la pompe centrifuge. C'est un phénomène bruyant, qui peut détruire une machine en quelques minutes.

Pour y remédier, il faut qu'une pression suffisante soit toujours assurée à l'aspiration de la pompe. Seul le constructeur de la machine est à même de déterminer par des tests le caractère suffisant ou non de la hauteur manométrique à l'aspiration. Cette caractéristique essentielle de la machine s'appelle son NPSH (de l'anglais Net Positive Suction Head). On l'appelle « NPSH requis » de la pompe, qui doit toujours être inférieur au « NPSH disponible » de l'installation, qui dépend de la géométrie du circuit, du fluide, du réservoir en amont, etc. Pour une pompe donnée, le NPSH requis augmente avec le débit. Les constructeurs de machines donnent les

courbes de NPSH requis en complément des courbes caractéristiques dont il a été fait mention plus haut.

Au cours des années et lors du fonctionnement des machines hydrauliques aucun problème n'a reçu plus d'attention que « la cavitation ». Pour ce problème, des études théoriques et expérimentales sur la cavitation furent effectuées sur les pompes centrifuges. Les résultats de ces études et de l'expérience acquise conduisent à des pompes qui fonctionnent à des vitesses plus élevées et qui sont plus sûres vis-à-vis de l'érosion de cavitation que par le passé.

Le terme de cavitation caractérise des conditions à l'intérieur de la pompe ou, à cause d'une chute de pression locale, des cavités remplies de vapeur d'eau sont formés ; ces cavités s'écrasent dès que les bulles de vapeur atteignent des régions à pression plus élevée dans leur trajet à travers la pompe. Pour que de telles bulles de vapeur puissent se former, il faut d'abord que la valeur de pression soit réduite à celle de la pression de vapeur correspondant à la température de l'eau environnante. La libération d'air ou la formation de cavités remplies d'air ou de gaz n'est cependant pas suffisante pour produire la cavitation car l'effet des bulles d'air sur les caractéristiques de fonctionnement et le comportement de la pompe est différent.

La cavitation se manifeste par un ou plusieurs signes décrits ci-dessous, chacun d'eux affectant la caractéristique de fonctionnement de la pompe et pouvant endommager les éléments de la pompe dans les cas extrêmes.



Figure 3- 15 : Roue soumise à cavitation

Bruit et vibrations : la cause en est due à l'écrasement soudain de bulles de vapeur dès qu'elles atteignent les zones à haute pression

- de la pression de la pompe ; plus la pompe est grosse, plus le bruit et les vibrations sont intenses
- Chute de la courbe hauteur-débit et de la courbe rendement : une telle chute apparaît à des divers selon les vitesses spécifiques. Dans le cas des pompes de faibles vitesses spécifiques (jusqu'à 30), la courbe hauteur-débit, les courbes de rendement et de puissance tombent brusquement quand le débit est augmenté jusqu'au point où la cavitation est atteinte. Pour les pompes de plus fortes vitesses spécifiques (30-100), cependant, la courbe hauteur-débit et la courbe de rendement commencent à tomber graduellement tout le long de la zone utile avant d'atteindre le point de décrochement complet. La façon dont les courbes de rendement et hauteur-débit sont affectées dépend de la vitesse spécifique et de la hauteur d'aspiration, l'affaissement des caractéristiques augmente avec la vitesse spécifiques et la hauteur d'aspiration.
- Erosion des aubes et rupture par fatigue de corrosion des métaux : si une pompe fonctionne dans des conditions de cavitation pendant un temps suffisant, l'érosion des aubes de la roue apparaît, la quantité de métal perdue dépendant de la matière de la roue et du degré de cavitation. (STEPANOFF, 1961)

Des moyens pour réduire la cavitation :

- La connaissance des caractéristiques de cavitation des pompes est la condition préalable la plus importante de l'étude de n'importe quel problème de cavitation.
- La deuxième condition en importance est la connaissance des conditions d'aspiration de la station de pompage au moment où le choix des pompes est effectué.
- Une augmentation des dimensions de la conduite d'aspiration, une réduction de sa longueur, l'élimination des coudes, l'utilisation d'une bonne tulipe (en d'autres la réduction des pertes à l'aspiration) améliorent les conditions d'aspiration d'une pompe vis-à-vis de la cavitation.
- L'augmentation du nombre d'aubes dans les pompes à grandes vitesse spécifique ou le rognage des aubes à l'entrée et l'élargissement des ouvertures des passages dans l'œillard dans les pompes à faible vitesse spécifique réduisent la charge nette absolue à l'aspiration minimum nécessaire pour remplir des conditions hauteur-débit données.
- Des matériaux spéciaux peuvent être utilisés pour réduire l'érosion de cavitation des éléments de la pompe.
- Les bruits et les vibrations provoqués par la cavitation peuvent être réduits ou éliminés par l'admission de petite quantité d'air à l'aspiration de la pompe.

2. Equilibrage de l'arbre -BEP- poussée axiale :

Les efforts exercés sur l'arbre d'une machine centrifuge doivent être suffisamment symétriques pour ne pas trop solliciter les paliers. Des forces asymétriques sont cause de vibrations, et provoquent l'usure accélérée de la machine.

Les constructeurs veillent à assurer l'équilibrage de l'arbre au point nominal de fonctionnement à l'aide de deux dispositions principales : les inducteurs et les trous d'équilibrage. L'ajout de masselottes sur les roues est également utilisé.

Cependant, ces dispositions ne sont en théorie valables que lorsque les vitesses en sortie de roue et sur la volute sont identiques, c'est-à-dire au point de rendement maximal de la machine. Ce point est souvent désigné par son sigle anglo-saxon de BEP (Best Efficiency Point). En pratique, elles restent valables sur une plage de fonctionnement plus ou moins réduite.

Lorsqu'on s'éloigne trop du BEP la symétrie axiale des efforts hydrauliques se détériore toujours plus ou moins, en même temps que le rendement se dégrade. Il importe donc de bien spécifier la plage de fonctionnement sur laquelle on souhaite faire opérer la machine, afin de permettre au constructeur de proposer les dispositions constructives adaptées.

Il faut également noter que la roue exerce un effort axial sur l'arbre, et que cet effort, minimal au point de meilleur rendement, peut devenir nettement plus grand aux points de débit minimal et maximal (jusqu'à 5 ou 6 fois) : les paliers de l'arbre doivent donc être munis d'une butée capable de supporter l'effort maximal.

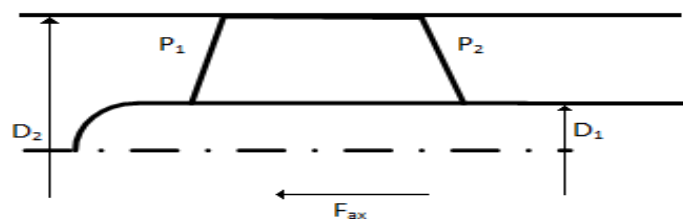


Figure 3- 16 : Poussée axiale

La formule de poussée axiale :

$$F_{ax} = (p_2 - p_1) \frac{(D_2^2 - D_1^2)\pi}{4} \quad (3 - 12)$$

Une pompe centrifuge ne doit jamais fonctionner de façon prolongée à débit nul, car elle va s'échauffer rapidement jusqu'à la destruction. C'est le cas par exemple dans un circulateur de chauffage central si toutes les vannes des radiateurs sont fermées. Une règle donnée en première approche par plusieurs constructeurs est que le débit minimal permanent ne doit pas être inférieur au dixième du débit de meilleur rendement.

3. Poussée radiale :

Cette poussée, perpendiculaire à l'axe, résulte d'une mauvaise répartition de la pression autour de la roue dans la volute. Elle entraîne un fléchissement de l'arbre et le soumet à une flexion rotative. La poussée radiale F_r d'une roue est communément calculée par la formule empirique de Stepanoff :

$$F_r = 10^4 \cdot k b D H \quad (3 - 13)$$

Avec :

F_r : Poussée radiale (N), b : Largeur de sortie de roue (m), D : Diamètre de sortie de roue (m), H : Hauteur manométrique de la pompe au débit de calcul (m), k : Coefficient empirique tiré d'abaques, ou calculé à partir de la formule suivante :

$$k = 0.36 \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) \right) \quad (3 - 14)$$

Avec : Q : Débit de calcul (m³/s), Q_{BEP} : Débit au rendement maximum (m³/s)

Conclusion

La détermination de la pompe doit tenir compte non seulement des aspects hydrauliques mais aussi des aspects mécaniques. Ceci concerne par exemple :

- l'influence de la pression maximale à la sortie de la pompe et de la température du fluide transporté sur certaines limites d'utilisation,
- le choix de l'étanchéité optimale d'arbre, avec éventuellement la nécessité d'un refroidissement,
- le contrôle des éventuelles vibrations et des émissions de bruit,
- le choix des matériaux en fonction de la corrosion et de l'usure, compte tenu des exigences de résistance et des seuils de température.

Chapitre 4

Principe de dimensionnement d'une turbomachine

Introduction

Le fluide utilisé dans les turbomachines peut avoir un comportement incompressible (qui est le cas qui nous intéresse dans cette partie) ou compressible. Dans ce dernier cas, l'étude est plus complexe et nécessite une analyse thermodynamique propre à la mécanique des fluides compressibles.

Nous allons utiliser les formules du chapitre 1 pour tracer la roue et les notions du chapitre 2 pour tracer la volute.

Le principe de dimensionnement d'une turbomachine génératrice d'énergie est basé sur le tracé de la roue et de la volute et le choix de chaque élément de la turbomachine.

I. Tracé de la roue

Le tracé de la roue d'une pompe centrifuge nécessite un passage par les étapes suivantes :

- Détermination des dimensions principales.
- Tracé de la coupe méridienne avec les lignes de courant méridiennes.
- Tracé de la forme des aubes sur les surfaces de courant formées par les lignes de courants méridiennes.

1. Détermination des dimensions principales

Il s'agit de déterminer à partir des données hydrauliques «H» et «Q» les dimensions principales, c'est-à-dire le diamètre extérieur «D₂», la largeur de la roue à la sortie «b₂» et à l'entrée «b₁», le diamètre de l'ouïe «D_e» et l'angle de l'aubage à la sortie «β₂», qui vont former une roue pouvant fournir un débit «Q» pour une hauteur d'élévation «H».

Tout d'abord il faut choisir la vitesse de rotation, ceci détermine la vitesse spécifique c'est-à-dire le type de la roue.

Le choix de la vitesse de rotation est soumis à un certain nombre de considération :

- Type de moteur envisagé (moteur électrique asynchrone, moteur à combustion interne, etc...).
- Le choix d'un nombre de tours plus élevé détermine un nombre de tours spécifique plus grand.

«n_q» est proportionnel à «n». Un nombre de tours plus élevé conduit à de plus petites dimensions.

- Le rendement hydraulique maximum possible pour chaque grandeur de pompe varie avec la vitesse spécifique, « n, H et Q » sont les trois paramètres qui vont déterminer les dimensions de la roue.

Pour estimer le rendement global, on préfère utiliser le diagramme de Hadju concernant le rendement standard. Le diagramme des rendements standards est le résultat d'une étude statistique faite sur les meilleures pompes fabriquées au monde entier. Le rendement standard est le rendement maximal possible réalisé, il est déterminé par la formule :

$$\eta_{st} = 50.5 + 3.18 \frac{n}{60} Q + 0.06 n_q + \left(110 + 16.4 n_q - 71.9 \frac{n}{60} Q \right)^{1/2} \quad (4 - 1)$$

À partir du rendement standard, on peut estimer le rendement standard à construire. Il faut bien remarquer que le rendement standard est le meilleur rendement atteint au monde entier, donc il faut prévoir une certaine diminution en fonction du niveau technologique de l'usine, de la précision du calcul, de l'expérience en fabrication, etc...

$$\eta = \eta_{st} - \Delta\eta \quad (4 - 2)$$

Le rendement hydraulique peut être calculé avec une précision suffisante pour les besoins pratique au moyen de la formule empirique de Wislicenus et Czibere :

$$\eta_h = \sqrt{\bar{\eta}} - (0.01 \div 0.02) \quad (4 - 3)$$

Pour les pompes à vitesse spécifique moyenne et faible, on peut utiliser la formule expérimentale de Lomakine et Soukhanov :

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{(\log d_{red} - 0.172)^2} \quad (4 - 4)$$

Où le diamètre réduit est donné par la formule :

$$d_{red} = (4.0 \div 4.5) \cdot 10^3 \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (4 - 5)$$

Le rendement volumétrique varie entre 0.93÷0.98 généralement.

$$\eta_v \approx \sqrt[3]{\eta_h} \quad (4 - 6)$$

Ou bien il peut être déterminé par la formule expérimentale :

$$\eta_v = 1 - \left(0.4 + \frac{0.3}{\sqrt[3]{Q}}\right) \cdot \frac{1.0586}{n_q} \quad (4 - 7)$$

Les dimensions principales qu'on cherche sont présentées sur la figure ci-dessous :

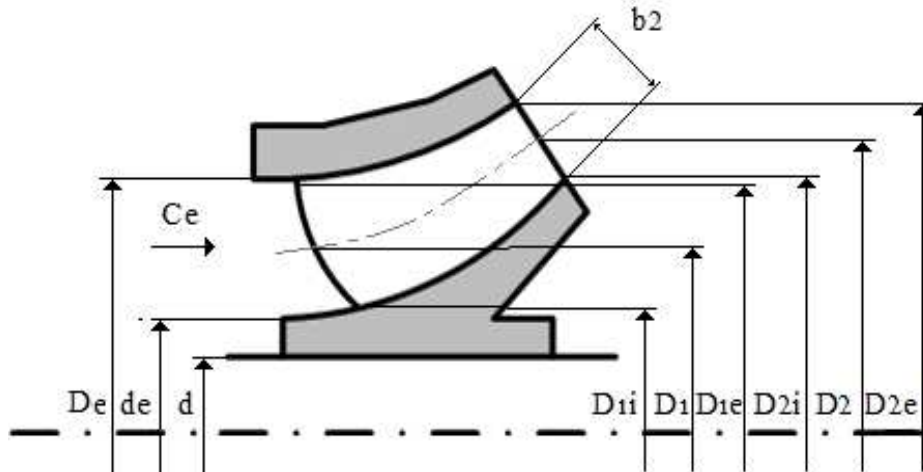


Figure 4- 1 : Profil de la roue muni des caractéristiques géométriques de la roue mobile

2. Tracé de la coupe méridienne

Après la détermination des dimensions principales, les dimensions nécessaires pour dessiner le profil de la roue sont disponibles. Ces dimensions sont utiles pour dessiner la coupe méridienne mais elles ne la déterminent pas complètement. Par exemple, les formes des flasques avant et arrière ne sont pas encore fixées. Considérons la roue de la figure (4-1), la sortie de la roue est déterminée par les diamètres D_2 , D_{2i} , D_{2e} et par la largeur b_2 , tout en gardant ces valeurs, l'arrêt de sortie des aubes peut être déplacé vers la gauche, donc le profil des flasques est modifié. Cette forme ainsi trouvée influence beaucoup sur le rendement de la machine et sa capacité d'aspiration. Il n'existe pas de méthode qui détermine les formes des flasques. Donc il ne reste que l'expérience du constructeur qui est capable de déterminer la forme de la coupe méridienne par l'expérience, il faut toujours faire des essais sur le modèle de la pompe.

La forme des flasques une fois déterminée, les diamètres et les largeurs sont préalablement déterminés, la coupe méridienne de la roue est complètement fixée. Dans une coupe méridienne, les arrêtes des aubes ne sont pas ligne d'égal rayon, leur projection dans le plan méridienne n'est pas parallèle à l'axe de la roue.

Etant que la vitesse périphérique $u = r\omega$ est en fonction du rayon, elle est variable au long des arrêtes des aubes. La vitesse méridienne est aussi variable donc la forme des triangles de vitesse varie. Etant que l'aube doit plus au moins suivre l'écoulement, les angles d'aube sur les arrêtes seront variables. En prenant compte des triangles de vitesse, on peut constater que les angles de l'écoulement sont différents à l'entrée et à la sortie de l'aubage donc il y a une variation en sens de la ligne de courant méridienne en plus ces angles varient en sens perpendiculaire aux lignes de courant, par conséquent, les aubes seront doubles courbées.

Il provient donc que des aubes cylindriques c'est-à-dire à simple courbure ne peuvent être utilisées que pour des roues étroites ayant les deux flasques presque normaux à l'axe et très peu courbés à l'œilillard. De telles roues ne conviennent qu'à de petites pompes.

Le tracé de l'aubage serait beaucoup plus facile si la largeur de la roue est très faible car les variations en sens perpendiculaire aux lignes de courant dans une telle roue sont négligeables.

Donc il vaut mieux partager la coupe méridienne en plusieurs parties par les lignes de courant méridiennes.

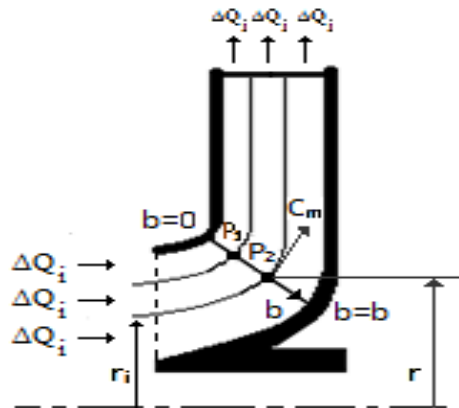


Figure 4- 2 : Coupe méridienne par les lignes de courant méridiennes

Les lignes de courant partantes d'un cercle à l'œilillard de la roue forment une surface de courant qui est en même temps une surface de révolution qui est engendré par la rotation d'une ligne de courant méridienne.

Si nous pouvons déterminer la forme des aubes sur plusieurs surfaces de courant ainsi définies, donc toute la surface de l'aube est déjà déterminé, pour arriver à ce but, il faut partager la roue en plusieurs parties.

Supposons que nous voulons partager la roue en i parties. Le nombre des parties est généralement choisi entre 2 et 5.

On propose de partager la roue en parties de roue qui contiennent des débits égaux. Ainsi le débit interne est reparti selon le nombre de parties de roue.

$$\Delta Q_i = \frac{Q_i}{i} \quad (4 - 8)$$

Les rayons r_i peuvent être calculés par une sur-position une répartition uniforme de vitesse d'entrée à l'œilillard de la roue. Après la définition des lignes équipotentielles, le débit élémentaire s'écrit :

$$dQ_i = 2r \pi \psi C_m db \quad (4 - 9)$$

Et le débit, après l'intégration :

$$\frac{Q_i}{2\pi} (b) = \int_0^b r \psi C_m db \quad (4 - 10)$$

En ce qui concerne cette intégrale, on a des difficultés. Dans l'écoulement réel la vitesse méridienne est variable en fonction de la largeur b de la ligne équipotentielle et sa variation est inconnue. D'autre part, le coefficient de rétrécissement ψ est en fonction de C_m et de b . Même dans le cas de l'aube d'épaisseur constante la section occupée par l'aube dépend de l'angle

d'aube (qui n'est pas encore connu) et de l'angle d'inclinaison mesuré sur une surface équipotentielle. Pour éliminer ces difficultés, on va supposer d'une part que la vitesse méridienne est invariable en fonction de b , et en ce qui concerne le coefficient de rétrécissement on va choisir une fonction estimée et après la détermination de l'aubage on la corrigera, donc on est obligé à préparer un calcul itératif.

Pour la vitesse méridienne on va faire l'approximation suivante :

$$C_m(b) = \frac{1}{b} \int_0^b C_m db = cste \quad (4 - 11)$$

Et la relation (4-10) peut être transformée

$$\frac{Q_i}{2\pi C_m}(b) = \int_0^b r \psi db \quad (4 - 12)$$

En exécutant l'intégrale (4-12), le résultat peut être porté sur un diagramme comme de la figure (4-3). Etant mentionner que les lignes de courant préalablement dessinées dans la coupe méridienne ne sont pas correctes, les valeurs de l'intégrale ne se confondent pas avec les valeurs des débits partiels. Dans la figure ci-dessous le nombre des parties est de 3, en tenant compte des débits partiels égaux, on peut déterminer les nouveaux points d'intersection P'_1 et P'_2 qui peuvent être portés sur la ligne équipotentielle (figure 4-4).

Le même calcul sera répété correspondant aux plusieurs lignes équipotentielles. Ces nouveaux points P' seront portés sur les lignes équipotentielles. Ces nouveaux points vont déterminer les nouvelles lignes de courant permettent de tracer le nouveau réseau des lignes équipotentielles. Sur ces nouvelles lignes, on peut calculer l'intégrale (4-12) et tracer le diagramme de la figure (4-3) de nouveau.

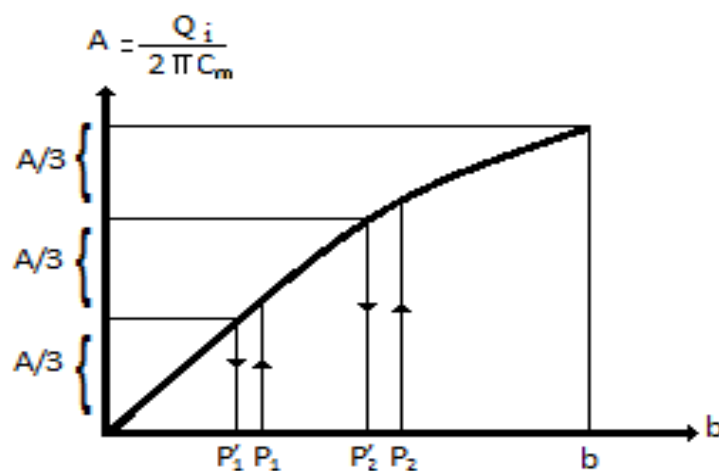


Figure 4- 3 : Diagramme pour tracer le nouveau réseau des lignes équipotentielles

Sur les digrammes ci-dessus, on peut définir de nouveau les points P' . Ainsi on détermine les nouvelles lignes de courant méridiennes. Ce processus de calcul et de tracé doit être continué

jusqu'à quand les résultats de deux itérations se confondent. En pratique. Deux à trois itérations donnent des résultats acceptables.

Sur chaque ligne équipotentielle, la vitesse méridienne peut être calculé par :

$$C_m = \frac{Q_j}{2\pi \left[\frac{Q_j}{2\pi C_m} (b) \right]} \quad (4 - 13)$$

Et les lignes de courant méridiennes sont déterminées.

Ces lignes, comme nous avons déjà expliqué, déterminent les surfaces de courant sur lesquelles on peut tracer la forme des aubes. Les aubes une fois déterminées rendent possible de préciser la fonction du coefficient de rétrécissement $\psi(b, C_m)$ qui était estimé pour l'intégrale (4-12). Avec cette nouvelle fonction $\psi(b, C_m)$, on doit répéter le tracé des lignes de courant méridiennes et ainsi de suite jusqu'à quand deux pas d'itération donnent résultats pareils de l'aubage.

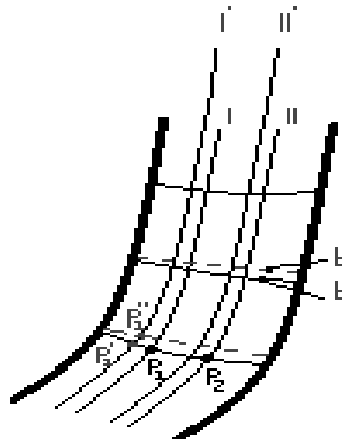


Figure 4- 4 : Ligne de courant méridiennes

3. Tracé des aubes

Plusieurs méthodes ont été élaborées pour déterminer les formes des aubes. Parmi lesquelles on cite :

- Tracé par arcs de cercle ;
- Tracé par transmission conforme ;
- Tracé ponctuel.

La première méthode a été abandonnée en raison de sa faible précision, la deuxième méthode sert le plus souvent au tracé du profil d'aubes gauches et la troisième est jugée la plus valable ; elle sera prise en compte pour le tracé des aubes de notre pompe.

Elle appelé aussi méthode de PFLEIDERER, cette méthode consiste à admettre la variation du tangente de l'angle β en fonction du rayon dans les limites de r_1 et r_2 , et dans la détermination de l'angle au centre θ pour les valeurs de r .

Les valeurs de r et θ sont les coordonnées polaires du point donné de l'aube. Le lieu géométrique de ces points forme la ligne moyenne de l'aube.

En allant de l'entrée, les coordonnées r et θ changent. Ainsi le passage d'un point de l'aube à un point supérieur implique une augmentation de r et θ (voir figure 4-5) tel que :

$$r_{i+1} = r_i + \Delta r \quad (4 - 14)$$

Où, Δr est le l'accroissement du rayon dû au passage du point i au point consécutif $i + 1$. Il est fonction du nombre de points servants au tracé de l'aube.

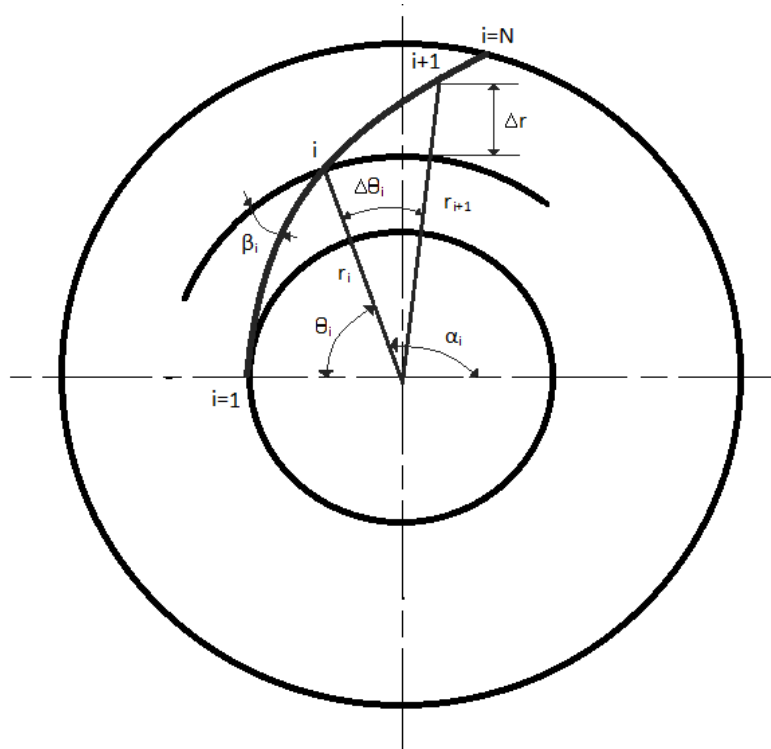


Figure 4- 5 : Méthode de tracer l'aube par l'augmentation de r et θ

N est le nombre de points (dans notre cas on a pris $N = 10$) alors l'accroissement Δr sera :

$$\Delta r = \frac{r_2 - r_1}{N} \quad (4 - 15)$$

Si l'on considère que la distance qui sépare deux points consécutifs est très petite, alors on peut assimiler les arcs des segments de droite ; il en résulte que l'accroissement $\Delta\theta$ s'exprime comme suit :

$$\Delta\theta = \frac{\Delta r}{r_i \tan \beta_i} \quad (4 - 16)$$

Où l'angle $\tan \beta$ est supposé variant graduellement avec le rayon et il est égale à :

$$\tan \beta (r_i) = \tan \beta_i = \frac{(\tan \beta_2 - \tan \beta_1)}{(r_2 - r_1)} r_i - \frac{(\tan \beta_1 r_2 - \tan \beta_2 r_1)}{(r_2 - r_1)} \quad (4 - 17)$$

Ici β_2 est pris égale à l'angle d'aube infini du fait que ce dernier caractérise l'aube.

On peut calculer, à partir des coordonnées polaires r_i et θ_i du point i , les coordonnées du point consécutif $i + 1$ comme suit :

$$r_{i+1} = r_i + \Delta r \quad (4 - 18)$$

$$\theta_{i+1} = \theta_i + \Delta\theta_i \quad (4 - 19)$$

Ces coordonnées ainsi calculées permettront le tracé d'une seule ligne de l'aube. Et afin d'estimer la forme de cette dernière, il faudra mettre en évidence l'influence de l'épaisseur s d'aubes, qui par son section, les coordonnées polaires se subdivisent en deux : coordonnées inférieures r_i et θ_i , coordonnées supérieures r'_i et θ'_i (voir figure 4-6)

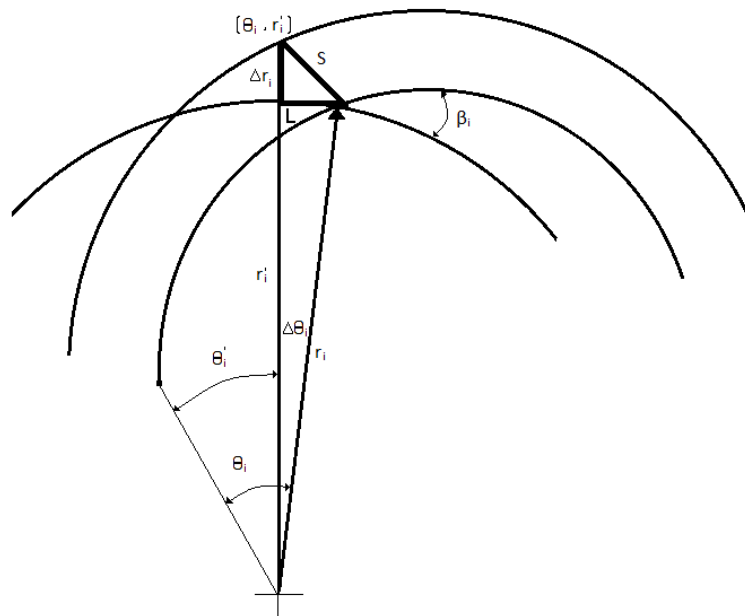


Figure 4- 6 : Influence de l'épaisseur S sur la forme de l'aube

Les relations géométriques permettent d'écrire :

$$L = S. \sin \beta_i \quad (4 - 20)$$

$$L = r_i. \Delta\theta_i \quad (4 - 21)$$

D'où :

$$\Delta\theta_i = \frac{S. \sin \beta_i}{r_i} \quad (4 - 22)$$

D'autre part :

$$\Delta r_i = s. \cos \beta_i \quad (4 - 23)$$

De (4-22) et (4-23), on peut calculer les coordonnées r'_i et θ'_i telles que :

$$\theta'_i = \theta_i - \Delta\theta_i \quad (4 - 24)$$

$$r'_i = r_i - \Delta r_i \quad (4 - 25)$$

Par ailleurs, on peut déterminer ; au lieu des coordonnées polaires r_i, θ_i, r'_i et θ'_i ; les coordonnées cartésiennes x_i, y_i, x'_i et y'_i

$$\begin{cases} x_i = r_i \cos \alpha_i - r_1 \cos \alpha_1 \\ y_i = r_i \sin \alpha_i \end{cases} \quad (4 - 26)$$

$$\begin{cases} x'_i = r'_i \cos \alpha'_i - r_1 \cos \alpha_1 \\ y'_i = r'_i \sin \alpha'_i \end{cases} \quad (4 - 27)$$

Avec :

$$\alpha_i = \pi - \theta_i \quad (4 - 28)$$

$$\alpha'_i = \pi - \theta'_i \quad (4 - 29)$$

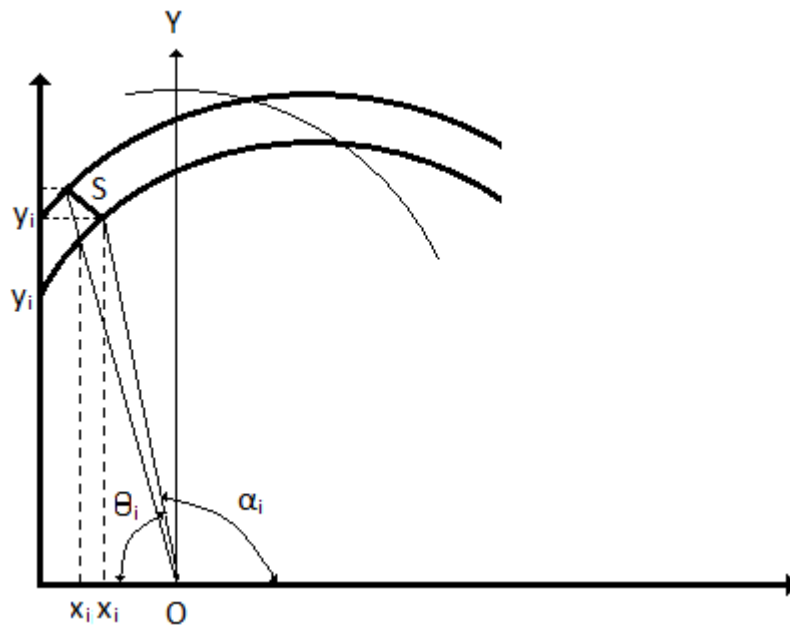


Figure 4- 7:Tracé d'aube en fonction des coordonnées cartésiennes

Ainsi par le biais des systèmes (4-26) et (4-27), on peut calculer les coordonnées cartésiennes de l'aubage et par ailleurs permettre le tracé des aubes.

II. Tracé de la volute

A la sortie de la roue, le fluide doit être collecté et dirigé vers la conduite de refoulement de façon à réduire sa vitesse importante de celui-ci.

Le tracé des sections est en général limité au point de rendement maximum (débit nominal), et de façon classique on détermine les valeurs des aires des sections par des méthodes unidimensionnelles qui ne considèrent qu'un écoulement moyen dans la volute, à savoir :

Soit la méthode fondée sur le principe de la conservation du moment cinétique massique ($r, C_u = \text{constate}$) avec prise en compte des effets du frottement.

Soit la méthode fondée sur la conservation de la vitesse moyenne de l'écoulement dans la volute, vitesse moyenne (débitante) constante d'une section à l'autre de la volute. la grandeur de cette vitesse est proposée par STEPANOFF

$$C_c = K\sqrt{2gH} \quad (4 - 30)$$

Où C_c est la vitesse de construction de la volute

K coefficient expérimental de tracé variant avec la vitesse spécifique de la pompe (figure 2-16), ou à partir de la formule suivante :

$$K = 1.0285 n_q^{-0.2911} \quad (4 - 31)$$

Ces méthodes sont évidemment très approximatives et nécessitent une corrélation très étroite avec l'expérience de façon à déterminer des volutes bien adaptées à la roue choisie. Ces méthodes élémentaires ont parfois été reprises et améliorées pour tenir compte de l'aspect tridimensionnel de l'écoulement dans la volute et de l'incidence sur les pertes parmi ces méthodes semi-empiriques, citons :

- i. les travaux de A. ERGIN dont le but est de fournir une expression permettant la détermination des sections de volute de façon à obtenir une répartition des pressions statiques à la sortie de la roue aussi uniforme que possible. A cet effet, l'auteur considère que le débit sortant de la roue est un jet qui vient se mélanger à l'écoulement déjà existant dans la volute. Les quelques résultats expérimentaux proposés semblent amener une amélioration au point de vue rendement et une répartition plus uniforme des pressions à la sortie de la roue.
- ii. les travaux de A. SALASPINI qui développent une méthode bidimensionnelle dans le plan de symétrie de la volute. Cette analyse semble devoir être le point de départ d'une analyse tridimensionnelle de l'écoulement dans la volute, en remarquant toutefois qu'il ne semble guère possible de résoudre ce problème sans penser aux dissymétries provoquées dans la roue par la présence de la volute.

De plus, les résultats expérimentaux ont permis de montrer :

- l'avantage d'une volute symétrique par rapport à des solutions avec dissymétrie vis-à-vis du plan médian de la roue (figure 4-8).

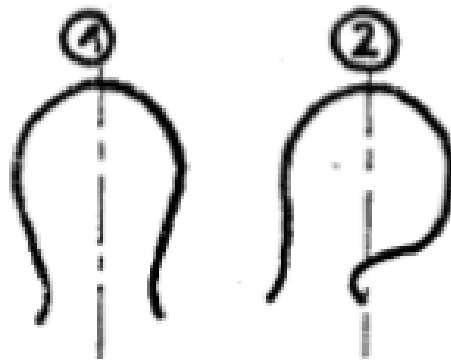


Figure 4- 8 : Section de volute (1) symétrique (2) désaxée

- le peu de différence entre une volute à sortie radiale et une volute à sortie tangentielle (figure 4-9).

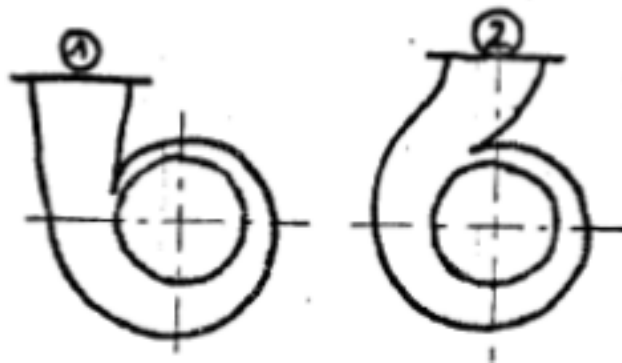


Figure 4- 9: Volutes à sortie radiale (2) ou tangentielle (1)

- le léger avantage des solutions du type double-volute (figure 4-10), cette solution permettant d'autre part de supprimer la poussée radiale.



Figure 4- 10 : Double volute

Par suite des effets du frottement, l'écoulement réel à l'intérieur d'une volute diffère de l'écoulement théorique qui vient d'être décrit. Tout d'abord, les couches limites qui se développent le long des parois ont pour effet de réduire la vitesse moyenne dans les différentes sections et surtout dans les sections finales. On doit tenir en compte dans le calcul des sections, en majorant d'une certaine quantité les valeurs théoriques trouvées pour elles. Pour cette majoration, on définit le débit de construction de la volute comme (THUMA, 1990).

$$Q_c = (1.0 \div 1.3)Q \quad (4 - 32)$$

Où Q est le débit nominal de la pompe.

Si on imagine qu'à la sortie d'une roue, le fluide qui a la vitesse \vec{C}_2 et l'angle α_2 continue son évolution entre deux plans parallèles, on peut, à partir d'un point 0 quelconque comme montre la figure ci-dessous, tracer une ligne de courant, c.-à-d. une spirale logarithmique qui part de ce point.

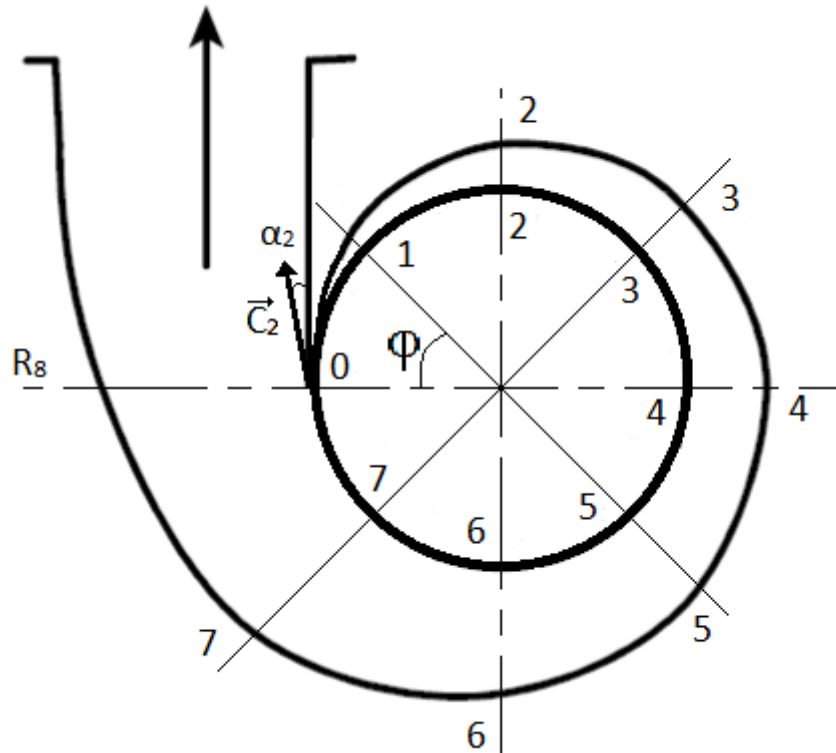


Figure 4- 11 : La forme spirale de la volute

Après un tour complet, la totalité du fluide se trouve sur le rayon OR_8 entre ces deux points et ne suffit plus que de transformer progressivement la section de la volute en une section circulaire. Dans une section rayonnante dS quelconque située dans un plan qui fait l'angle φ avec l'origine 0, le débit qui passe est égal à :

$$Q_\varphi = \frac{Q_c}{2\pi} \varphi \quad (4 - 33)$$

Ce débit doit passer à travers la section S_φ avec la vitesse C_c

$$Q_\varphi = S_\varphi \cdot C_c = S_\varphi K \sqrt{2gH} \quad (4 - 34)$$

D'où la section cherchée peut être tirée

$$S_{\varphi} = \frac{\varphi}{2\pi} \frac{Q_c}{K\sqrt{2gH}} \quad (4 - 35)$$

Pour éviter les chocs et les pertes par décollement à la languette (le bec de la volute), l'angle de volute (angle de divergence) α_3 est choisi pour correspondre à la direction du vecteur vitesse absolue à la sortie de la roue α_2 , comme le donne la figure (2-16), ou à partir de la figure (4-12) qui exprime α_3 en fonction de la vitesse de construction de la volute.

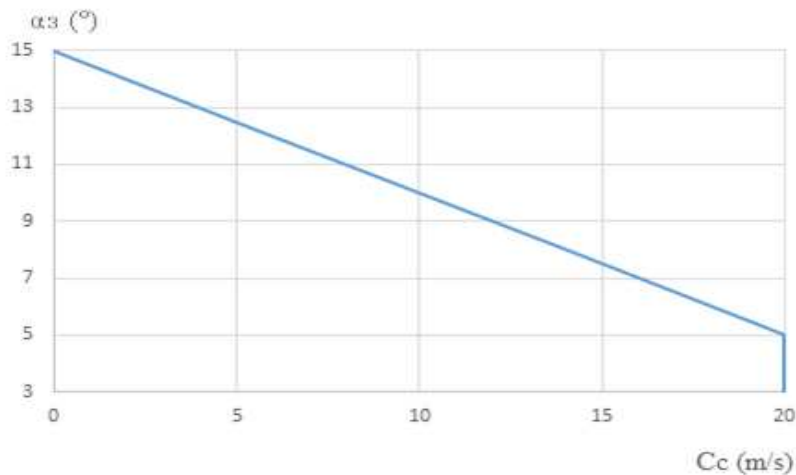


Figure 4- 12 : Angle de divergence de la volute

Le jeu entre le bec et la roue est en général caractérisé par le rapport sans dimension donnée sur la figure (2-16).

$$\frac{D_3 - D_2}{D_2} \cdot 100 = f(n_q) \quad (4 - 36)$$

Ce rapport est en général déterminé en fonction de la vitesse spécifique de la pompe n_q de façon à réaliser un compromis permettant d'avoir le rendement maximum (résultats de STEPANOFF).

La volute, élément de la pompe qui est difficile de modifier, doit pouvoir s'adapter à des roues de divers diamètres et de diverses largeurs, d'où la nécessité d'un jeu (b_3). De plus, ce jeu permet de réduire l'influence d'éventuels défauts de fonderie ou d'élaboration de la volute. Enfin, il semble que l'existence de ce jeu soit favorable au point de vue rendement de la pompe, sachant qu'il y a des valeurs optimales à respecter ; en effet, un jeu trop important tend à favoriser l'augmentation des fuites internes à ce niveau ; cet effet est d'ailleurs plus important pour les pompes haute-pression que pour les pompes basse-pression et pourra nécessiter l'adjonction d'un labyrinthe d'étanchéité augmentant le prix de revient de la pompe.

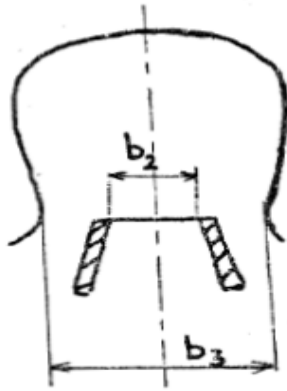


Figure 4- 13 : Largeur de la volute en sortie de roue

En pratique, le rapport b_3/b_2 varie de 1.4 à 1.8 lorsque la vitesse spécifique est petite. (STEPANOFF, 1961)

Pour les petites pompes de faible vitesse spécifique, y compris les pompes multicellulaires, b_3 est égale à $2.0b_2$. Pour les pompes de vitesse spécifique moyenne, b_3 est égale à $1.75b_2$. Pour les pompes de forte vitesse spécifique ($n_q \sim 60$) b_3 peut être réduit à $1.6b_2$.

De plus, la largeur de volute b_3 (figure 4-5) est déterminée par les considérations suivantes :

- Etant donné l'allure de l'écoulement dans la volute, on provoquera moins de pertes à la sortie de la roue si l'écoulement à grande vitesse est débité dans une masse liquide en mouvement de rotation plutôt que contre des parois immobiles.
- La volute doit être capable de s'adapter à des diamètres de roues différents et à des largeurs de roues différentes.
- Dans les pompes multicellulaires, un jeu assez grand est nécessaire entre les flasques de la roue et les parois du corps de pompe pour tenir compte d'inexactitudes possible de fonderie et du retrait. (THUMA, 1990)

La hauteur de la sortie radiale de la volute L_3 peut être déduire de la formule suivante :

$$L_3 = \frac{D_{ref} - H_{\varphi S}}{2 \tan \frac{\alpha_3}{2}} \quad (4 - 37)$$

Avec

D_{ref} : Diamètre de refoulement (m)

$H_{\varphi S}$: Hauteur de la section spirale de la volute à la sortie (m)

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une description des méthodes et des équations les plus utilisées pour la conception des projets en turbomachines

Les méthodes de dimensionnement rappelés ci-dessus montrent clairement qu'il est nécessaire de considérer l'ensemble roue-volute pour déterminer ou prévoir les caractéristiques d'une pompe; considérer les deux organes séparément conduit à une mauvaise estimation des possibilités de la pompe étudiée.

Chapitre 5

Application à un fluide incompressible

Introduction

Dans notre projet, nous allons dimensionner une turbomachine génératrice d'énergie à fluide incompressible, on a choisi de l'eau propre avec une masse volumique $\rho = 1000 \text{ kg.m}^{-3}$ à une température de 20°C et à partir des paramètres hydrauliques suivantes :

- Débit nominale: 15 (m³/h)
- Hauteur manométrique totale (HMT): 23.5 (m)
- Vitesse de la pompe: 2900 (tr/min)

On estime les dimensions de notre turbomachine.

I. Dimensionnement de la roue

On repose sur la figure (1-6) pour le dimensionnement de la roue :

1. Détermination du type de pompe

D'après l'équation (1-21) on a la valeur de

$$n_q = 17.54$$

Donc notre pompe est une pompe centrifuge avec une entrée radiale et une sortie radiale avec des aubes à simple courbure d'après la classification du tableau (1-1)

2. Dimensionnement d'un arbre de section circulaire constante

Une condition de résistance : la contrainte maximale de torsion doit rester inférieure ou égal à la résistance pratique au glissement du matériau en tout point de l'arbre.

Avec

τ_{adm} : contrainte admissible de torsion du matériau ;

τ_{max} : sa limite élastique en torsion avec coefficient de sécurité $K \geq 1$.

Quel que soit le type de matériau utilisé, le dimensionnement des sections droites de l'arbre devra être tel que les contraintes tangentielles maximales τ_{max} ne dépassent pas la contrainte tangentielle admissible τ_{adm} .

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm} \quad (5-1)$$

a. La contrainte tangentielle maximale

Un arbre de transmission doit transmettre une puissance du moteur P_M qui doit être supérieur à la puissance de la pompe pour que cette dernière puisse fonctionner à 2900 tours/minute.

Avec

$$P_M = (1.05 \div 1.10) \frac{P}{\eta} \quad (5-2)$$

On peut estimer le rendement de la pompe à partir du rendement standard de l'équation (4-1), sa valeur est de $\eta_{st} = 71.76 \%$

D'après ce meilleur rendement atteint on prévoit une certaine diminution estimée par le constructeur.

Supposons $\Delta\eta = 6.76 \%$

Donc le rendement global selon l'équation (4-2)

$\eta = 0.65$

À la fin, on vérifiera nos valeurs par la formule (1-37)

A partir de l'équation (1-27) la puissance utile est :

$P = 960.56 \text{ W}$

Donc $P_M = 1\,625.57 \text{ W}$

Selon l'équation (2-6) $\tau_{max} = \frac{M_t d}{I_p 2}$

On a $M_t = \frac{P_M}{\omega}$ et $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ avec l'équation (2-2), ces équations nous permettent d'estimer la contrainte tangentielle maximale :

$$\tau_{max} = \frac{480P_M}{\pi^2 n d^3} \quad (5-3)$$

b. La contrainte tangentielle admissible

On a choisi pour cet arbre un type de matériau qu'est l'acier pour plus de rigidité et aussi pour éviter l'oxydation de l'acier avec le fluide, on adopte le type d'acier inoxydable de module d'élasticité transversal :

$G = 73\,100 \text{ daN/mm}^2 = 731 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ (figure 2-6)

Une condition de rigidité : l'angle de torsion unitaire maximum ne doit pas dépasser une valeur limite α imposée par l'expérience pour des raisons de fonctionnement (par exemple, on prend $\theta_{adm} = 0.25^\circ/m$ en mécanique).

En se basant sur l'équation (2-3) et (2-7) pour estimer la contrainte tangentielle admissible :

$$\tau_{adm} = \frac{K_{ts}}{2} G \theta d \quad (5-4)$$

c. Diamètre de l'arbre

Ce que nous intéresse dans notre étude, la concentration de la contrainte à la variation de la section à la présence d'une clavette de type C et voici le tableau d'après (GIET, 1982) :

Les rainures de clavettes créent des concentrations de contraintes très importantes. La figure 5-1 donne l'allure de la répartition des contraintes dans une section possédant une rainure de clavette. La contrainte est maximum dans l'angle à fond de rainure. Le tableau ci-dessous donne les valeurs du coefficient de concentrations de contraintes en fonction du rayon de l'arrondi r pour les clavetages normaux.

Tableau 5- 1: Concentrations de contraintes de la clavette

Valeurs de r	0.1 s	0.2 s	0.33 s	0.5 s
Valeurs de K_{ts}	5.4	3.4	2.7	2.1

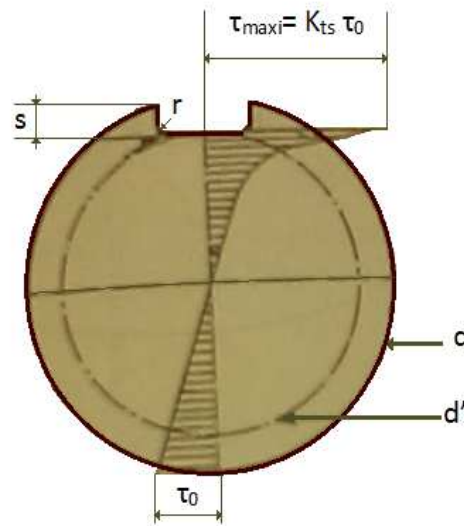


Figure 5- 1: Répartition des contraintes de torsion dans une section d'un arbre possédant une rainure de clavette (GIET, 1982)

On a choisi le deuxième cas du tableau (5-1) pour le dimensionnement de l'arbre donc

$$K_{ts} = 3.4$$

On remplace les deux équations (5-3) et (5-4) dans l'équation (5-1), nous donne :

$$\frac{480P_M}{\pi^2 n d^3} \leq \frac{K_{ts}}{2} G\theta d$$

En suite

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{960P_M}{K_{ts}\pi^2 n G\theta}}$$

A.N : $d \geq 0.0085 \text{ m}$

Avec la considération de l'effet de la flexion et d'autre effet inconnus (par ex : l'effet de la chaleur, ...) sur l'arbre, le nouveau diamètre de l'arbre sera agrandi par un coefficient varie entre (1.15-1.45) :

$$d = 12 \text{ mm}$$

d. Longueur de l'arbre

Une condition de résistance de l'arbre $\tau_{max} \leq \tau_{adm}$ peut se transformer en :

$$\theta_{max} \leq \theta_{adm}$$

Qui explique l'influence de la longueur de l'arbre sur sa rigidité, donc on peut estimer de cette dernière condition la longueur de l'arbre tel que :

$$\frac{\alpha}{L} \leq \theta_{adm}$$

On propose que notre arbre ne doit pas dépasser un angle de torsion $\alpha = 0.075^\circ$ jusqu'à son extrémité.

On obtient : $L = 300 \text{ mm}$

3. Choix et dimensionnement d'accouplement arbre-roue

Premièrement, pour la clavette :

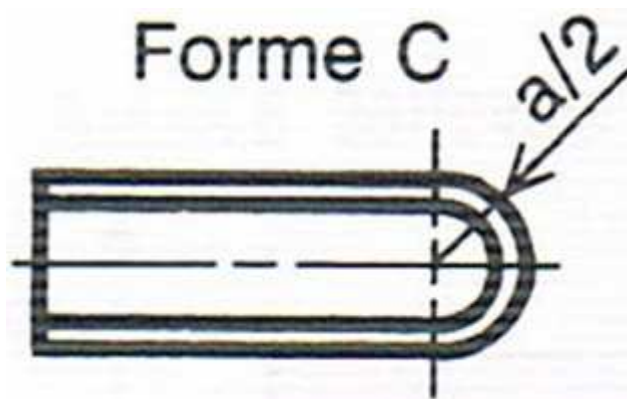


Figure 5- 2 : Choix de la forme C de la clavette

Nous avons choisi un type de clavette parallèle ; elle est utilisée pour un clavetage court avec une longueur dépassant peu la valeur du diamètre de l'arbre ($l < 1.5 d$).

Le tableau (5-1) permet de choisir le coefficient de concentration de la contrainte de torsion sur l'arbre, donc nous avons choisi $K_{ts} = 3.4$ pour $r = 0.2 s$ avec $s = d - j$

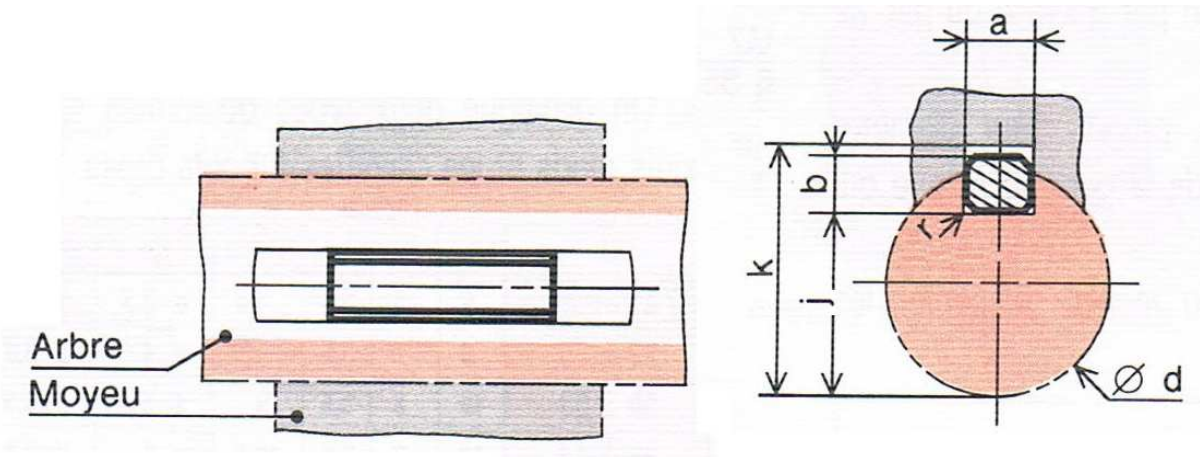


Figure 5- 3 : Profil de position de la clavette

On détermine les dimensions de la clavette après la détermination du diamètre de l'arbre comme ce tableau indique :

Tableau 5- 2 : Tolérances pour clavettes

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

Ensuite, pour l'écrou :

On a choisi un écrou borgne car son avantage est de protéger l'extrémité des vis contre les chocs et améliorer l'esthétique.

Tableau 5- 3 : Tolérances pour écrous borgnes

d	a	H	h	d	a	H	h	d	a	H	h
M 3	5,5	5,1	2,4	M10	16	16,5	8	M24	36	37	19
M 4	7	6,7	3,2	M12	18	19,5	10	M30	46	47	24
M 5	8	8	4	(M14)	21	22	11	M36	55	56	29
M 6	10	10	5	M16	24	25	13	M42	65	66	34
M 8	13	13	6,5	M20	30	31	16	M48	75	75	38

Et le tableau ci-dessus est pour le dimensionnement des écrous à partir de la connaissance du diamètre de filetage de l'arbre d.

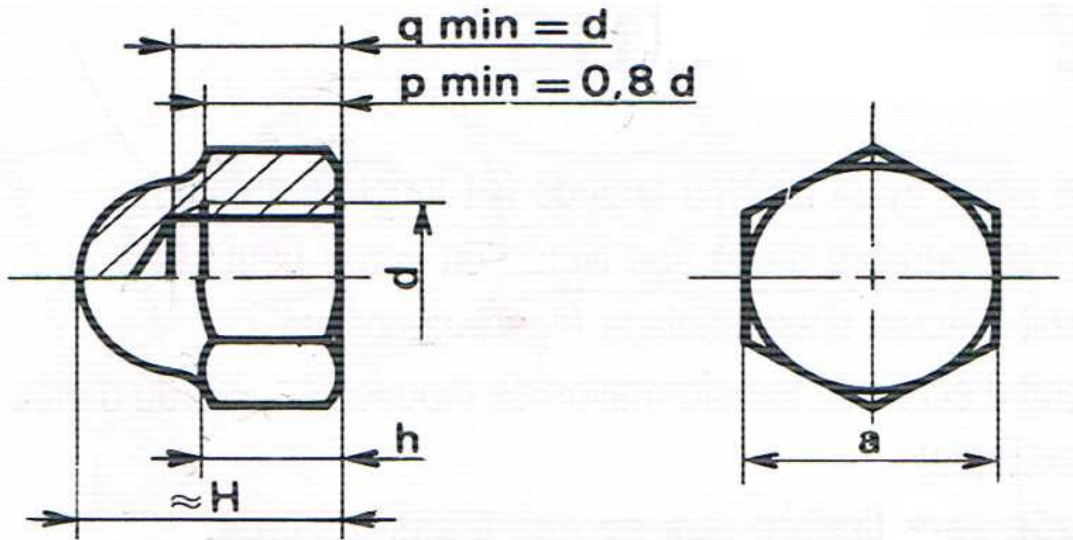


Figure 5- 4 : Profil des dimensions d'un écrou borgne

A.N :

On a résumé toutes les dimensions dans ce tableau :

Tableau 5- 4 : Les dimensions numériques d'accouplement

Dimension de la clavette (mm)		Dimension de l'écrou (mm)	
a	4	a	10
b	4	q	6
l	18	p	5
r	0.5	d	6
s	2.5	h	5
		H	10

4. Dimensions principales de la roue

a. Diamètre du moyeu

A travers la formule (1-43), la valeur du diamètre du moyeu est :

$$d_e = 16 \text{ mm}$$

Le diamètre du moyeu est bien dimensionné par rapport à la hauteur de la clavette, mais il doit aussi coïncider avec le diamètre extérieur de l'écrou borgne qu'on avait choisi, pour éviter les chocs qui apparaissent sur la surface de l'entrée du fluide.

Donc on redimensionne le diamètre extérieur de l'écrou borgne :

$a = 16 \text{ mm}$ avec $H = 16 \text{ mm}$ sans changer les autres paramètres.

b. Diamètre de l'ouïe

Le rendement hydraulique à partir de la formule (4-3) est : $\eta_h = 0.80$

Le rendement volumétrique à partir de la formule (4-6) est : $\eta_v = 0.93$

Le débit interne à partir de la formule (1-47) est : $Q_i = 16.13 \text{ m}^3/\text{h} = 4.48 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

L'entrée la roue est radiale donc l'eau entre sans pré-rotation $\alpha_1 = 90^\circ$ et la vitesse absolue à l'entrée $C_1 = C_{m1}$, graphe de la figure (1-8) nous donne la valeur du K_{m1} :

$$K_{m1} = 0.14 \text{ et } C_{m1} = 3 \text{ m/s}$$

La vitesse à l'entrée de l'ouïe C_e est calculé par le formule (1-49) avec $\varepsilon = 0.127$ à partir de la formule (1-50) :

$$\text{Soit } C_e = 2.73 \text{ m/s}$$

Donc le diamètre de l'ouïe de la roue selon la formule (1-48) :

$$D_e = \sqrt{\frac{4Q_i}{\pi C_e} + d_e^2} = 48.43 \text{ mm}$$

c. Diamètre à l'entrée des aubes

Nous admettons que le diamètre du cercle passant par les points médians de l'entrée de la roue sera $D_1 = D_e$

d. L'angle à l'entrée de l'aube

La formule (1-51) permet de calculer l'angle à l'entrée des aubes avec $U_1 = \frac{D_1 \pi n}{60} = 7.35 \text{ m/s}$

$$\beta_1 = 22.19^\circ$$

$15^\circ < \beta_1 < 30^\circ$ donc l'angle d'entrée st acceptable, il n'est donc pas nécessaire de la corriger, ni de modifier le diamètre D_1 admis.

Nous admettons un angle d'attaque qui nous donne l'angle d'entrée des aubes $\beta'_1 = 23^\circ$

Soit $W_1 = 7.94 \text{ m/s}$ la vitesse d'entraînement à partir du triangle de vitesse.

e. Diamètre de sorite de la roue

Selon l'équation (1-60) en calcule $\Psi = 1.096$

Le coefficient Ψ permet d'estimer la valeur de U_2 donc à travers l'équation (1-59) :

$$U_2 = 20.47 \text{ m/s}$$

En introduisant ces résultats dans la relation (1-61) on obtient :

$$D_2 = 134.82 \text{ mm}$$

f. L'angle à la sortie d'aube

Nous estimons la valeur de C_{m2} , en calcule K_{m2} d'après la formule (1-54), qui donne $K_{m2} = 0.098$ et en l'introduisant dans la relation (1-53) on obtient :

$$C_{m2} = 2.11 \text{ m/s}$$

Pour estimer l'angle à la sortie d'aube, on calcule C_{u2} à partir de la formule (1-56) avec

$$H_{th} = \frac{H}{\eta} = 29.4 \text{ m}, \text{ on obtient : } C_{u2} = 14.09 \text{ m/s}$$

Donc la formule (1-55) donne : $\beta_2 = 18.29^\circ$

Nous admettrons un angle d'attaque qui nous donne l'angle d'entrée des aubes $\beta'_2 = 19^\circ$

Soit :

$W_2 = 6.71 \text{ m/s}$ la vitesse d'entraînement

$C_2 = 14.25 \text{ m/s}$ la vitesse absolue

$\alpha_2 = 8.52^\circ$ à partir du triangle de vitesse à la sortie

g. Nombre d'aube

En se basant sur la formule expérimentale (1-40) pour estimer le nombre d'aubes.

On obtient : $N = 6$ aubes

Le nombre d'aube influe sur la largeur de la roue, si le nombre d'aube augmente la largeur de la roue aussi augmente c.à.d. le coefficient de rétrécissement diminue.

5. Triangle des vitesses

Nous avons résumé les valeurs dans le tableau ci-dessous :

Tableau 5- 5 : Les valeurs pour tracer le triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie

Les valeurs	(1) à l'entrée	(2) à a sortie
C (m/s)	3	14.25
Cm (m/s)	3	2.11
Cu (m/s)	0	14.09
U (m/s)	7.35	20.47
W (m/s)	7.94	6.71
α [°]	90	8.52
β [°]	23	19

Donc le triangle des vitesses à l'entrée se représente à la forme suivante

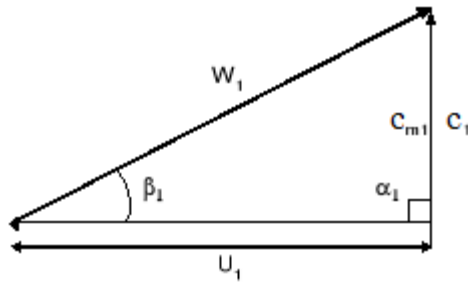


Figure 5- 5 : Triangle des vitesses à l'entrée

Et à la sortie

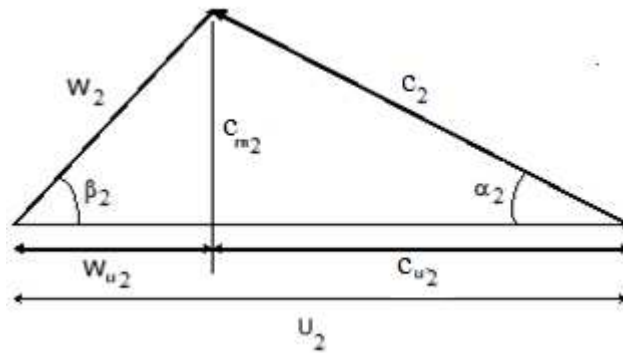


Figure 5- 6 : Triangle des vitesses à la sortie

6. Tracé des aubes

La méthode pour tracer les aubes est ponctuel ainsi que le tracé de la forme du flasque avant, ce dernier varie en fonction de la largeur de la roue et puisque notre roue elle est radiale, la forme du flasque arrière reste constante (forme radiale), elle repose sur les équations du chapitre 4 c.à.d. nous supposons une variation linéaire de $\tan \beta$ en fonction de r à partir de l'expression (4-17), d'où :

$$\tan \beta = -185.55 \cdot 10^{-4} r + 467.49 \cdot 10^{-3}$$

Alors on doit connaitre en chaque nouveau rayon, la vitesse méridienne C_m , pour cela on remplace $\tan \beta$ par la vitesse méridienne C_m dans l'expression (4-17) ce qui donne :

$$C_m = -206.04 \cdot 10^{-4} r + 3.499$$

Où r en mm

Le tableau ci-dessous regroupe tous les résultats des formules qui permettent d'estimer la forme des aubes et de la roue.

L'épaisseur des aubes « s » doit être choisie de façon que le coefficient de contraction ψ soit supérieur ou égale à 0.90.

Prenant $s = 2 \text{ mm}$ avec $(2 \leq s \leq 10)$

Le nombre d'itérations pour le tracé des aubes choisi dans notre étude est 10.

Tableau 5- 6 : les valeurs pour tracer la forme des aubes

Point	d (mm)	r (mm)	Δr (mm)	C_m (m/s)	$\text{tg } \beta$	β (°)	$\sin \beta$	$r^* \text{tg } \beta$	B	B_m	Δa	$\Sigma \Delta a$	θ (°)	t (mm)	$1/\sin \beta$	σ (mm)	ϕ (%)	b (m)	b (mm)
1	48.43	24.22	4.80	3.00	0.42	23.00	0.39	10.28	0.10	0.09	0.43	0.43	24.78	25.36	2.56	2.56	0.90	0.01	11.16
2	58.03	29.01	4.80	2.90	0.42	22.57	0.38	12.06	0.08	0.08	0.37	0.81	46.18	30.38	2.61	2.61	0.91	0.01	9.47
3	67.63	33.81	4.80	2.80	0.41	22.13	0.38	13.75	0.07	0.07	0.33	1.14	65.13	35.41	2.65	2.65	0.93	0.01	8.31
4	77.23	38.61	4.80	2.70	0.40	21.69	0.37	15.36	0.07	0.06	0.30	1.44	82.23	40.44	2.71	2.71	0.93	0.01	7.48
5	86.83	43.41	4.80	2.60	0.39	21.25	0.36	16.88	0.06	0.06	0.27	1.71	97.88	45.46	2.76	2.76	0.94	0.01	6.86
6	96.42	48.21	4.80	2.51	0.38	20.80	0.36	18.32	0.05	0.05	0.25	1.96	112.3	50.49	2.82	2.82	0.94	0.01	6.39
7	106.0	53.01	4.80	2.41	0.37	20.36	0.35	19.67	0.05	0.05	0.24	2.20	125.9	55.51	2.87	2.87	0.95	0.01	6.02
8	115.6	57.81	4.80	2.31	0.36	19.91	0.34	20.94	0.05	0.05	0.22	2.42	138.7	60.54	2.94	2.94	0.95	0.01	5.74
9	125.2	62.61	4.80	2.21	0.35	19.45	0.33	22.12	0.05	0.04	0.21	2.63	150.8	65.57	3.00	3.00	0.95	0.01	5.52
10	134.8	67.41	4.80	2.11	0.34	19.00	0.33	23.21	0.04	0.04	0.21	2.63	150.8	70.59	3.07	3.07	0.96	0.01	5.36

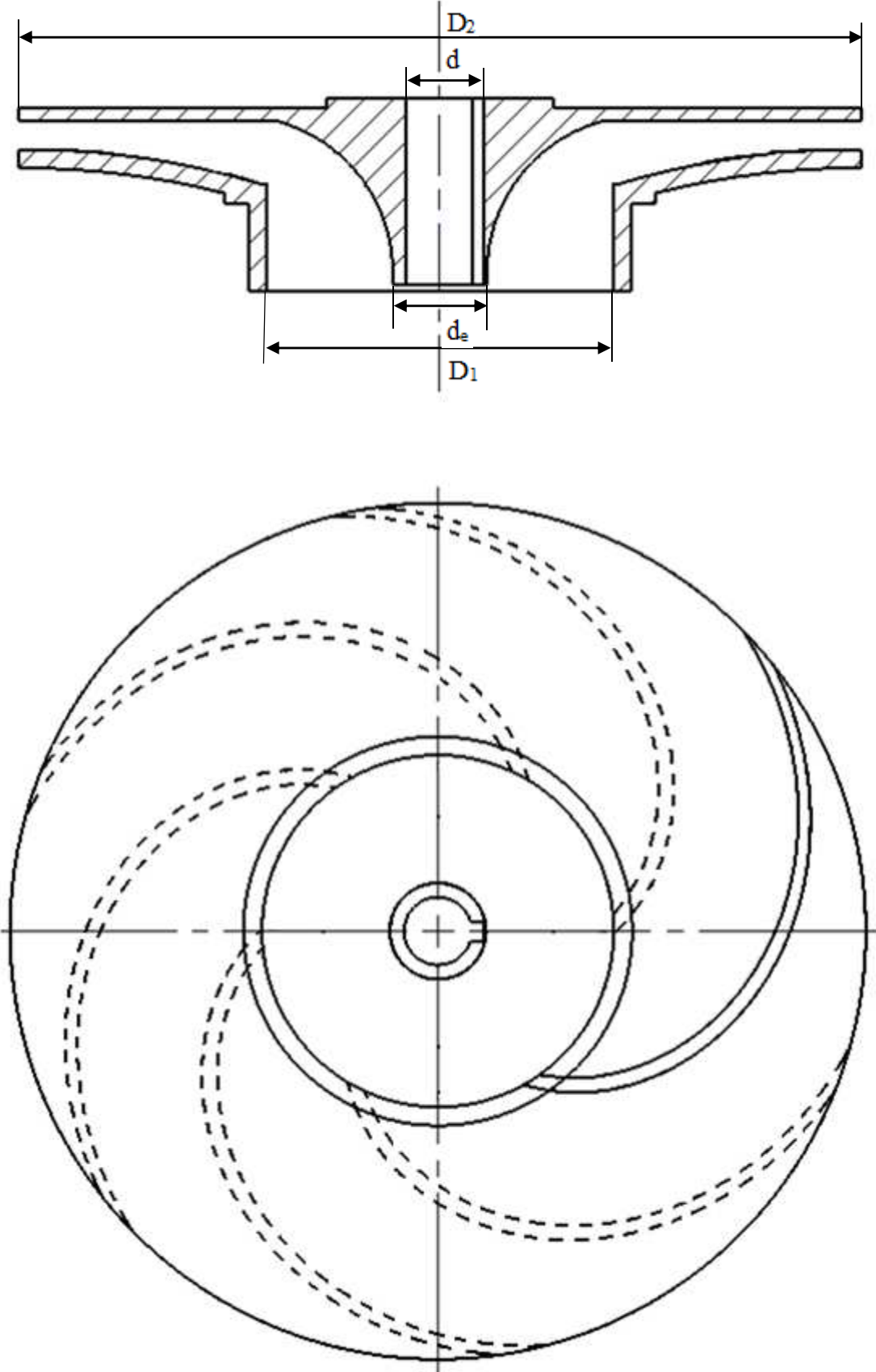


Figure 5- 7:Profil du tracé des aubes de la roue fermée

II. Dimensionnement de la volute

La volute spirale sert à capter l'eau sortant et de la transformer, partiellement, son énergie cinétique en énergie de pression. Une volute spirale correctement tracée, aux parois lisses, associée à un cône de la volute, est un excellent élément de sortie du liquide de la roue.

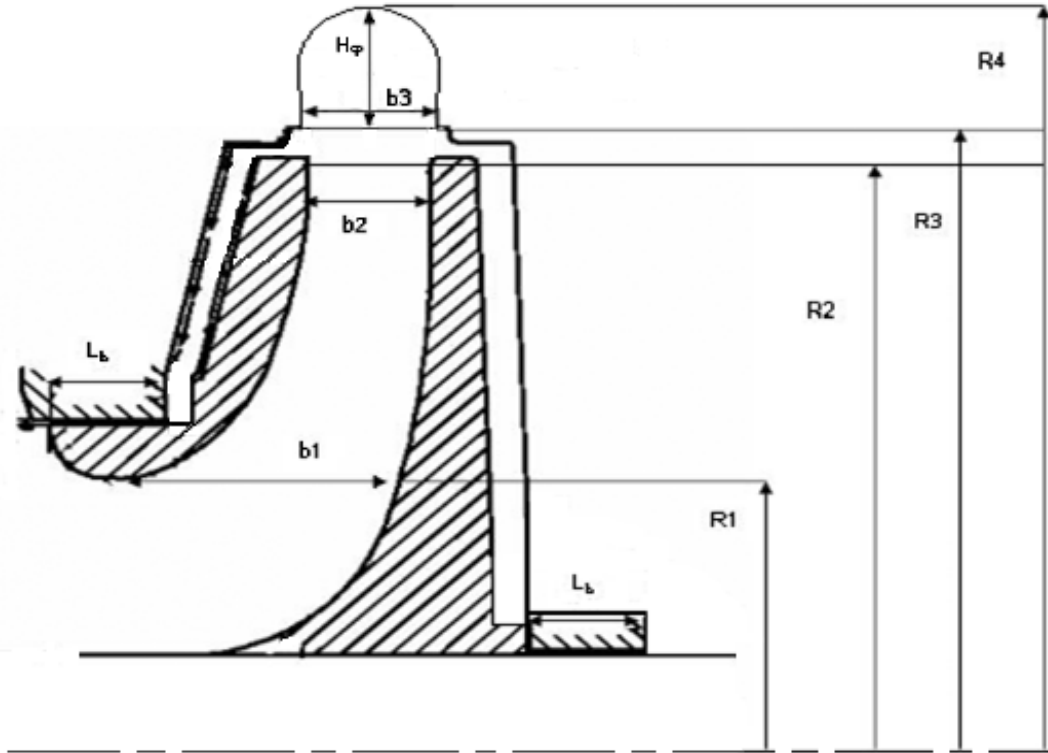


Figure 5- 8 : Profil des dimensions de la volute

1. Estimation des paramètres de la volute

L'angle de divergence du cône est en fonction du nombre de tours de la pompe, selon le graphe de la figure (2-16), on obtient :

$$\alpha_3 = 7.45^\circ$$

Le cône de la volute est de diamètre de sortie (de refoulement) $D_{ref} = 40$ mm et d'une hauteur de la section de sortie de la forme spirale (l'entrée du cône) $H_{\phi S} = 26.66$ mm , en introduisant ces dernière valeurs dans la formule (4-37), on obtient :

$$L_3 = 100 \text{ mm}$$

Le jeu entre la languette (le bec) et la roue est donné par la courbe (2-16), donc $f(n_q) = 8.7$

Selon la formule (4-36) le diamètre $D_3 = 146.55$ mm

La largeur de la volute pour les petites pompes de faible vitesse spécifique donnée par :

$$b_3 = 2.0 b_2 \quad \text{soit} \quad b_3 = 10.72 \text{ mm}$$

2. Estimation des paramètres hydraulique de la volute

Le débit de construction de la volute est obtenu en majorant les sections de celle-ci, pour cette majoration, le débit de construction est défini par la formule (4-32), on obtient :

$$Q_c = 19.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

La vitesse de construction de la voute est estimé par la formule (4-30), sachant que le coefficient $k = 0.447$ selon la formule (4-31) : $C_c = 9.59 \text{ m/s}$

La section de la volute dépend de l'angle φ (quelconque) c.à.d. par rapport à la position angulaire de la section par rapport au bec de volute.

Le débit cumulé jusqu'à l'angle φ est $Q_\varphi = \frac{Q_c}{2\pi} \varphi$, ce débit doit passer à travers la section $S_\varphi = \frac{Q_\varphi}{C_c}$.

La forme de la section de la volute choisie est une section circulaire.

Où la section cherchée est représentée par les deux dimensions suivantes :

Si la section $S_\varphi \leq \frac{\pi b_3^2}{8}$

$$R_\varphi = 10^{-7} S_\varphi^{-1.0345}$$

$$H_\varphi = R_\varphi - \sqrt{R_\varphi^2 - \frac{b_3^2}{4}}$$

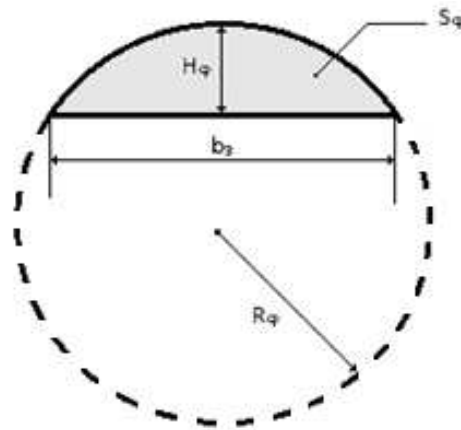


Figure 5- 9 : Profil de section de la volute à $H_\varphi \leq \frac{b_3}{2}$

Et si la section $S_\varphi > \frac{\pi b_3^2}{8}$

$$R_\varphi = 0.391 S_\varphi^{0.448}$$

$$H_\varphi = R_\varphi + \sqrt{R_\varphi^2 - \frac{b_3^2}{4}}$$

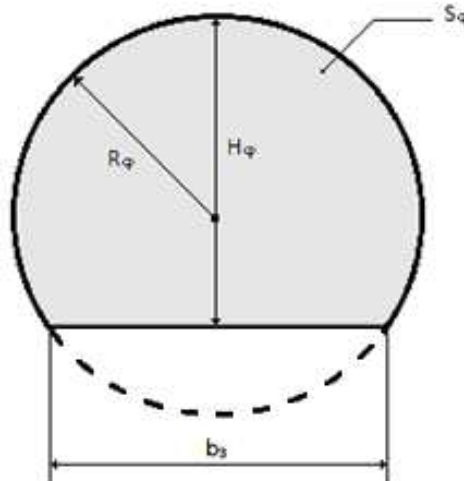


Figure 5- 10: Profil de section de la volute à $H_\varphi > \frac{b_3}{2}$

La variation de φ est choisie par un angle de 10° et se base sur les notions géométriques qui montre que $\tan \varphi \approx \varphi$ pour $\varphi \leq 10^\circ$, donc la somme des points pour le tracé de la forme spirale estimé par 36 points.

3. Tracé de la volute

Estimation des sections de la volute avec ses dimension R_φ et H_φ à différents angles φ :

Tableau 5- 7 : Les valeurs de tracer de la spirale

φ (°)	Q_φ (m3/s)	C_c (m/s)	S_φ (m2)	R_φ (mm)	H_φ (mm)
0	0.000000	9.591326	0.000000	0.000	0.000
10	0.000150	9.591326	0.000016	9.337	1.156
20	0.000301	9.591326	0.000031	4.558	3.832
30	0.000451	9.591326	0.000047	4.503	4.677
40	0.000602	9.591326	0.000063	5.123	7.571
50	0.000752	9.591326	0.000078	5.661	9.097
60	0.000903	9.591326	0.000094	6.143	10.325
70	0.001053	9.591326	0.000110	6.582	11.386
80	0.001204	9.591326	0.000125	6.988	12.335
90	0.001354	9.591326	0.000141	7.367	13.200
100	0.001505	9.591326	0.000157	7.723	13.999
110	0.001655	9.591326	0.000173	8.060	14.747
120	0.001806	9.591326	0.000188	8.380	15.450
130	0.001956	9.591326	0.000204	8.686	16.116
140	0.002106	9.591326	0.000220	8.979	16.750
150	0.002257	9.591326	0.000235	9.261	17.356
160	0.002407	9.591326	0.000251	9.533	17.937
170	0.002558	9.591326	0.000267	9.795	18.496
180	0.002708	9.591326	0.000282	10.050	19.035
190	0.002859	9.591326	0.000298	10.296	19.556
200	0.003009	9.591326	0.000314	10.535	20.061
210	0.003160	9.591326	0.000329	10.768	20.551
220	0.003310	9.591326	0.000345	10.995	21.027
230	0.003461	9.591326	0.000361	11.216	21.490
240	0.003611	9.591326	0.000376	11.432	21.941
250	0.003762	9.591326	0.000392	11.643	22.381
260	0.003912	9.591326	0.000408	11.849	22.811
270	0.004063	9.591326	0.000424	12.051	23.231
280	0.004213	9.591326	0.000439	12.249	23.642
290	0.004363	9.591326	0.000455	12.443	24.045
300	0.004514	9.591326	0.000471	12.634	24.439
310	0.004664	9.591326	0.000486	12.821	24.826
320	0.004815	9.591326	0.000502	13.004	25.205
330	0.004965	9.591326	0.000518	13.185	25.578
340	0.005116	9.591326	0.000533	13.362	25.944
350	0.005266	9.591326	0.000549	13.537	26.304
360	0.005417	9.591326	0.000565	13.709	26.658

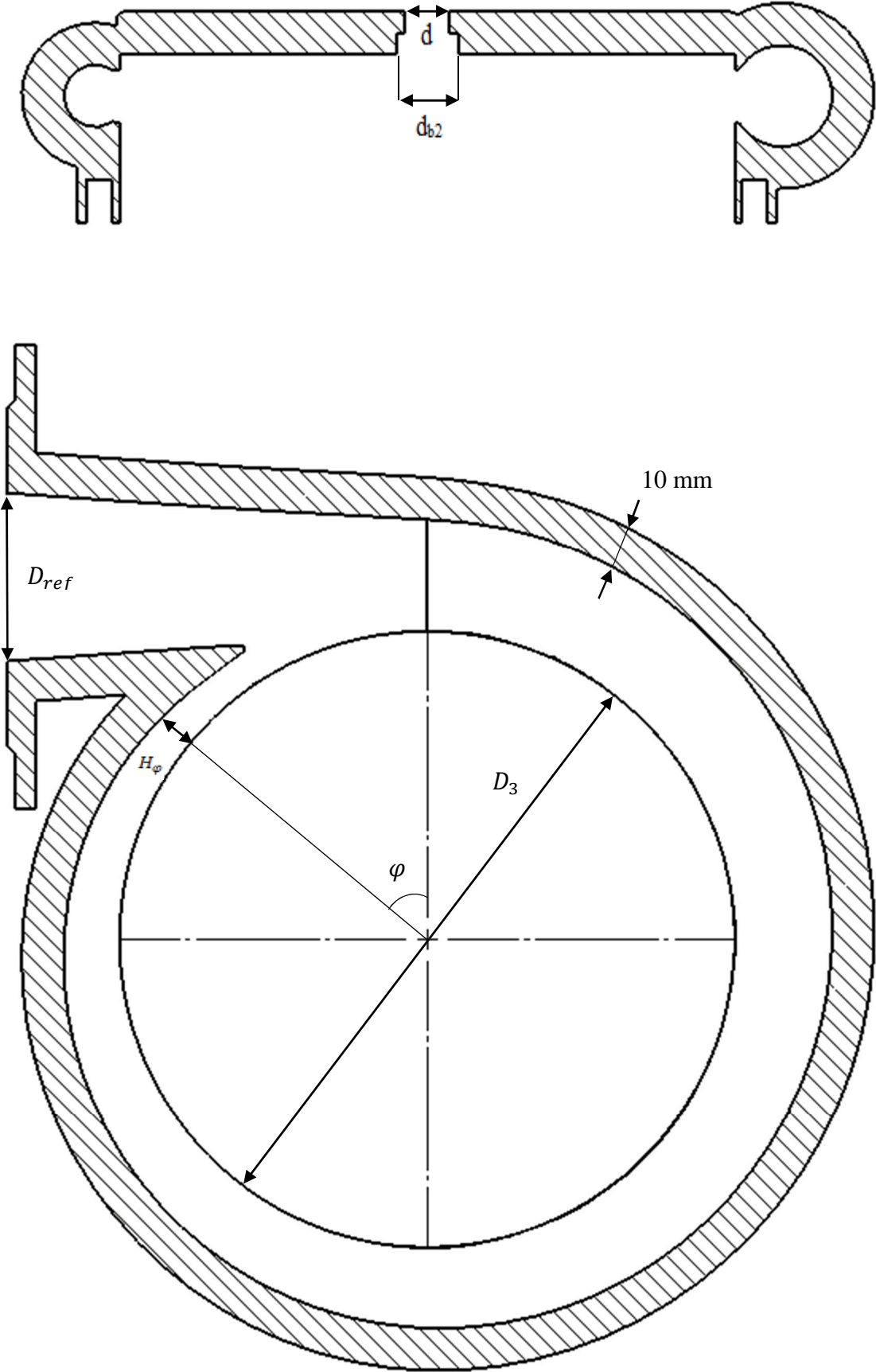


Figure 5- 11 : Profil du tracé de la spirale de la volute

La fonction de la forme spirale de la volute peut s'écrire à la forme suivant :

Si la section $S_\varphi \leq \frac{\pi b_3^2}{8}$

$$r = 3.21 * 10^{-7} \varphi^{-1.0345} - \sqrt{1.032 * 10^{-13} \varphi^{-2.069} - 28.73} + 73.275$$

Et si la section $S_\varphi > \frac{\pi b_3^2}{8}$

$$r = 0.994 \varphi^{0.448} + \sqrt{0.989 \varphi^{0.896} - 28.73} + 73.275$$

Avec r : le rayon de la spirale (m)

φ : l'angle de tracer (rad)

Le diamètre extérieur d_{b1} de la bague d'étanchéité est estimé par une augmentation du diamètre de l'arbre par une épaisseur de la bague de 4 mm avec la largeur de la bague est de 9 mm.

Pour la deuxième bague d'étanchéité son diamètre d_{b2} est estimé par l'augmentation du diamètre de l'ouïe plus l'épaisseur de la roue (2 mm) par une épaisseur de la bague de 4 mm avec la largeur de la bague est de 14 mm.

III. Vérification du rendement de la pompe :

La puissance perdue par frottement selon la formule (1-16) :

Avec $K = 3.55 * 10^{-4}$ en fonction du nombre de Reynolds

$$\text{Soit } P'_{fd} = 129.31 \text{ W}$$

La puissance dissipé par les pertes mécaniques (frottement de l'arbre dans le presse-étoupe et les paliers) estimés par :

$$P'_m = 0.01 P$$

$$\text{Soit } P = 9.6 \text{ W}$$

Le rendement mécanique :

$$\eta_m^* = \eta_{lm} (1 - v_{fd}) = \frac{P}{P + P'_{fd} + P'_m}$$

$$\text{Soit } \eta_m^* = 0.873$$

Le rendement de la pompe :

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m (1 - v_{fd})$$

$$\text{Soit } \eta = 0.65$$

Cette valeur est égale à celle que nous avons admise, donc nos résultats sont acceptables.

La courbe de la caractéristique théorique de la turbomachine $H_{th} = f(Q)$:

A partir de l'équation (3-3) on trace la courbe $H_{th} = f(Q)$ en appliquant le théorème du moment cinétique à la masse de liquide traversant deux aubers consécutifs de la roue, avec un angle $\beta_2 < \frac{\pi}{2}$.

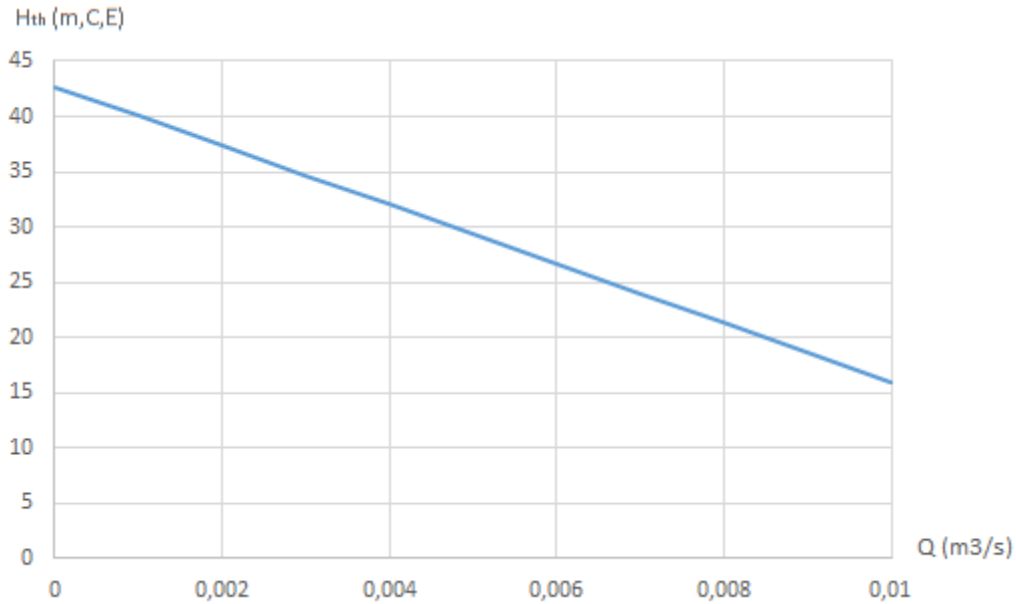


Figure 6- 1 : La hauteur théorique en fonction du débit

Conclusion

Le but essentiel d'un dimensionnement d'une turbomachine est de déterminer ses caractéristiques principales pour évacuer un débit voulu, sous une charge fixée et un nombre de tours donné, en ayant le rendement maximum possible, alors le but est que la pompe ayant un bon fonctionnement. On va interpréter les résultats de ce chapitre dans le dernier chapitre.

Chapitre 6

Analyse et Validation

Introduction

Dans le chapitre précédent, on a dimensionné la turbomachine à la base d'un principe explicite dans la partie théorique. Alors, il faut analyser les résultats obtenus du dimensionnement et valider à des cas de turbomachines existantes.

I. Analyse

On a déjà cité que pour l'estimation de plusieurs paramètres et pour l'application des méthodes, ils existent des différentes expressions. On a déjà estimé ces paramètres et on a travaillé par ces méthodes en utilisant qu'une seule expression, il faut tester chaque une des expressions mentionné et les interprété.

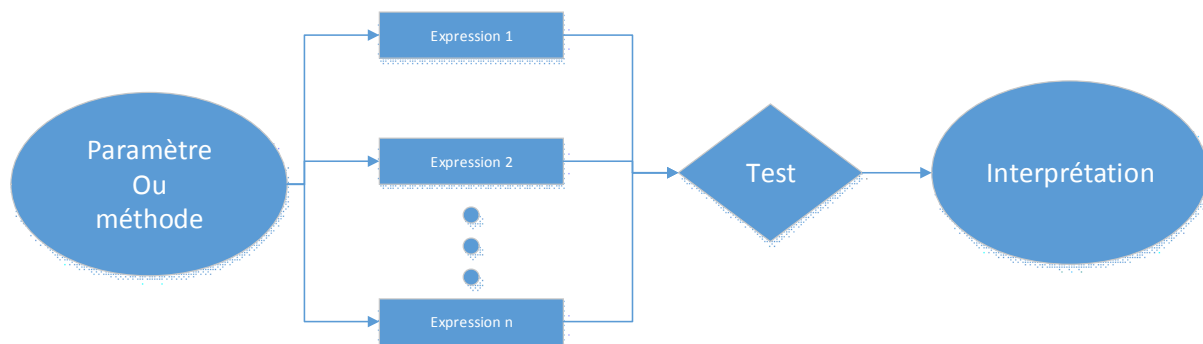


Figure 6- 1: Diagramme d'analyse des résultats

1. Changement de la méthode de tracer les aubes

Pour le tracé des aubes, on s'est proposé une méthode ponctuelle et on étudie deux cas parmi ceux qui existent :

Premier cas : on a supposé une variation linéaire de $\tan \beta$ en fonction de r qui nous a donné le tableau (5-6).

Deuxième cas : on suppose une variation linéaire de β en fonction de r qui nous donne le tableau (6-1) ci-dessous :

$$D'où $\beta = -9.26 \cdot 10^{-2} r + 25.24$$$

Tableau 6- 1: Les valeurs pour le tracé de la forme des aubes

point	d (mm)	r (mm)	Δr (mm)	Cm (m/s)	tg β	β (°)	sin β	r* tg β	B	Bm	Δa	$\Sigma \Delta a$	θ (°)	t (mm)	1/ sin β	σ (m)	ϕ (%)	b (m)	b (mm)
1	48.43	24.22	4.80	3.00	23.00	0.42	0.39	10.28	0.10					25.36	2.56	2.56	0.90	0.01	11.158
2	58.03	29.01	4.80	2.90	22.56	0.42	0.38	12.05	0.08	0.09	0.43	0.43	24.79	30.38	2.61	2.61	0.91	0.01	9.470
3	67.63	33.81	4.80	2.80	22.11	0.41	0.38	13.74	0.07	0.08	0.37	0.81	46.20	35.41	2.66	2.66	0.92	0.01	8.315
4	77.23	38.61	4.80	2.70	21.67	0.40	0.37	15.34	0.07	0.07	0.33	1.14	65.17	40.44	2.71	2.71	0.93	0.01	7.482
5	86.83	43.41	4.80	2.60	21.22	0.39	0.36	16.86	0.06	0.06	0.30	1.44	82.29	45.46	2.76	2.76	0.94	0.01	6.862
6	96.42	48.21	4.80	2.51	20.78	0.38	0.35	18.29	0.05	0.06	0.27	1.71	97.97	50.49	2.82	2.82	0.94	0.01	6.389
7	106.0	53.01	4.80	2.41	20.33	0.37	0.35	19.64	0.05	0.05	0.25	1.96	112.48	55.51	2.88	2.88	0.95	0.01	6.024
8	115.6	57.81	4.80	2.31	19.89	0.36	0.34	20.91	0.05	0.05	0.24	2.20	126.05	60.54	2.94	2.94	0.95	0.01	5.741
9	125.2	62.61	4.80	2.21	19.44	0.35	0.33	22.10	0.05	0.05	0.22	2.42	138.85	65.57	3.00	3.00	0.95	0.01	5.522
10	134.8	67.41	4.80	2.11	19.00	0.34	0.33	23.21	0.04	0.04	0.21	2.64	150.99	70.59	3.07	3.07	0.96	0.01	5.356

➤ **Interprétation des résultats :**

Les résultats qu'on a obtenu, indiquent des valeurs très proches de β dans les deux cas, ceci est prévisible étant donné que les valeurs de β sont faibles (elles varient entre 23° et 19°).

On a constaté l'existence d'une petite différence entre les deux dessins de tracé des aubes, cette différence se présente dans la courbure du premier cas qui est un peu plus accentuée que celle du deuxième cas.

Ceci peut s'expliquer comme suit :

La variation linéaire de $\tan \beta$ donne des valeurs un peu plus grandes que celles d'une variation linéaire de β , ce qui fait que la courbure est plus ressentie donc la pente de l'aube est plus grande. Or notre but est d'avoir des angles faibles pour que le coefficient de rétrécissement, qui est fonction de l'épaisseur de l'aube et donc de la longueur de l'aubage, ne soit pas très grand.

Pour avoir un bon fonctionnement de la pompe, on optera pour le schéma représentant une variation linéaire de β .

2. Changement du nombre d'aube

On a déjà tracé la forme des flasques d'une roue avec six(6) aubes, en utilisant la formule (1-38) pour estimer le nouveau nombre d'aubes à partir du nombre de tours spécifique. Pour notre roue radiale, on obtient : $N = 8$ aubes

Le nouveau tableau pour le tracé des aubes est rétabli pour huit aubes :

Tableau 6- 2: L'influence de N sur le tracé de la forme des aubes

Point	d (mm)	r (mm)	Δr (mm)	Cm (m/s)	tg β	β (°)	sin β	$r^* \text{tg} \beta$	B	Bm	Δa	$\Sigma \Delta a$	θ (°)	t (mm)	$1/\sin \beta$	σ (mm)	ϕ (%)	b (m)	b (mm)
1	48.43	24.22	4.80	3.00	0.42	23.00	0.39	10.28	0.10					19.02	2.56	2.56	0.87	0.01	11.59
2	58.03	29.01	4.80	2.90	0.42	22.57	0.38	12.06	0.08	0.09	0.43	0.43	24.78	22.79	2.61	2.61	0.89	0.01	9.78
3	67.63	33.81	4.80	2.80	0.41	22.13	0.38	13.75	0.07	0.08	0.37	0.81	46.18	26.56	2.65	2.65	0.90	0.01	8.54
4	77.23	38.61	4.80	2.70	0.40	21.69	0.37	15.36	0.07	0.07	0.33	1.14	65.13	30.33	2.71	2.71	0.91	0.01	7.67
5	86.83	43.41	4.80	2.60	0.39	21.25	0.36	16.88	0.06	0.06	0.30	1.44	82.23	34.10	2.76	2.76	0.92	0.01	7.01
6	96.42	48.21	4.80	2.51	0.38	20.80	0.36	18.32	0.05	0.06	0.27	1.71	97.88	37.87	2.82	2.82	0.93	0.01	6.52
7	106.0	53.01	4.80	2.41	0.37	20.36	0.35	19.67	0.05	0.05	0.25	1.96	112.3	41.64	2.87	2.87	0.93	0.01	6.14
8	115.6	57.81	4.80	2.31	0.36	19.91	0.34	20.94	0.05	0.05	0.24	2.20	125.9	45.40	2.94	2.94	0.94	0.01	5.84
9	125.2	62.61	4.80	2.21	0.35	19.45	0.33	22.12	0.05	0.05	0.22	2.42	138.7	49.17	3.00	3.00	0.94	0.01	5.61
10	134.8	67.41	4.80	2.11	0.34	19.00	0.33	23.21	0.04	0.04	0.21	2.63	150.8	52.94	3.07	3.07	0.94	0.01	5.44

➤ **Interprétation des résultats :**

L'augmentation du nombre d'aube engendre la diminution de la surface du passage du fluide dans la roue, donc relativement la largeur des aubes augmente afin d'évacuer le même débit, ce qui est clair dans le tableau présenté ci-dessus par un élargissement de la courbure du flasque avant de 0 jusqu'à 0.43mm.

Ce changement influe aussi sur le coefficient de rétrécissement qui descend au dessous de 90% cette diminution s'oppose avec la condition de contraction. Ceci nous conduit à rejeter cette estimation du nombre d'aubes donc on adapte la première estimation qui nous donne 6 aubes.

II. Validation

Pour approuver les dimensions obtenues, nous allons faire une validation avec deux pompes fabriquées par deux constructeurs connus (SONACOME Algérie, CAPRARI Italie).

1. Une pompe 40-NVA-150-5

Paramètres hydraulique de la pompe 40-NVA-150-5 :

- Débit nominale: 15 (m³/h)
- Hauteur manométrique totale (HMT): 23.5 (m)
- Vitesse de la pompe: 2900 (tr/min)
- Tubulure d'aspiration: 60 (mm)
- Tubulure de refoulement: 40 (mm)

Caractéristiques techniques de la roue de la pompe 40-NVA-150-5 :

- Roue fermée à simple courbure
- Matière : fonte grise non alliée
- Arbre : XC 35
- Rendement : 50%

Le tableau suivant représente la première comparaison avec la pompe 40-NVA-150-5 fabriquée sous License par le constructeur (SONACOME Algérie) qui se trouve au niveau du laboratoire d'hydraulique au sein de l'école nationale polytechnique d'Alger.

Tableau 6- 3: Comparaison avec la pompe 40-NVA-150-5

Eléments de Construction	Dimensions	Pompe 40-NVA-150-5	Pompe dimensionnée
Clavette	a	5	4
	b	5	4
	L	28	18
Erou	q	22	6
	p	22	5
	d	12	6
	h	11	5
	H	26	16
	a	21	16
Arbre	d	16	12
	L	320	300
Roue	d_e	25	16
	D_e	53	48.43
	D_1	53	48.43
	D_2	150	134.82
	b_1	13	11.16
	b_2	4	5.36
	e	2.5	2
Volute	D_3	163	146.55
	b_3	8	10.72
	L_3	144	100
	$H_{\phi s}$	24	26
	e	9 ÷ 17	10
Bague d'étanchéité (1)	l	15	9
	d_{int}	63	12
	e	7	4
Bague d'étanchéité (2)	l	17	14
	d_{int}	53.5	51
	e	3	4
Distributeur	d_{int}	51	51
	L	63	63
Refoulement	d_{int}	40	40

On remarque une différence entre les dimensions des deux turbomachines, cette différence est due au choix du matériau et du rendement estimé donc on recalcule les dimensions de notre turbomachine une deuxième fois passant par la même démarche, mais en utilisant le même matériau de construction que la pompe 40-NVA-150-5 fabriqué avec de la fonte (le module d'élasticité transversal de la fonte $G= 414 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$) et on adapte aussi le même rendement de cette pompe ($\eta=50\%$).

On obtient le nouveau tableau suivant :

Tableau 6- 4: Deuxième cas de comparaison avec la pompe 40-NVA-150-5

Eléments de Construction	Dimensions	Pompe 40-NVA-150-5	Pompe dimensionnée
Clavette	a	5	5
	b	5	5
	L	28	24
Erou	q	22	12
	p	20	10
	d	12	12
	h	11	10
	H	26	22
	a	21	22
Arbre	d	16	16
	L	320	300
Roue	d_e	25	22.5
	D_e	53	53
	D_1	53	53
	D_2	150	134.82
	b_1	13	10.5
	b_2	4	5.2
	e	2.5	2
Volute	D_3	163	146.55
	b_3	8	10.4
	L_3	144	100
	H_{φ_s}	24	26.73
	e	9 ÷ 17	10
Bague d'étanchéité (1)	l	15	9
	d_{int}	23	16
	e	7	4
Bague d'étanchéité (2)	l	17	14
	d_{int}	53.5	53
	e	3	4
Distributeur	d_{int}	51	51
	L	63	63
Refoulement	d_{int}	40	40

Interprétation des résultats :

Après avoir changé les deux paramètres (G, η) caractéristiques du matériau, on constate que les résultats obtenus sont égaux ou se rapprochent de celles de la pompe 40-NVA-150-5, donc on peut dire que notre méthode d'estimation est fiable.

2. Pompe de MEC-AZ 1/40 C

La plaque signalétique de la pompe de MEC-AZ 1/40 C se représente ci-dessous :

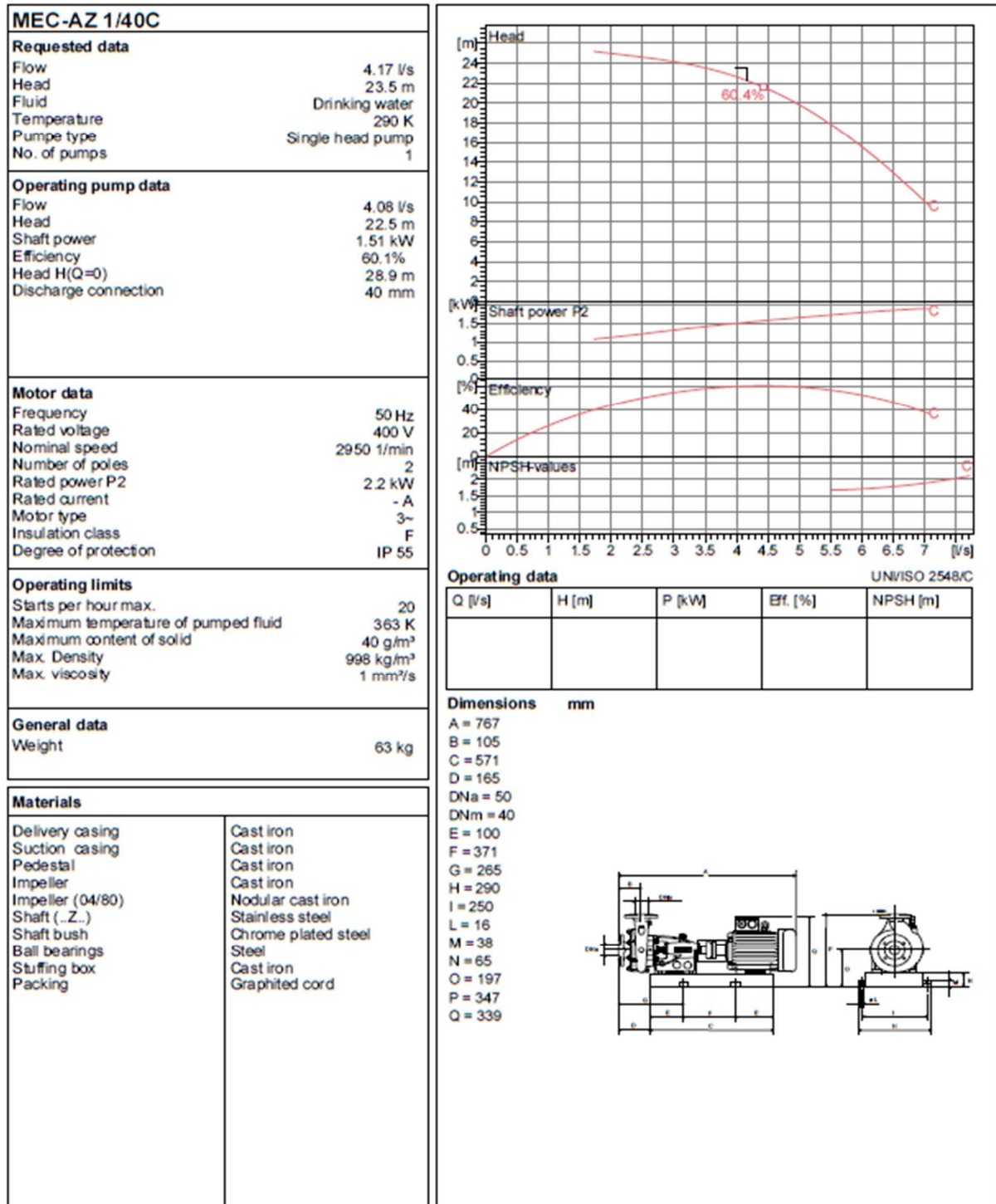


Figure 6- 2 : Fiche technique de la pompe MEC-AZ 1/40 C

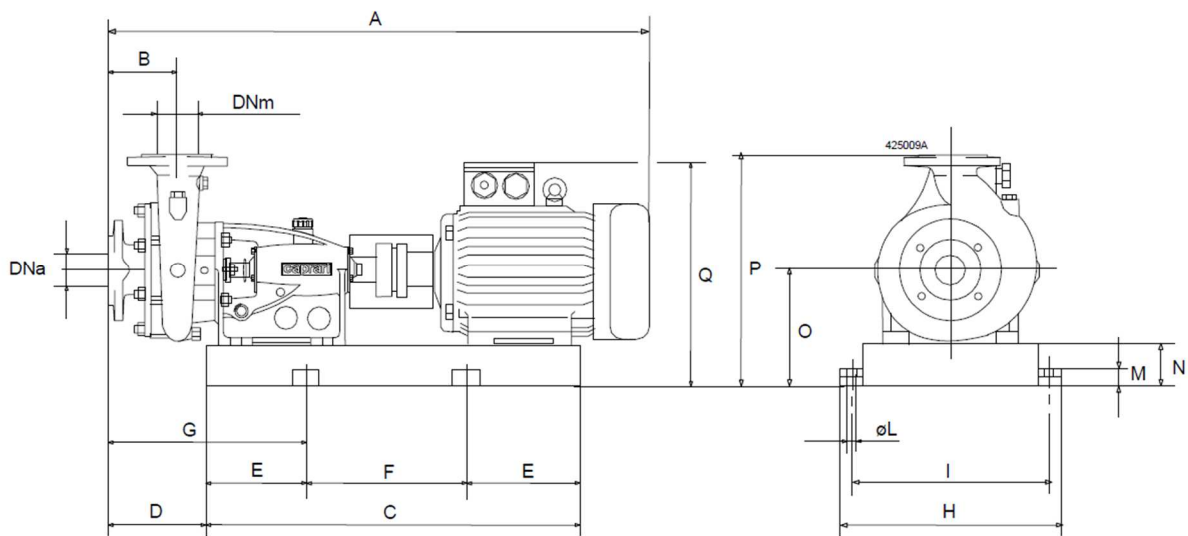


Figure 6- 3 : Pompe MEC-AZ 1/40 C

Paramètres hydraulique de la pompe (MEC-AZ 1/40 C) :

- Débit nominale: 15 (m³/h)
- Hauteur manométrique totale (HMT): 23.5 (m)
- Vitesse de la pompe: 2950 (tr/min)
- Tubulure d'aspiration: 50 (mm)
- Tubulure de refoulement: 40 (mm)

Caractéristiques techniques de la roue de la pompe (MEC-AZ 1/40 C) :

- Roue fermée à simple courbure
- Matière : acier inoxydable
- Rendement : 60%

Les dimensions de la pompe (MEC-AZ 1/40 C) :

Tableau 6- 5: Deuxième comparaison avec la pompe MEC-AZ 1/40 C

Eléments de Construction	Dimensions	Pompe MEC-AZ 1/40 C	Pompe dimensionnée
Arbre	L	320	300
Roue	D_e	53	48.43
	D_1	53	48.43
Distributeur	d_{int}	50	51
	L	85	63
Refoulement	d_{int}	40	40

Interprétation des résultats :

On remarque que les dimensions des deux turbomachines (dimensionnée et la pompe MEC-AZ 1/40 C) s'approchent, le rendement estimé pour notre étude à une petite différence de 5% de celle de du constructeur (CAPRARI Italie) avec le même matériau de construction.

Conclusion

Dans ce chapitre, on a effectué une validation qui permet de confirmer les résultats obtenus par l'étude établie dans les chapitres précédents.

CONCLUSION
GENERALE

CONCLUSION GENERALE

Le dimensionnement des turbomachines a travers le monde s'effectue par des grands bureaux d'étude associés à des sociétés et entreprises géantes qui ont tous les moyens et surtout l'expérience requis pour que le travail soit excellent.

Malgré le manque remarquable des moyens au sein de l'école nationale polytechnique, nous nous sommes jamais baissés les bras face aux obstacles confrontés lors de l'élaboration de notre travail, on a fait de notre mieux pour que ce mémoire soit bon, riche et le plus important utile pour nous et pour les prochaines promotions.

Dans ce travail, nous avons relevé un challenge et nous avons essayé de donner une suivre et fiable méthodologie de dimensionnement des turbomachines qui nous permet de concevoir et de réaliser des pièces de pompes qu'on peut les qualifier de qualité.

Nous sommes retrouvés face au défi d'apprendre à manipuler des logiciels de calcul, de programmation et du dessin dans un peu de temps, malgré ça on a réussi à bien apprendre à utiliser ces logiciels et les introduire dans la réalisation de ce projet.

Notre dimensionnement a été focalisé juste sur un type des machines (les machines radiales) on peut élargir cette étude en essayant de dimensionner d'autres types de machines que ce soit axiales ou mixtes.

On peut attribuer à une turbomachine le titre de « carrefour de technologie » pour la raison que le dimensionnement et la fabrication d'une pompe englobe et touche profondément multi secteurs de technologie tel que l'hydraulique en premier lieu, la mécanique, l'électricité et aussi la métallurgie donc nous avons remarqué et on recommande les intéressés par ce travail d'approfondir dans l'étude chacun dans sa spécialité et pourquoi pas extraire d'autres sujets de projets de fin d'études pour améliorer ou compléter ce travail.

En hydraulique, la simulation de l'écoulement dans la turbomachine peut faire l'objet d'un intéressant PFE dans le but de suivre les trajectoires d'écoulement du fluide et corriger les erreurs si elles existent pour diminuer toutes sortes de pertes et améliorer le rendement de notre machine.

En mécanique aussi on peut bien creuser dans l'étude des frottements et puis sur les forces et les moments (torsion, flexion, traction...) qui influent sur les éléments de construction de la turbomachine (arbre, clavette, roue...)

On peut bien parler sur la partie électrique de la pompe c.à.d. les moteurs et voir le développement rapide qui touche ce domaine et essayer de travailler sur une des technologies récentes.

Un autre côté de la pompe qu'on peut l'étudier profondément c'est le côté des matériaux adaptés pour le dimensionnement et la construction de la turbomachine, on peut également varier les métaux utilisés et remarquer l'influence de cette variation.

CONCLUSION GENERALE

Toutes ces remarques prouvent que le milieu des pompes centrifuges est vaste et que les recherches expérimentales et théoriques sur les pompes sont au cours de développement et d'amélioration alors l'étude des turbomachines peut toujours construire un objet de recherche inédit.

Enfin, nous sommes optimistes que notre travail trouvera une large audience auprès des étudiants et il sera une référence qui permet de bien gérer les études et les projets en matière de pompe centrifuge monocellulaire génératrice d'énergie.

- ASUAJE M. (2011). *Méthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines à fluide incompressible*. Ecole Nationale d'Arts et Métiers de Paris.
- BELAHADJI B. ; THUMA A. (Directeur) (1988). *Etude hydraulique d'une pompe centrifuge*. ENP Alger.
- CAIGNAERT G. (1978). *Contribution à l'étude des interactions entre le bec de la volute et la roue d'une pompe centrifuge*. Université de Sciences et Techniques de LILLE.
- CHEVALIER A. (1996). *Guide du dessinateur industriel pour maîtriser la communication technique*.
- GIET A. (1982). *Résistance des matériaux (Tome I)*.
- KSB. (2005). *Détermination des pompes centrifuges*. Allemagne: 5^{ème} Edition révisée et étendue.
- MASSINISSA D. (2011). *Identification numérique des paramètres d'amélioration des performances d'une pompe centrifuge: roue, roue-volute et roue-diffuseur*. Université de Québec.
- PANTALE O. (2008). *Machines Mécaniques et Turbomachines, cours de S8*. Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes.
- SEDILLE M. (1967). *Turbo-machines hydrauliques et thermiques (TOME II Pompe centrifuges et axiales; Turbines hydrauliques)*. Paris.
- STEPANOFF A. (1961). *pompes centrifuges et pompes hélices*. Paris.
- THUMA A. (1990). *Machines hydrauliques*. Ed. O.P.U. Ben Aknoun, Alger.
- wikipedia*. Récupéré sur [http://fr.wikipedia.org/wiki/Arbre_\(m%C3%A9canique\)](http://fr.wikipedia.org/wiki/Arbre_(m%C3%A9canique)).
- Site des cours de GC*. Récupéré sur http://www.azprocede.fr/Cours_GC/pompe_centrifuge_chargeaspi.html .
- Site des cours de S8*. Récupéré sur http://www.academia.edu/8399010/CoursdeS8_MachinesM%C3%A9caniqueset_Turbomachines.
- Site pour des mémoires*. (09 07 2012). Récupéré sur <http://www.memoireonline.com/Predetermination-des-performances-dune-pompe-centrifuge-a-partir-de-ses-donnees-geometriques-E.html>.