

République Algérienne Démocratique et Populaire
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

Option : Génie Thermique et Energies Renouvelables

Thème

Etude d'une station de pompage anti-incendie au sein du complexe de Hassi R'mel

Présenté par

ALILI Fouad
BENSID Adil

Devant les membres de jury:

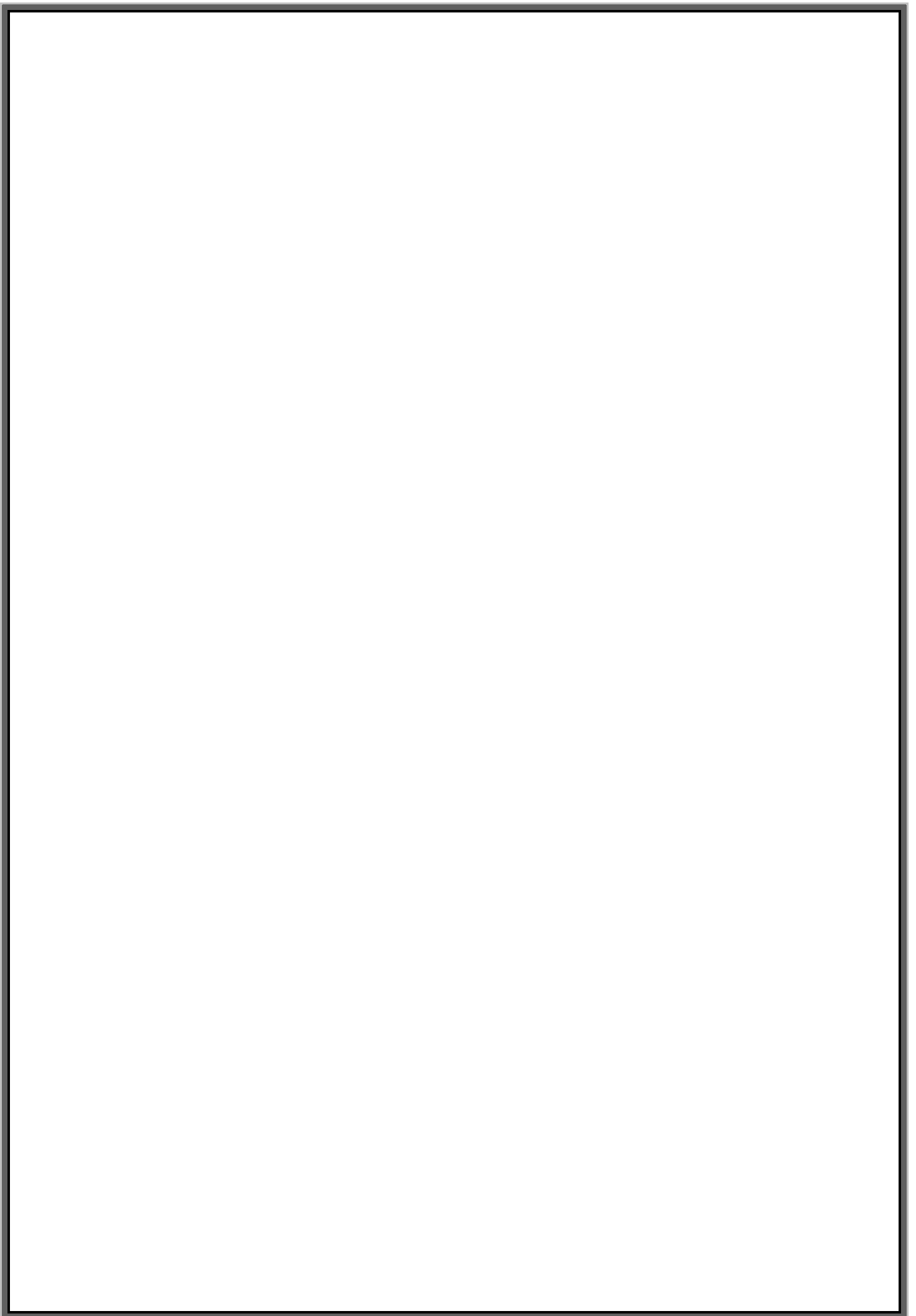
Mr GHERNAOUT M.A.
Mr SEBBANE O.
Mr GUELIL H.

Président
Examineur
Examineur

Mme BENSEDDIK L.
Mr MOKHTARI A. H.

Encadreur
Co-Encadreur

Année universitaire : 2014/2015



بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Remerciements

Au nom d'ALLAH, le Tout Miséricordieux le plus grand merci lui revient de nous avoir guidé vers le droit chemin, de nous avoir aidé tout au long de nos années d'études et pour toutes ses grâces qui nous entourent.

Nous adressons nos remerciements les plus sincères à toutes les personnes qui nous ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire.

*Nous tenons à remercier sincèrement Madame **BENSEDDIK L**, qui, en tant qu'encadreur de ce mémoire, s'est toujours montrée à l'écoute et très disponible tout au long de la réalisation de notre travail, ainsi que pour l'aide et le temps consacrés pour la concrétisation de cet œuvre.*

*Nous remercions aussi Monsieur **MOKHTARI ABDEL HAFID**, Notre Co-encadreur qui nos a formé et accompagné tout au long de cette expérience professionnelle avec beaucoup de patience et de pédagogie au sein de SONATRACH de Hassi R'mel ; Ainsi l'ensemble des cadres de service de maintenance pour les conseils prodigués au cours de notre stage, et tous les employés sans oublier les agents du Service de sécurité « module 3 (MPP3) ».*

*Nous tenons encore à remercier les membres honorables du jury (**Mr. GHERNAOUT, Mr. SEBBANE et Mr. GUELIL**) qui ont bien voulu expertisé notre travail.*

Nous adressons nos plus sincères remerciements à nos parents pour leur contribution, leur soutien et leur patience et aux proches, qui nous ont toujours soutenu et encouragé au cours de la réalisation de ce mémoire.

A nos chers amis pour leurs fidélités, à tous nos camarades dont nous avons partagé des moments de joies et de bonheur l'expression de notre reconnaissance

Dédicace

Merci mon Dieu de m'avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir, la force d'y croire, la patience d'aller jusqu'au bout de mes rêves.

*Je dédie ce travail, à tous ceux qui me sont chers, A mes chers parents qui jusqu'à présent m'ont toujours soutenu sans conditions, je ne saurai exprimer toute la reconnaissance que j'ai envers vous. Vous représentez pour moi l'exemple par excellence. Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime et le respect que j'ai toujours eu pour vous. **"QUE DIEU VOUS GARDE** et fasse qu'ils soient toujours fiers de moi"*

mes frères chacun avec son nom,

toute ma grande famille, (mes tantes, mes oncles et leurs fils et filles),

À la mémoire de mon défunt grand père qui a tout investi a ses chères enfants, et qui aurait souhaité vivre plus longtemps pour voir ce que nous allons devenir, pour nous soutenir et assister à chaque étape de notre vie,

À ma très chère grand-mère qui a su me transmettre autant d'amour et de tendresse que ma propre mère,

À mon grand frère et binôme « ADIL» avec qui j'ai partagé une belle année d'études,

À Madame BENSEDDIK L et à Monsieur MOKHTARI ABDEL HAFID,

À mes chères camarades de la 2ème année master de Génie Thermique et Energies Renouvelables.

À tous ceux, qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce mémoire de fin d'études.

A.Fouad

Je remercie Dieu de m'avoir donné la sagesse et le courage et surtout la patience pour finir ce modeste travail,

Je voudrais dédier ce travail à toute ma famille et surtout à mes très chers parents qui ont veillé pour que je sois ce que je suis devenu maintenant, aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime et le respect que j'ai toujours eu pour vous.

À celle qui m'a donné la vie et partagé mes peines comme mes joies, à celle qui m'a transmis l'amour, à toi très chère mère,

À mes grands parents maternels et paternels,

À toute ma grande famille,

À mes tantes, mes oncles, sans oublier les cousins et les cousines,

mes chères frères « CHAKIB » et « RYAD » et à ma chère sœur qui mon encouragé tout le long de mon parcours d'études, sans oublier mon neveu « ADAM »,

À mon frère avant d'être mon binôme « FOUAD » avec qui j'ai partagé une belle année d'études,

À Madame BENSEDDIK L et à Monsieur MOKHTARI ABDEL HAFID,

À mes chères camarades de la 2ème année master de Génie Thermique et Energie Renouvelable et à tous les professeurs du département de génie mécanique,

À mes chers amis avec les quels j'ai partagé des moments inoubliables,

À tous ceux qui me sont chères.

B.Adil

Tables des matières

Pages

Remerciement	
Dédicace	
Table des Matières	
Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale	
Chapitre I : Présentation du site HASSI R'MEL	
I.1. Introduction	1
I.2. Situation Géographique de Hassi R'Mel	1
I.3. Historique du champ de Hassi R'Mel	2
I.4. Développement du champ de Hassi R'Mel	2
I.5. Les installations gazières à Hassi R'Mel	3
I.5.1. Les modules de traitement de gaz	5
I.5.2. Centre de traitement de gaz Djebel-Bissa	6
I.5.3. Centre de traitement de gaz HR-Sud	6
I.5.4. Station récupérations des gaz associés (SRGA)	6
I.5.5. Les Stations de Compression	6
I.5.6. Centre de stockage et de transfert par facilité (CSTF)	6
I.6. Module 3 (MPP3)	7
I.6.1. Présentation du Module 3.....	7
I.6.2. Organisation du MPP3.....	8
I.6.2.1. Service Exploitation	8
I.6.2.2. Service Maintenance	8
I.6.2.3. Service Sécurité	8
I.6.3. Les Unités du MPP3	8
I.6.4. Traitement du gaz brut au MPP3	9
I.6.4.1. Description détaillée du procédé de traitement du gaz du module 03.....	10
I.6.5. Système anti-incendie du module 3	11
I.6.5.1. Composants du Système anti-incendie	12
I.6.5.2. But du Système anti-incendie.....	12

I.7. Conclusion.....	13
Chapitre II : Généralités sur les pompes	
II.1.Introduction.....	14
II.2.Généralité sur les pompes centrifuges et son environnement.....	14
II.2.1.Présentation extérieure.....	14
II.2.1.1.Machine d'entraînement.....	16
II.2.1.1.1.Moteur électrique.....	16
II.2.1.1.2.Moteur Diesel.....	16
II.2.1.2.Accouplement.....	16
II.2.2. Environnement d'une pompe centrifuge.....	17
II.3. Description de la pompe centrifuge.....	17
II.3.1.Composants de la pompe centrifuge.....	18
II.3.2.Circulation du liquide dans la pompe centrifuge.....	19
II.3.3.Fonctionnement d'une pompe centrifuge.....	19
II.3.4.Différentes installations (marche en série et en parallèle).....	20
II.3.4.1.Marche en série.....	20
II.3.4.2.Marche en parallèle.....	21
II.3.5.Evolution de la pression et de la vitesse dans une pompe.....	22
II.3.6.Variation des caractéristiques.....	23
II.3.6.1.Réduction du diamètre des roues (rognage).....	23
II.3.6.2.Modification de la vitesse de rotation	24
II.3.7.Principaux types de pompes centrifuges.....	25
II.3.7.1.Selon la trajectoire du fluide (trajectoire de l'écoulement).....	25
II.3.7.1.1.Formes des roues liées au produit pompé.....	25
II.3.7.2.Selon le nombre d'étages	26
II.3.7.3.Selon la disposition de l'axe de la pompe.....	26
II.3.7.3.1.Différents types de pompes verticales.....	27
II.3.7.3.2.Différents types de pompes horizontales.....	29
II.3.8.Utilisation des pompes centrifuges.....	30
II.3.9.Avantages et inconvénients des pompes centrifuges.....	31
II.4.Théorie des pompes centrifuges.....	31
II.4.1.Critères généraux de définition des pompes.....	31
II.4.1.1.La vitesse de rotation n	31

II.4.1.2.Débit refoulé Q de la pompe.....	31
II.4.2.Définition de la roue.....	31
II.4.2.1.Evolution du fluide à l'intérieur de la roue.....	32
II.4.3.Pression de refoulement (ΔP) de la pompe.....	33
II.4.4.Rendement (η) et puissance absorbée (P) au niveau de l'arbre d'une pompe centrifuge.....	34
II.4.5.Caractéristiques de l'installation.....	36
II.4.5.1.Courbe caractéristique de la hauteur manométrique totale de la pompe.....	36
II.4.5.2. Hauteur manométrique H de l'installation.....	36
II.4.5.2.1.L'équation de Bernoulli.....	36
II.4.5.2.2. les pertes de charge.....	38
II.4.5.2.2.1.Les pertes de charge H_{v_l} dans les tuyauteries droites (linéaire)...38	
II.4.5.2.2.2.Les pertes de charge H_{v_s} dans les robinetteries et les raccords de tuyauterie (singulière).....	41
II.4.5.3.Courbes caractéristiques de réseau.....	43
II.4.6. Point de fonctionnement.....	44

Chapitre III : Le dysfonctionnement des pompes centrifuges

III.1. Introduction	46
III.2. Facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges	46
III.3. Description de phénomène de cavitation et Le NPSH dans les pompes	47
III.3.1. la cavitation	47
III.3.1.1. Types de cavitation	48
III.3.1.2. Effets de la cavitation	49
III.3.1.3. La cavitation dans une pompe centrifuge.....	51
III.3.2. le NPSH (Net Positive Suction Head)	52
III.3.2.1.NPSH disponible.....	52
III.3.2.1.1.NPSH _{disp} d'une pompe fonctionnant en aspiration	53
III.3.2.1.2.NPSH _{disp} d'une pompe fonctionnant en charge	53
III.3.2.2.NPSH requis.....	54
III.3.2.3. Conditions de cavitation	55
III.3.3. Remèdes contre la cavitation.....	56
III.3.4. Comment peut-on éliminer la cavitation	57
III.3.5. Comment peut-on éviter la cavitation ou la réduire au minimum ?.....	57

III.4. Fonction des garnitures et principaux types	57
III.4.1. Rôle d'une garniture d'étanchéité	58
III.4.2. Principaux types de garnitures d'étanchéité (Critères de choix)	59
III.4.2.1. Garnitures à tresses.....	60
III.4.2.1.1. Description d'une garniture type	60
III.4.2.1.2. Principe de fonctionnement	60
III.4.2.1.3. Avantages et inconvénients d'une garniture à tresses	62
III.4.2.1.4. Exemple de garniture à tresses	63
III.4.2.2. Garnitures mécaniques	63
III.4.2.2.1. Principe de fonctionnement	63
III.4.2.2.2. Différents types de garnitures mécaniques	65
III.4.2.2.3. Les circuits auxiliaires	66
III.4.2.2.3.1. Circulation (ou flushing).....	66
III.4.2.2.3.2. Quench	66
Chapitre IV : Etude de la Pompe Anti Incendie P411	
IV.1.Description Générale du système anti-incendie.....	68
IV.2.Réseau d'incendie.....	68
IV.2.1.Pompe d'incendie.....	68
IV.2.2.Fonctionnement et commande du Système de lutte contre l'incendie.....	71
IV.2.2.1.Arrêt.....	72
IV.2.2.2.Remise en état.....	73
IV.3.Partie calculs.....	76
IV.3.1.Détermination des paramètres principaux.....	77
IV.3.2.Calcul hydraulique.....	78
IV.3.3. $NPSH_{DISPO}$ en charge.....	84
IV.3.4. Le rendement.....	86
IV.3.5. Interprétation des calculs.....	87
IV.4.Test de performance des pompes anti incendie.....	88
IV.4.1. Références normatives.....	88
IV.4.2.Présentation du système – pompes anti incendie.....	88
IV.4.3. Objet de la procédure.....	88
IV.4.4. Objectifs de la procédure.....	88
IV.4.5. Déroulement du test.....	89

IV.4.5.1.Exigences.....	89
IV.4.6. Personnels présents aux tests.....	89
IV.4.7. Check-lists de test de performance.....	90
IV.5.Courbe de point de fonctionnement.....	94
IV.5.1.Calcul des paramètres de la courbe de réseau.....	94
IV.5.2.Courbe de point de fonctionnement.....	97
IV.5.3.Interprétation entre les graphes des pompes, du constructeur et du réseau.....	97
IV.6.Conclusion.....	99

Conclusion générale

Références Bibliographiques

Résumé

Nomenclature

g : Accélération de pesanteur	m/s ²
: Masse volumique	kg/m ³
d : Densité de fluide	
K : Rugosité	mm
T : Températures d'eau	°C
Re : Nombre Reynolds	
L : Longueur de canalisation	m
: Rendement	
T _v : Tension de vapeur	bar
N : Nombre de tour	tr/min
: Coefficient de perte de charge	
P : Puissance absorbé	kW
P _h : Puissance hydraulique	kW
P _a : Puissance de l'entraîneur	kW
C _{dy} : Composante dynamique	m
C _{sta} : Composante statique	m
Q : Débit de la pompe	m ³ /h
Q _a : Débit d'aspiration	m ³ /h
Q _r : Débit de refoulement	m ³ /h
S _a : Section de la bride d'aspiration	m ²
S _r : Section de la bride de refoulement	m ²
P _a : Pression d'aspiration	bar
P _r : Pression de refoulement	bar
P _e : Pression du bac	bar
P _A : Pression dans le bac (A)	bar
P _D : Pression dans le bac (D)	bar
P _v : Pression de vapeur	bar
P _{a,s} : Pression d'aspiration sans les pertes	bar
H : Hauteur manométrique	m
H _{géo} : Hauteur entre le niveau d'eau dans le réservoir et le point d'aspiration	m
S : Hauteur entre le centre de la roue et le centre de la bride d'aspiration	m
H _a : Hauteur d'aspiration	m

$H_{a,s}$: Hauteur entre la bride d'aspiration et la bride de refoulement	m
d_a : Diamètre intérieur de la bride d'aspiration	mm
D_a : Diamètre extérieur de la bride d'aspiration	mm
d_r : Diamètre intérieur de la bride de refoulement	mm
D_r : Diamètre extérieur de la bride de refoulement	mm
D : Diamètre de la roue	mm
H_v : La somme des pertes	m
H_{v1} : Pertes linéaires	m
H_{vS} : Pertes singulières	m
ν_{dyn} : Viscosité dynamique	Kg/m.s
ν_{cin} : Viscosité cinématique	m ² /s
NPSH : Hauteur de charge nette à l'aspiration (Net Positive Suction Head)	m
$NPSH_{requis}$: Hauteur de charge nette à l'aspiration de la pompe	m
$NPSH_{disp}$: Hauteur de charge nette à l'aspiration de l'installation	m
V_a : Vitesse d'aspiration	m/s
V_r : Vitesse de refoulement	m/s
V_A : Vitesse dans le bac (A)	m/s
V_D : Vitesse dans le bac (D)	m/s
V_P : Vitesse périphérique de la roue	m/s
V_e : Vitesse de bac	m/s
\vec{u} : La vitesse d'entraînement	m/s
\vec{w} : La vitesse relative	m/s
\vec{v} : La vitesse absolue	m/s

Liste des figures

Figure I.1: Position géographique de Hassi R'Mel.....	1
Figure I.2: Répartition des différentes installations sur le champ de Hassi R'Mel.....	4
Figure I.3: Module 3 de la société Sonatrach (champ de Hassi R'Mel).....	7
Figure I.4: Schéma descriptif du module 3.....	9
Figure I.5: Système anti-incendie.....	12
Figure II.1: Montage d'une pompe en aspiration et en charge.....	14
Figure II.2: Présentation extérieure d'une pompe centrifuge monocellulaire.....	15
Figure II.3: Différents modèles d'accouplement d'une pompe centrifuge.....	16
Figure II.4: Environnement extérieure des pompes centrifuges.....	17
Figure II.5: Pompe centrifuge monocellulaire.....	18
Figure II.6: Circulation du liquide et les pièces hydrauliques d'une pompe centrifuge simple.....	19
Figure II.7: Caractéristique de la pompe équivalente à deux pompes en série.....	20
Figure II.8: Marche en parallèle des pompes centrifuges.....	21
Figure II.9: Schéma montrant l'évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe.....	22
Figure II.10: Courbe caractéristique de la hauteur par rapport au diamètre.....	23
Figure II.11: Courbe caractéristique hauteur d'élévation-débit de la pompe.....	24
Figure II.12: Courbe caractéristique de résistance du circuit.....	25
Figure II.13: Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes rotodynamiques.....	25
Figure II.14: Formes de différentes roues.....	26
Figure II.15: Pompes centrifuges multicellulaires.....	26
Figure II.16: Pompe centrifuge à axe de rotation vertical dite pompes "In Line".....	27
Figure II.17: Pompe verticale « à pied ».....	27
Figure II.18: Pompe centrifuge verticale de type à barrel.....	28
Figure II.19: Pompe centrifuge horizontale de type « Porte à Faux ».....	29
Figure II.20: Pompe centrifuge horizontale de type "TOP TOP".....	29
Figure II.21: Pompe centrifuge multicellulaire Horizontale.....	30
Figure II.22: Schéma représentatif des directions des vitesses.....	33
Figure II.23: Triangles des vitesses.....	33
Figure II.24: Courbes caractéristiques débit /hauteur.....	36

Figure II.25: Coefficient de frottement dans les tuyauteries λ en fonction du nombre de REYNOLDS (Re) et de la rugosité relative d/k	40
Figure II.26: Pertes de charge H_v pour des tuyaux en acier ($k = 0,05$ mm).....	41
Figure II.27: Représentation schématique des types de robinetterie d’après le (Tableau II.1).....	42
Figure II.28: Courbe caractéristique de réseau (H) avec composante statique et composante dynamique.....	44
Figure II.29: Point de fonctionnement.....	45
Figure III.1: Photo illustrant la cavitation sur un impulseur.....	48
Figure III.2: Visualisation de différents types de cavitation.....	49
Figure III.3: Erosion d’un impulseur exposée à la cavitation.....	50
Figure III.4: Usure par cavitation d'un impulseur de pompe centrifuge.....	50
Figure III.5: Evolution de la hauteur énergétique et du rendement en fonction du débit pour des pompes en régimes cavitant et non cavitant.....	51
Figure III.6: Schémas représentant le NPSH disponible.....	52
Figure III.7: Détermination de $NPSH_{disp}$ pour un fonctionnement en aspiration d’une pompe à installation horizontale ou verticale.....	53
Figure III.8: Détermination de $NPSH_{disp}$ en fonctionnement en charge pour une pompe à installation horizontale ou verticale.....	54
Figure III.9: Courbe du NPSH requis.....	54
Figure III.10: Courbe caractéristique du NPSH requis.....	55
Figure III.11: Schéma représentant la chute de pression au premier contact du fluide avec l’impulseur.....	56
Figure III.12: La figure montrant la position d’une garniture d’étanchéité dans une pompe à roue en porte à faux.....	59
Figure III.13: Coupe de principe d’une garniture à tresse (ou “presse-étoupe”).....	60
Figure III.14: Compression des anneaux.....	61
Figure III.15: Répartition des fuites le long de l’arbre.....	62
Figure III.16: Schéma représentant une garniture à tresse d’une pompe centrifuge.....	63
Figure III.17: Schéma représentant une garniture mécanique d’une pompe centrifuge.....	64
Figure III.18: Garniture à ressort et joint pseudo statique.....	65
Figure III.19: Garniture à soufflet rotatif.....	65
Figure III.20: Système Quench.....	66

Figure IV.1: Pompe anti-incendie P411A entraînées par moteur électrique.....	68
Figure IV.2: Pompe anti-incendie P412A dite aussi pompe « Jockey ».....	69
Figure IV.3: Pompe anti-incendie P411C entraînées par un moteur diesel.....	70
Figure IV.4: L'opérateur du poste incendie.....	72
Figure IV.5: Pressure Switch.....	73
Figure IV.6: Système de pompes anti-incendie.....	75
Figure IV.7: Courbe caractéristique du constructeur de la pompe P411.....	77
Figure IV.8: Pertes de charge, H_{v1} pour des tuyaux en acier ($k = 0,05 \text{ mm}$).....	79
Figure IV.9: Coefficient de frottement dans les tuyauteries () en fonction du nombre de REYNOLDS (Re) et de la rugosité relative (d/k).....	80
Figure IV.10: Installation du système anti-incendie.....	81
Figure IV.11: Représentation schématique des types de robinetterie.....	81
Figure IV.12: Courbe caractéristique de réseau (H) avec composante statique et composante dynamique.....	94
Figure IV.13: Point de fonctionnement de la pompe P411.....	97
Figure IV.14: Courbe de comparaison entre les graphes des pompes, du constructeur et du réseau.....	98

Liste des tableaux

Tableau II.1: Coefficients de perte de charge dans les robinetteries (en fonction de la vitesse d'écoulement dans la section de raccordement DN).....	42
Tableau II.2: Coefficients de perte de charge ϵ dans les coudes.....	43
Tableau IV.1: Configuration de système anti-incendie.....	68
Tableau IV.2: Indicateur de fonctionnement des pompes d'incendie.....	71
Tableau IV.3: Paramètres de la pompe P411 du constructeur.....	73
Tableau IV.4: Coefficients de perte de charge dans les robinetteries (en fonction de la vitesse d'écoulement dans la section de raccordement DN).....	79
Tableau IV.5: Coefficients de perte de charge dans les coudes.....	79
Tableau IV.6: Tension de vapeur P_D , masse volumique, et viscosité cinématique, de l'eau saturée en fonction de la température (t).....	81
Tableau IV.7: Comparaison entre les paramètres de constructeur et les paramètres de calcul avec les pertes.....	83
Tableau IV.8: Les coordonnées de courbe de réseau.....	94

Introduction générale

Depuis des décennies, l'homme a essayé d'atteindre un outil pour l'accès à ses besoins, le pompage de l'eau lui a concrétisé un développement énorme dont il a obtenu de grandes réalisations dans le domaine d'hydraulique.

Les pompes centrifuges occupent une place très importante au sein de l'entreprise SONATRACH. Caractérisées par la continuité de leurs fonctionnements, elles ont un rôle indispensable dans l'industrie pétrolière et gazière, car elles sont utilisées dans les différents traitements des hydrocarbures ainsi que les systèmes anti-incendie pour assurer la protection des installations.

Notre travail est basé sur l'étude des caractéristiques et la fiabilité de la pompe centrifuge P411 du système anti-incendie de l'unité de traitement de gaz MPP03 (SH/DP/HRM).

Ce mémoire s'étale sur quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, nous avons décrit le champ de la division production SANATRACH de HASSI R'MEL en général et l'unité Module 3 (MPP3) en particulier.

Ensuite, dans le deuxième chapitre on s'est concentré sur les généralités des pompes Centrifuges, la classification des différents types de pompes ainsi que leur principe de fonctionnement.

Dans Le troisième chapitre, nous avons déterminé le dysfonctionnement des pompes centrifuges avec les différentes pannes des organes les plus critiques afin d'établir des solutions et éviter un déséquilibre du système.

Le dernier chapitre est consacré sur l'étude de la pompe anti-incendie P411. Cette étude nous a permis de calculer les différents paramètres, avec une comparaison de celle du constructeur.

Finalement, pour concrétiser nos résultats, on a réalisé un test réel de performance de cette pompe sur site.

Chapitre I :
Présentation du site de
HASSI R'MEL

I.1.Introduction [1] :

Le secteur des hydrocarbures joue un rôle très important dans l'économie des pays vue leurs demandes et leurs utilisations devenues indispensables dans chaque foyer et dans chaque entreprise dans le monde.

Le gaz naturel depuis sa découverte aux USA en 1921, est utilisé comme fuel gaz à l'usage domestique et son utilité ne cesse de croître dans le domaine industriel comme étant l'énergie principale utilisée pour le transport et la production d'électricité.

La production du gaz naturel, son traitement jusqu'à son transport ; sont des procédés qui visent à améliorer la qualité du produit pour qu'ils répondent aux spécifications demandées tout en limitant les pertes.

L'Algérie est classée parmi les plus grands pays exportateurs de gaz naturel et possède l'un des plus grand gisements mondiale de gaz naturel et qui se situe à Hassi R'Mel.

I.2.Situation Géographique de Hassi R'Mel (HR):

Le gisement de Hassi R'Mel est situé à 525km au sud d'Alger, entre les Wilayas de Ghardaïa et Laghouat. Dans cette région relativement plate du Sahara l'altitude moyenne est d'environ de 750m au dessus du niveau de la mer, Le climat est caractérisé par une pluviométrie faible (140mm/an) et une humidité moyenne de 19% en été et 34% en hiver, les amplitudes thermiques sont importantes varient de -5°C en hiver à 45°C en été, les vents dominants sont de direction nord ouest.

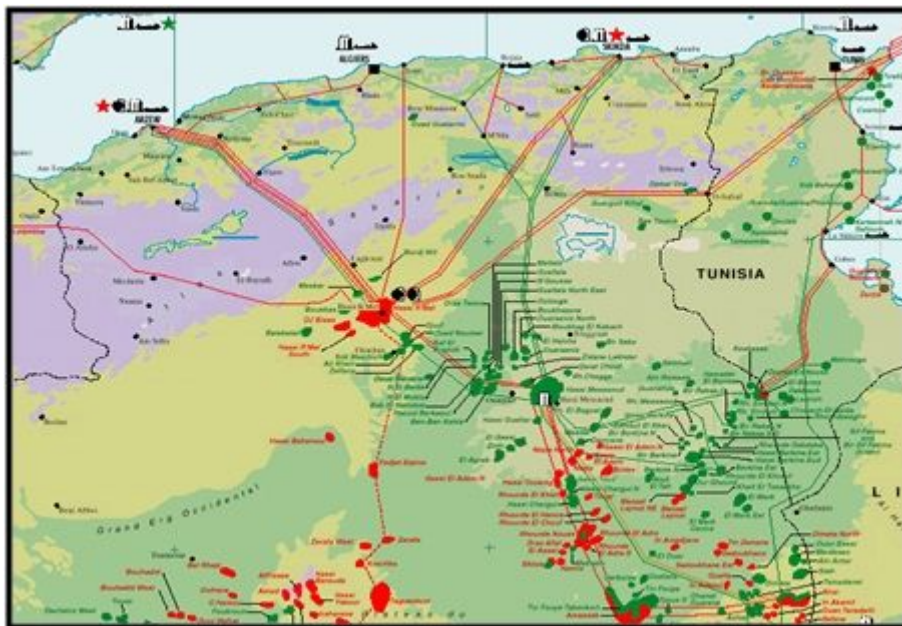


Figure I.1: Position géographique de Hassi R'Mel

Le gisement de Hassi R'Mel est l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale. Il a une forme d'ellipse s'étale sur plus de 3500 km², 70km du nord au sud et 50km d'est en ouest, il se situe à une profondeur de 2200m, la capacité du gisement est de l'ordre de 3000 milliards mètre cubes récupérables.

Le gisement de Hassi R'Mel contient les éléments suivants :

- Gaz naturel ;
- Gaz de pétrole liquéfié GPL (c'est un gaz sous forme liquide) ;
- Condensât – Gazoline – Liquide.

Cette richesse naturelle est convoitée par plusieurs entreprises nationales et étrangères pour l'exploitation et faire des plans d'investissement tel que SONATRACH, SONELGAZ, ENGTP, GENERAL ELECTRIC, NOUVO PIGNONE, JGC ... etc.

I.3.Historique du champ de Hassi R'Mel :

Dans le champ de Hassi R'Mel le premier puits HR1 a été foré en 1956 sous le sommet de l'anticlinal qui constitue le gisement de Hassi R'Mel. Ce puits a mis en évidence la présence de gaz riche en condensât dans le trais gréseux à une pression de 310 bars, 90°C, la profondeur atteinte est de 2332m, on révéla la présence d'un réservoir de gaz humide.

De 1957 à 1960 furent forés sept puits (HR2, HR3, HR4, HR5, HR6, HR7, HR8), et en 1961 Le gisement de HR a commencé à produire.

I.4.Développement du champ de Hassi R'Mel :

Le développement du gisement de Hassi R'Mel a été réalisé en plusieurs étapes, répondant à l'évolution économique du pays et au développement technologique du marché du gaz naturel.

1961 : Mise en exploitation de 02 unités de traitement de gaz d'une capacité de 1,3 milliards de m³ par an.

1969 : Mise en exploitation de 04 unités supplémentaires pour augmenter la capacité à 04 milliards m³ par an.

1972-1974 : Mise en exploitation de 06 unités supplémentaires pour atteindre une capacité de 14 milliards m³ par an.

1975-1980 : Mise en œuvre et réalisation de :

- Quatre modules -usines de traitement de gaz- dont la capacité nominale unitaire est de 20 milliards m³ par an de gaz sec (modules 1, 2, 3 et 4).

- Deux stations de réinjections de gaz dont la capacité nominale unitaire est de 30 milliards m³ par an de gaz sec (station nord et sud).
- Un centre de stockage et de transfert de condensât et de GPL. (CSTF).
- Pour augmenter la capacité de traitement de 14 à 94 milliards m³ par an et maximiser la récupération des hydrocarbures liquides tels que le condensât et le GPL par recyclage partiel du gaz sec.
- Octobre 1981 : construction des centres de traitement d'huile (CTH) à cause de la découverte de l'anneau d'huile -pétrole brut- qui entoure le gisement de gaz en 1980.
- 1985 : Mise en marche de la phase B, qui est la suite de la phase A du module 0 et du module 1 pour une meilleure récupération des fractions liquides, de GPL et de gaz sec moyenne pression torchés auparavant.
- Juin 1987 : Démarrage du centre de traitement de gaz CTG/Djebel-Bissa d'une capacité de 1,4 milliards m³ par an.
- Avril 1999 : Démarrage de la Station de récupération des gaz associés (SRGA) d'une capacité de 1,4 milliards m³ par an.
- Janvier 2000 : Démarrage du centre de traitement de gaz CTG/HR-Sud d'une capacité de 2,4 milliards m³ par an.
- 2003 : Réalisation du projet Boosting qui est sensé d'augmenter la pression d'entrée des modules dans le but est de maximiser la récupération des liquides.
- Actuellement la capacité totale de traitement est de 98 milliards m³ par an.

I.5. Les installations gazières à Hassi R'Mel :

Le plan d'ensemble des installations gazières implantées sur le champ de Hassi R'Mel est élaboré de façon à avoir une exploitation rationnelle du gisement et pouvoir récupérer le maximum de liquide. Les cinq modules de traitement de gaz (0, 1, 2, 3, et 4) sont disposés d'une manière alternée par rapport aux deux stations de compression (station nord et sud), pour la raison d'un meilleur balayage du gisement.

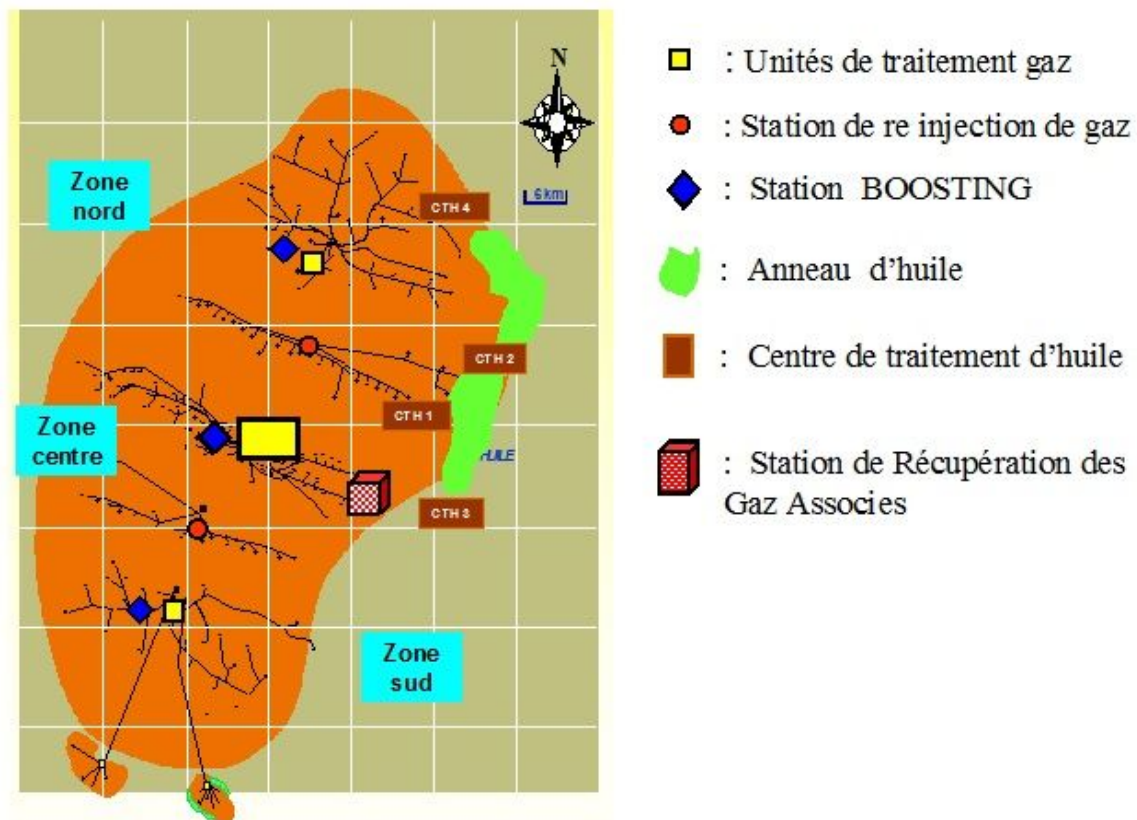


Figure I.2: Répartition des différentes installations sur le champ de Hassi R'Mel

Les installations mise en œuvre sont comme suit :

1. Secteur Centre :

- Module 0 ;
- Module 1 ;
- Module 4 ;
- Centre de stockage et de transfert par facilité (CSTF) ;
- SRGA ;
- Centres de traitement d'huile CTH1/CTH3.

2. Secteur Nord :

- Module 3 ;
- Station de compression nord (SCN) ;
- CTH2/CTH4.

3. Secteur Sud :

- Module 2 ;
- Station de compression sud (SCS) ;
- Centre de traitement de gaz CTG/Djebel-Bissa ;
- Centre de traitement de gaz CTG/HR-Sud ;
- CTH-Sud.

I.5.1. Les modules de traitement de gaz :

Un module de traitement de gaz est le diminutif de « module processing plant » ou MPP, c'est une usine de traitement de gaz brut en produits finis :

- Gaz de vente (C_1, C_2);
- GPL (C_3, C_4);
- Le condensât (C_5, C_6, C_7, \dots).

Cinq modules sont implantés sur le champ de Hassi R'Mel, quatre ont une capacité unitaire de 60 millions de Sm^3 de gaz sec par jour, ils sont constituées de trois trains parallèles : A, B et C dont chaque train assure la même capacité de production en produits finis de 20 millions de Sm^3 , le cinquième module est le module "0" qui se compose de deux trains parallèles identiques, a une capacité de production globale de 30 millions de Sm^3 de gaz sec par jour, de 1300 tonnes par jour de GPL et de 6100 tonnes par jour de condensât.

Les modules "0" et "1" disposent d'une unité complémentaire commune, désignée "la phase B", son rôle est de maintenir ces modules en exploitation grâce à un circuit de réfrigération au propane pour une meilleure récupération du GPL et du condensât, et de déshydrater le gaz naturel moyenne pression et le comprimer pour être réinjecté dans les pipes d'expédition.

Les modules de traitement de gaz sont reliés pour récupérer et séparer les hydrocarbures lourds en GPL et condensât qui seront envoyés vers le CSTF. Ces installations permettent aussi de produire du gaz sec comme étant le gaz de vente ou de réinjection a deux stations de compression nord et sud.

Le parc de Hassi R'Mel comporte 5500 machines tournantes, 2000 équipements statiques, 1600 appareils d'instrumentation.

I.5.2. Centre de traitement de gaz Djebel-Bissa :

C'est un sixième module dessert le petit gisement de Djebel Bissa en rapport avec sa capacité modeste de 6 millions de m³ par jour, il est désigné par l'appellation "centre de traitement de gaz".

I.5.3. Centre de traitement de gaz HR-Sud :

Ce projet comporte une unité de traitement de gaz naturel, destinée à traiter le gaz brut pour obtenir du gaz sec et la récupération des hydrocarbures liquides estimés à 2830 millions de tonnes/mois (à 2000 millions standard de m³ par jour), sa capacité est de 10 millions standard de m³/jour de gaz sec.

HR-Sud comporte trois unités de traitement de gaz, une de 6 millions de m³/jour et deux de 2 millions de m³/jour pour chacune.

I.5.4. Station récupérations des gaz associés (SRGA) :

C'est une unité qui a démarré le 13 avril 1999 avec une capacité de 4000 m³/jour. Elle comporte quatre turbocompresseurs avec une capacité unitaire de 1 million de m³/jour.

I.5.5. Les Stations de Compression :

Les deux stations de compression sud et Nord compriment le gaz sec (traités et non commercialisés) qui arrivent des unités au modules jusqu'à une pression de 350 bars et le réinjectent au niveau du gisement, à l'aide de 18 compresseurs centrifuges entraînés par des turbines à gaz pour chaque station, afin de :

- Maintenir la pression du gisement.
- Balayer le gaz humide pour bien extraire les hydrocarbures liquides.
- Optimiser la production en GPL et Condensât.

I.5.6. Centre de stockage et de transfert par facilité (CSTF) :

Le condensât et le GPL, produits par tous les modules sont acheminés vers le centre de stockage et de transfert (CSTF) qui se trouve dans la zone centrale de Hassi R'Mel, ils sont débarrassés des éventuelles quantités d'eau résiduelle et comptabilisée avant d'être expédié vers SP4 puis vers Arzew.

Le CSTF comprend trois bacs de 35000m³ et quatre bacs de 45000m³ chacune pour le stockage du condensât, douze sphères de 7000m³ chacune pour le stockage du GPL. Les vapeurs formées dans les sphères, sous l'effet de la température ambiante sont comprimées

par des turbocompresseurs, condensées puis remises dans le stockage pour éviter le boil-off et l'envoi du GPL vers la torche.

I.6. Module 3 (MPP3) [2] :

I.6.1. Présentation du Module 3:

Le module 3 a été construit par contrat signé entre la société nationale Sonatrach et la société Japonaise "JGC Corporation"; cette dernière assura l'étude et la réalisation de cette usine (MPP3) dont le démarrage a eu lieu le 26/10/1980, date de début de l'exploitation officielle par JGC.

Ce module est situé dans le secteur Nord et alimente en gaz naturel brut, provenant des puits situé au Nord de Hassi R'Mel (55 puits) réunis par l'intermédiaire de 10 collecteurs gaz (N1 à N8). Etant donné la chute de pression observée au niveau du gisement Nord, les exploitants ont eu recours à l'alimentation de celui-ci au moyen de deux (02) collecteurs W8 et E6 provenant du secteur Centre.



Figure I.3: Module 3 de la société Sonatrach (champ de Hassi R'Mel)

I.6.2.Organisation du MPP3 :

I.6.2.1.Service Exploitation :

Ce module se situe dans le secteur Nord et il est alimenté en gaz naturel par dix (10) collecteurs. Sa capacité de production de gaz sec est de 60 millions Sm³/jour.

Il est constitué de 3 trains (A, B et C) et possède une sphère pour le stockage de GPL et deux bacs pour le condensat.

Une unité de production de butane et de propane permet au MPP3 d'approvisionner l'entreprise Naftal en butane.

Comme pour les autres modules, le gaz sec produit au niveau du MPP3 est expédié vers la station de réinjection.

Les liquides (condensat et GPL) ON-SPEC (c'est-à-dire conformes aux spécifications) sont envoyés au CSTF, mais les liquides OFF-SPEC (hors normes) sont stockés pendant une période suffisante pour leur décantation et leur dégazage, suivie d'une opération de drainage avant d'être retournés aux trains pour subir un retraitement. Lorsque le CSTF ne peut pas recevoir la production du module en GPL et condensat, ces produits sont alors stockés dans les unités de stockage du module, pour une durée qui ne doit pas dépasser néanmoins 24h. C'est le service principal qui assure le bon fonctionnement des opérations 24h/ 24h.

I.6.2.2.Service Maintenance :

Il comprend les sections suivantes :

- * Section Electricité ;
- * Section Instrumentation ;
- * Section Mécanique.

I.6.2.3.Service Sécurité :

C'est le service qui assure la sécurité du personnel et des équipements du module (prévention et intervention).

I.6.3.Les Unités du MPP3 :

Le module 3 comprend les unités suivantes :

- * **SBN (Station Boosting Nord) :** elle sert à comprimer le gaz brut provenant des 10 collecteurs devant alimenter le module 3.
- * **Unité 30 :** dont la fonction est la recompression du gaz moyenne pression, le dégazage, le stockage et l'expédition du GPL et du condensat.

- * **Unités 31, 32 et 33** : il s'agit de 3 trains identiques qui assurent le traitement du gaz et dont la capacité unitaire de traitement est de $20.10^6 \text{ m}^3/\text{jour}$.
- * **Unité 34** : chargée de la préparation, du stockage et de l'injection de la solution de glycol "MEG" (mono éthylène glycol).
- * **Unités 35 et 36** : ces deux sections identiques réalisent la régénération du "MEG".
- * **Unité 37**: elle sert à produire l'air comprimé (air instrument et air service), l'eau potable, l'eau de service, l'eau de refroidissement, l'eau anti-incendie ainsi que l'électricité au moyen d'un turbogénérateur (K403) et du gaz inerte (N_2). Notons que deux (02) lignes d'électricité fournies par Sonelgaz, arrivent au niveau de la section 30.
- * **Unité 38** : conçue pour le traitement du GPL afin de produire du butane et du propane commerciaux avec une capacité nominale de 400 T/ jour de GPL traité.

I.6.4. Traitement du gaz brut au MPP3 :

Le module 3 est une usine de traitement de gaz constituée de trois trains (A, B et C) fonctionnant en parallèle et suivant le même procédé. Chacun des trains assure la production des produits suivants : le condensat, le GPL et le gaz sec.

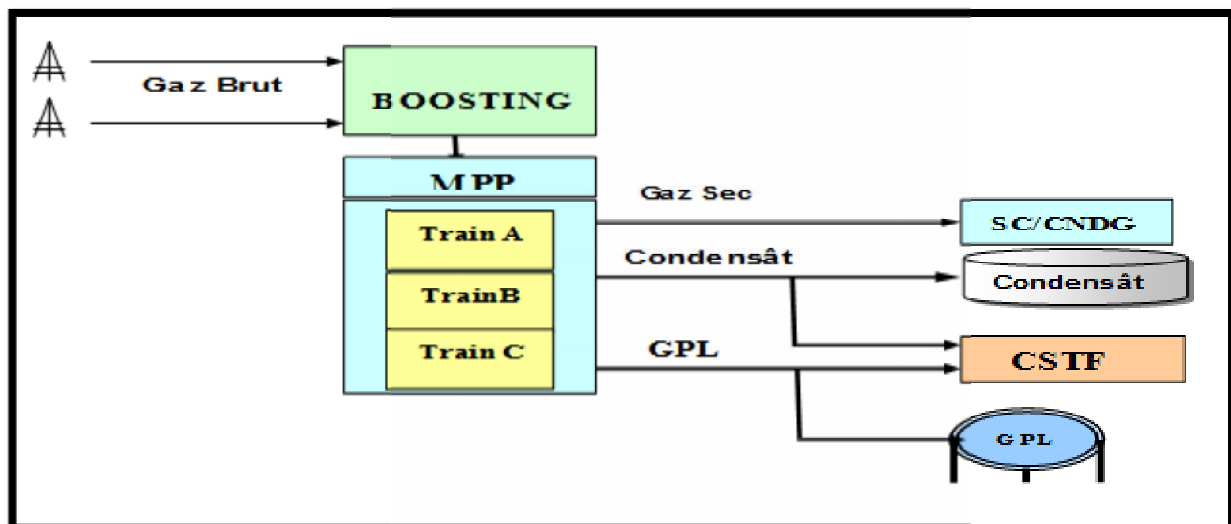


Figure I.4: Schéma descriptif du module 3

I.6.4.1. Description détaillée du procédé de traitement du gaz du module 03 :

Le gaz brut venant de la section boosting arrive au diffuseur D001 à une pression d'environ de 118 bars et une température de 60 °C, puis il est réparti sur trois trains identiques ayant la même capacité unitaire, soit 20 millions de Sm³/ jour.

Après le diffuseur, le gaz brut est refroidi dans l'aéroréfrigérant E101 jusqu'à 40 °C. Le gaz refroidi passe dans le séparateur d'admission D101 où le gaz se sépare de son eau et des hydrocarbures liquides associés, l'eau étant ensuite dirigée vers les bassins d'évaporation.

Le gaz en provenance du D101 passe à travers les échangeurs de chaleur gaz /gaz E102 et E103 où il est refroidi jusqu'à -6 °C. Le gaz passe ensuite par la vanne VJT où il subit une première détente isentropique jusqu'à 100 bars à une température de -15 °C avant d'arriver au séparateur haute pression D102.

Pour éviter la formation d'hydrates qui risquent de boucher les échangeurs, on injecte la solution de MEG au niveau des échangeurs E102 et E103.

Dans le ballon D102, on sépare à nouveau le gaz, la solution MEG et le condensat liquide. Ayant absorbé l'eau, la solution de MEG est envoyée sous pression vers la section de régénération du glycol.

Le gaz venant du D102 subit ensuite une détente isentropique dans le turbo-expander K101 qui a pour fonction de récupérer l'énergie produite lorsqu'un gaz à haute pression passe à travers la turbine pour réduire sa pression jusqu'à 65 kg/ cm² et une température de -35 °C avant de passer par le séparateur à froid D103.

Le gaz refroidi du D103 passe par l'échangeur gaz/gaz E102 du côté calandre pour refroidir le gaz brut, et se réchauffer lui même par la même occasion jusqu'à une température de 43 °C ; il est ensuite comprimé à 74 bars au niveau du compresseur K101 puis dirigé vers le gazoduc de commercialisation.

Le liquide provenant du séparateur d'admission D101 est détendu au niveau du D105 à 32 bars et 32 °C. Après préchauffage dans l'échangeur d'alimentation du dééthaniseur E104, le liquide alimente la partie inférieure du dééthaniseur C101 comme alimentation chaude ; les liquides provenant du D102 et D103 sont réunis dans le séparateur à basse pression D104 dont l'effluent passe par un échangeur de reflux du dééthaniseur E106 avant d'alimenter le dééthaniseur au niveau du 3^{ème} plateau (alimentation froide).

Les gaz de tête de la C101 sont partiellement condensés dans le E106 ; la partie condensée est renvoyée en tête de la C101 comme reflux. Le chauffage du liquide se trouvant dans la partie inférieure de la C101 est réalisé au niveau du rebouilleur H101. La colonne C101 alimente le débutaniseur C102 par une charge constituée de GPL et de condensat. Une partie du GPL récupérés est utilisée comme reflux et l'autre partie est envoyée vers le CSTF.

Le condensat passe par l'échangeur E104 avant d'être envoyé vers le système de dégazage à travers le refroidisseur du condensat E107 puis expédié vers le CSTF.

I.6.5. Système anti-incendie du module 3 [3] :

Dans le domaine des hydrocarbures, la sécurité des installations et du personnel est un facteur déterminant, étroitement lié à la production.

L'importance des investissements engagés sur les équipements et procédés de traitement ainsi que les risques d'incendie et d'explosion liés à la nature des produits utilisés (inflammables), nécessitent une protection minutieuse et bienveillante de ce patrimoine.

Les systèmes analogiques de lutte contre les incendies, ont contribué à la protection de l'installation, cependant leur efficacité reste limitée par rapport à ce que le traitement numérique des signaux peut procurer comme possibilité en matière d'interfaçage et de transfert.

Les systèmes numériques (détection et commande extinction) prennent en charge:

- **Câblage en bus** : installation économique et simple ;
- **Adressage** : Localisation rapide et précise des lieux des incidents ;
- **Intégration en réseau** : transfert des signaux d'alarme vers différents lieux de contrôle ;
- **Historique** : Stockage et archivage des évènements survenus ;
- Simples et adaptés à toutes les situations (modification par configuration sur logiciel. Protégée par mot de passe) ;
- **Supervision** : se fait à partir de panneaux locaux ou déportés ;
- **Auto -Diagnostics** : les anomalies sont localisées et signalées automatiquement sur les panneaux de supervision.



Figure I.5: Système anti-incendie

I.6.5.1. Les composants du Système anti-incendie :

Le collecteur principal d'eau incendie est alimenté à partir du réservoir de stockage à eau brut (T401, 13000m³). Ce collecteur comporte 4 pompes (P411 :500m³/h. 12,7bars), les deux premières sont entraînées par moteur électrique, et les autres par moteur diesel.

Ce groupe de pompage est complété par deux pompes «jockey » (P412 :50m³/h, 10bars). Sur le collecteur d'incendie on installe 60 poteaux munis de demi raccords symétrique (100 mm), de nombreuses lances à mousses /eau sont réparties dans la zone «process ». De plus, les réservoirs à dôme et à toit sphérique sont équipés de pulvérisateurs en tête d'arrosage sur les robes.

I.6.5.2. Le but de Système anti-incendie :

Ce système est dont l'objectif primordial, le contrôle et le maintien du haut niveau de sécurité et du personnel. Le développement de ce système est une tâche principale et indispensable pour le bon fonctionnement du module 3.

I.7. Conclusion :

Ce chapitre a pour but de vous permettre de voir de près les différentes structures de l'entreprise et de connaître les procédés et les installations de traitement de gaz et de prendre une vision globale sur le système anti-incendie qui contient l'objet de notre travail la pompe centrifuge P411A.

Chapitre II :

Généralités sur les pompes

II.1.Introduction [3]:

On appelle pompe du nom italien « pompa » toutes machines hydrauliques qui servent à déplacer les liquides d'une région de basse pression vers une région à grande pression. Son fonctionnement consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue,...etc.) de la pompe. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

Les pompes autant que machines, sont les pièces maîtresses qui donnent la vie aux unités de pétrole et au gaz. Leurs choix et leurs installations doivent faire l'objet de soins tout particulier de la part des services d'études, de même leur entretien requiert une des spécialistes très qualifiées, afin qu'elles puissent assurer dans les meilleures conditions un service continu pendant une longue durée.

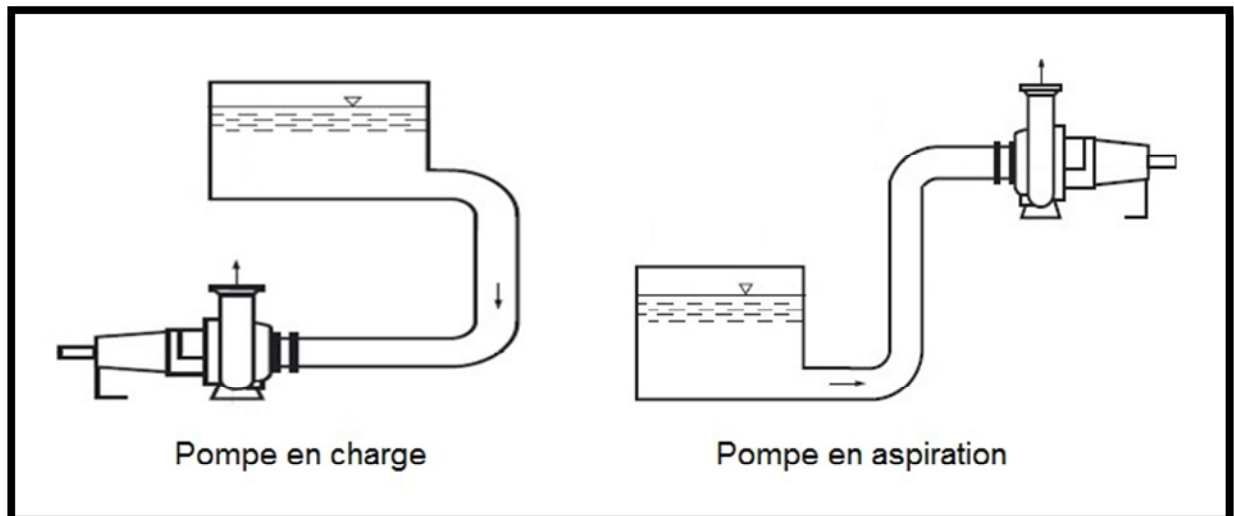


Figure II.1: Montage d'une pompe en charge ou en aspiration

II.2.Généralités sur les pompes centrifuges et son environnement : [4]

II.2.1.Présentation extérieure :

La figure présentée par la suite décrit une présentation extérieure de la pompe qui se compose de trois parties essentielles (pompe, accouplement et moteur) associées l'un avec l'autre et tous ses composants regroupe un seul corps.

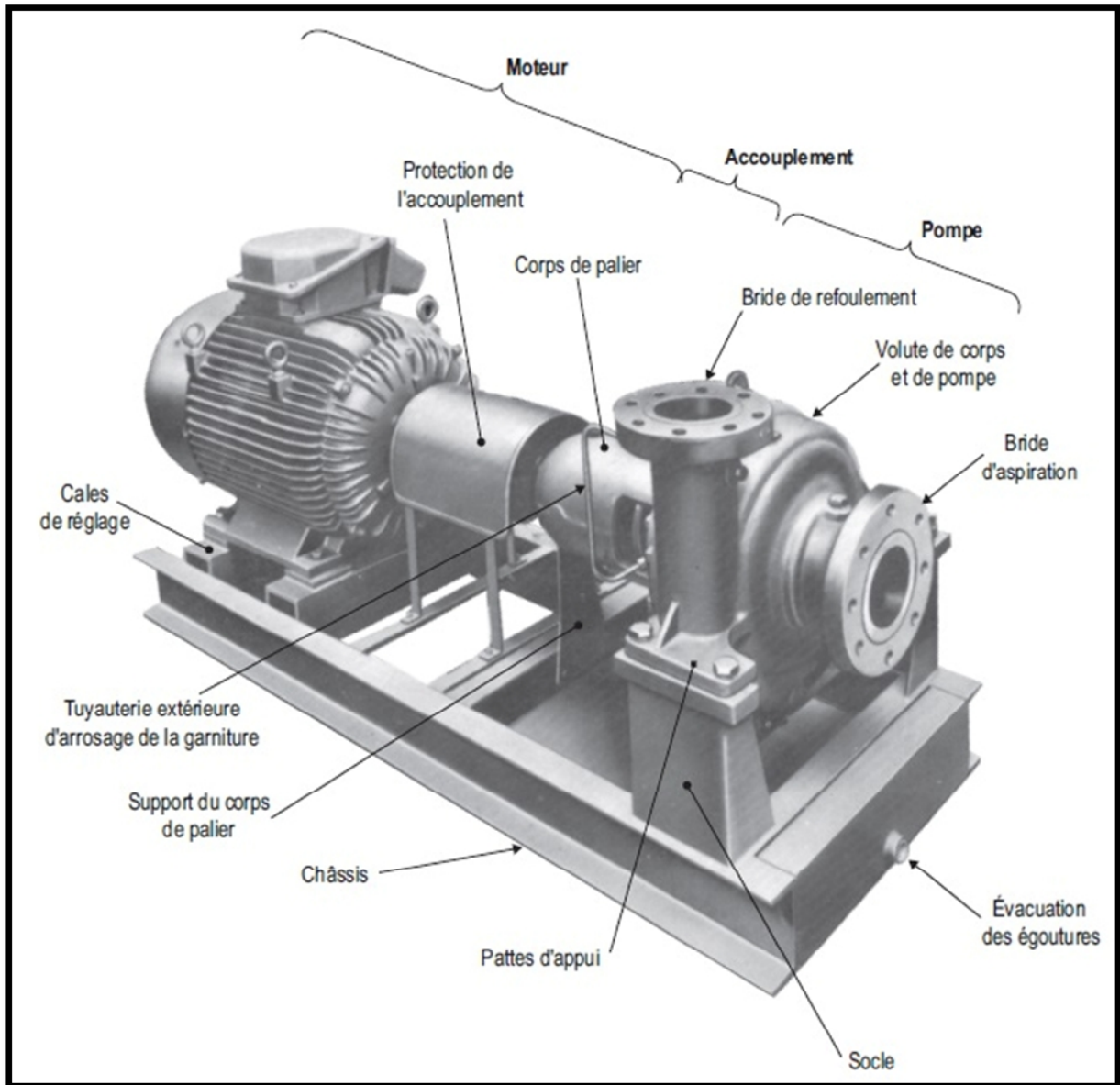


Figure II.2: Présentation extérieure d'une pompe centrifuge monocellulaire

La tubulure d'aspiration liée au corps de pompe est horizontale et de même axe que l'axe de rotation de la pompe. La tubulure de refoulement est d'axe vertical et se trouve dans le même plan radial que la volute qui recueille le liquide pompé à la sortie de la roue et le guide vers la tubulure de refoulement.

La pompe repose par l'intermédiaire de pattes d'appuis sur deux socles, eux-mêmes solidaires du châssis. Le plan de supportage sur les socles passe par l'axe de la pompe. Cette disposition permet de conserver à chaud, l'alignement obtenu à froid entre pompe et moteur électrique. La figure II.2 montre l'avantage d'une telle solution dans le cas d'une pompe à laquelle circule un fluide chaud. On considère que les socles restent suffisamment froids pour que leur dilatation reste négligeable.

II.2.1.1. Machine d'entraînement [4] :

II.2.1.1.1. Moteur électrique :

Généralement du type "asynchrone", le moteur impose à la pompe sa vitesse de rotation et fournit l'énergie nécessaire au pompage. La vitesse en opération est légèrement inférieure à la vitesse de rotation à puissance nulle du moteur ou vitesse de synchronisme qui vaut 3000 tr/min, 1500 tr/min ou 1000 tr/min.

Ces moteurs sont protégés contre des surcharges ou des anomalies électriques par des "Relais thermiques". Ils ne peuvent donc pas durablement fonctionner à des vitesses très différentes de leur vitesse normale de rotation (variation de quelques 10 à 30 tr/min).

Certaines pompes sont parfois entraînées par des moteurs électriques à vitesse variable. On peut atteindre ainsi 6000 tr/min voire plus.

II.2.1.1.2. Moteur Diesel [6] :

Le moteur Diesel est un moteur à combustion interne dont l'allumage est spontané lors de l'injection du carburant, par phénomène d'auto-inflammation lié aux températures élevées dans la chambre de combustion. Des bougies de préchauffage sont souvent utilisées pour permettre un meilleur démarrage du moteur à froid, en augmentant, temporairement, la température d'un point de la chambre de combustion.

II.2.1.2. L'accouplement :

L'accouplement transmet le mouvement de rotation de l'arbre du moteur (ou turbine) à l'arbre de la pompe. Il doit être suffisamment flexible pour tolérer :

- Une légère dilatation axiale de la pompe ;
- un faible désalignement de la pompe par rapport à la machine motrice ;

Par ailleurs, comme le montre le schéma ci-dessous. Il peut être conçu avec une pièce d'espacement ou pièce intermédiaire qui permet le démontage aisé du palier et du rotor sans déplacer la machine d'entraînement.

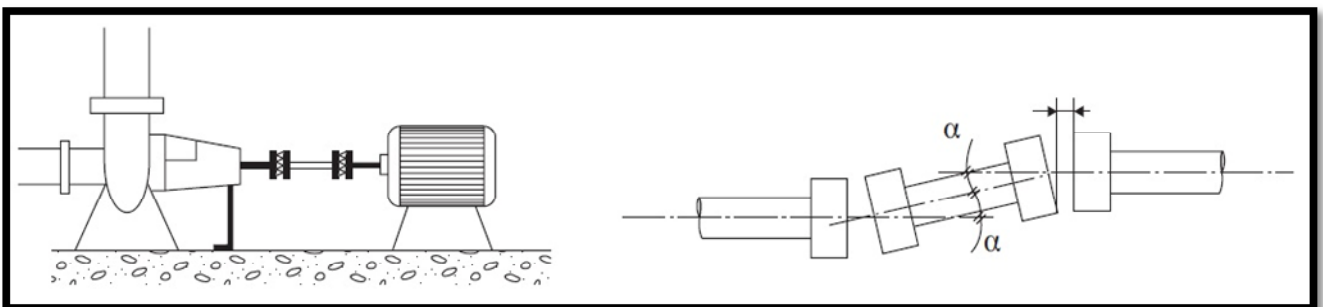


Figure II.3: Différents modèles d'accouplement d'une pompe centrifuge

II.2.2. Environnement d'une pompe centrifuge [4] :

La vue ci-dessous (Figure II.4) montre de manière schématique l'environnement d'une pompe centrifuge monocellulaire installée en unité et entraînée par un moteur électrique. Il s'agit d'une pompe à aspiration axiale que l'on rencontre souvent dans les unités de traitement gaz de l'entreprise SONATRACH de Hassi R'mel, aussi des dispositions comparables se trouvent sur des pompes de produits chimiques ou des pompes à eau.

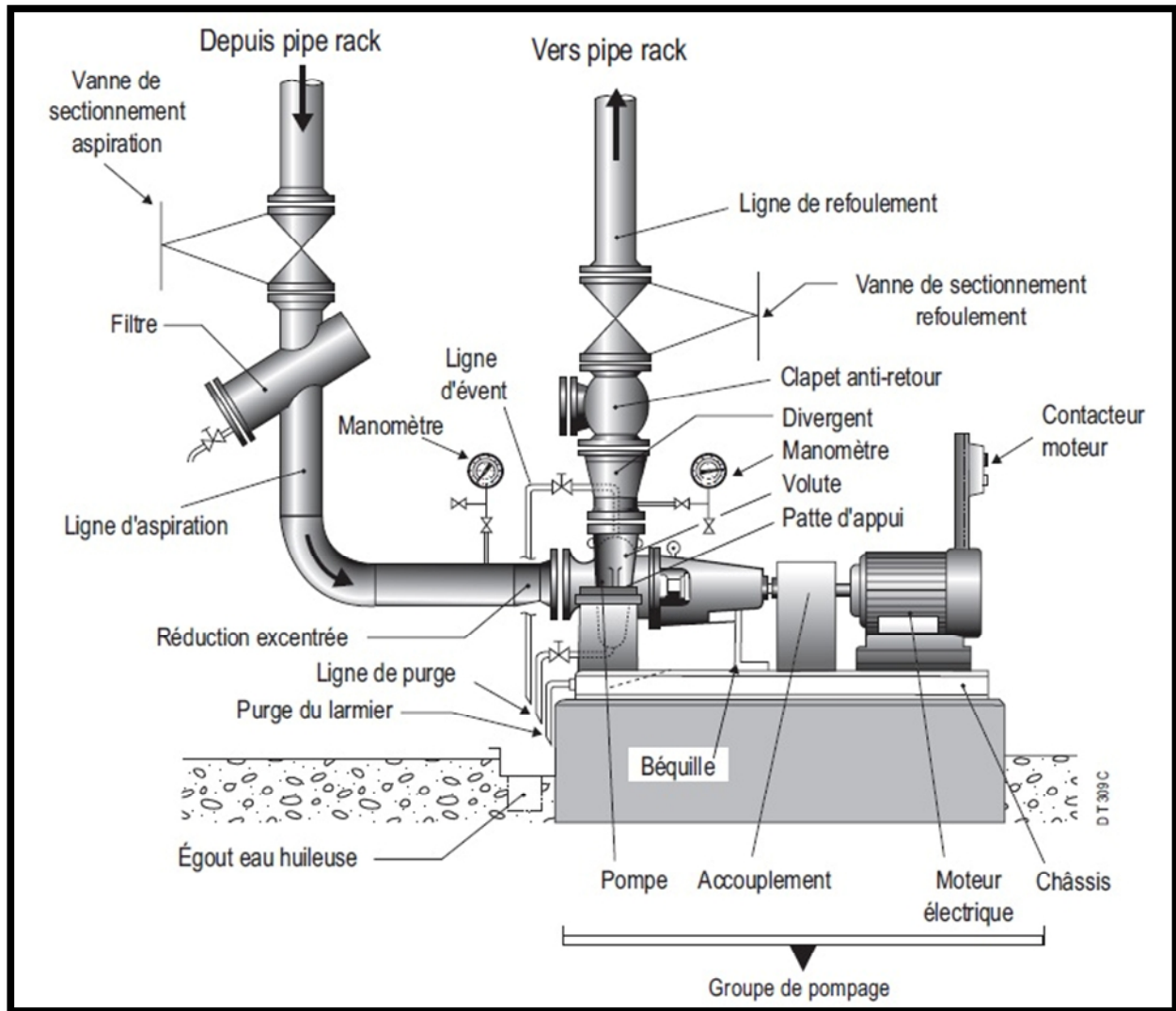


Figure II.4: Environnement extérieur des pompes centrifuges

II.3. Description de la pompe centrifuge :

Une pompe centrifuge est une machine rotative qui pompe un liquide en le forçant à travers une roue à aube ou d'une hélice appelée impulseur (souvent nommé improprement turbine). C'est le type de pompe industrielle le plus commun. Par l'effet de la rotation de

l'impulseur, le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis accéléré radialement, et enfin refoulé tangentiellement.

II.3.1. Les composants de la pompe centrifuge : La pompe centrifuge la plus simple est la pompe monocellulaire à roue en porte à faux comme représentée sur le schéma ci-dessous (Figure II.5).

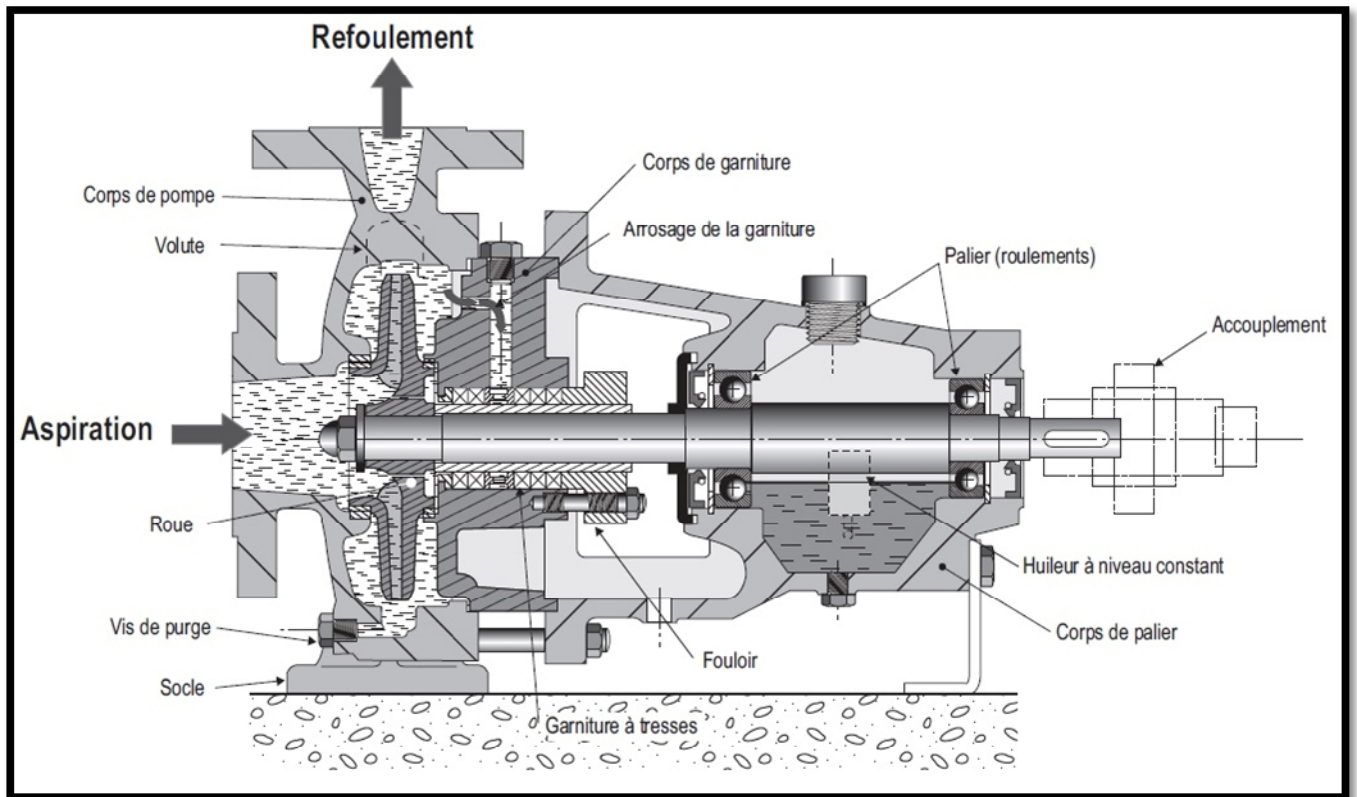


Figure II.5: Pompe centrifuge monocellulaire

Cette pompe est composée d'éléments statiques et de pièces tournantes.

On distingue dans les éléments statiques :

- le **corps de pompe** sur lequel se trouvent les tubulures et brides d'aspiration et de refoulement, la volute et les pieds (ou pattes) de fixation sur le châssis
- le **corps de garniture** (ou plateau de garnitures) fermant l'arrière du corps de pompe, est traversé par l'arbre et reçoit le système d'étanchéité (tresses ou garniture mécanique)
- le **corps de palier** dans lequel sont montés des roulements ou des paliers à coussinet et qui contient le système de lubrification. Le corps de palier possède souvent une béquille de supportage.

Les parties tournantes ou rotor composé de l'arbre sur lequel sont montés les roulements, l'impulseur (ou roue), le moyen d'accouplement et les pièces tournantes de la garniture.

II.3.2. Circulation du liquide dans la pompe centrifuge [5] :

Le fluide pompé entre dans la pompe par la tubulure d'aspiration, et arrive à l'ouïe de la roue. Il entre ensuite dans la roue ou impulseur, qui lui apporte de l'énergie de vitesse et de pression. Puis il est guidé à l'intérieur de la roue par les flasques entre lesquels sont disposées des aubes.

À la sortie de l'impulseur, le liquide est collecté dans la volute intégrée au corps de pompe qui le dirige vers la tubulure de refoulement. La volute de section croissante transforme une partie de la vitesse acquise dans la roue en pression.

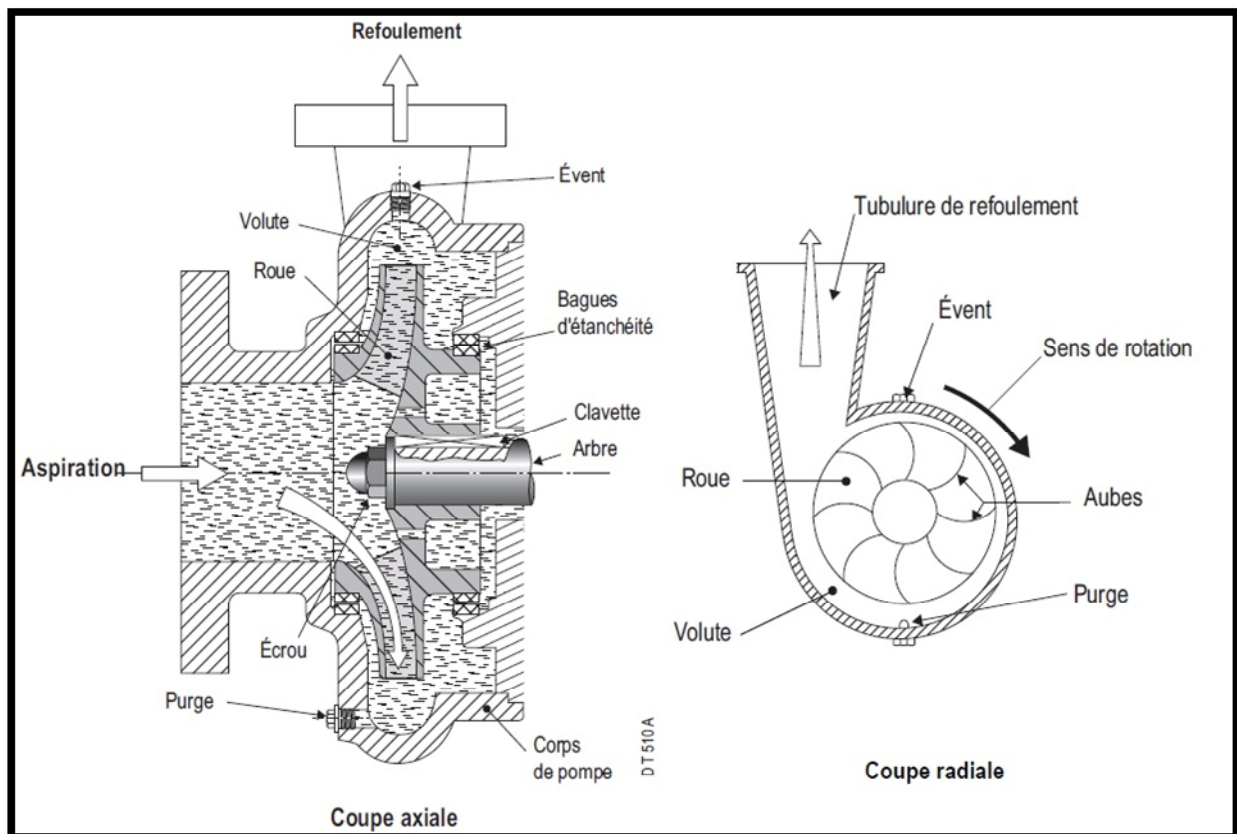


Figure II.6: Circulation du liquide et les pièces hydrauliques d'une pompe centrifuge simple.

II.3.3. Fonctionnement d'une pompe centrifuge :

Les pompes ont pour fonction d'accroître la pression d'un liquide et de générer un débit. On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

- **L'aspiration :**

Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor.

La pompe étant amorcée, c'est à dire pleine de liquide, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage.

- **L'accélération :**

Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie. La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression.

II.3.4. Différentes installations (en marche en série et en parallèle) [5] :

Pour étudier le fonctionnement simultané de 2 pompes sur un même circuit, en série ou en parallèle, on les remplace par une pompe dite équivalente dont la caractéristique est issue des caractéristiques des 2 pompes de base.

II.3.4.1. Marche en série :

Cette disposition se rencontre notamment :

- Sur les pipelines où les stations de pompage sont réparties ;
- Sur le circuit de charge de colonne à distiller composée généralement de deux pompes en série ;
- Sur les installations de pompage équipées d'une pompe "booster" servant à mettre sous pression l'aspiration de la pompe principale.

L'énergie fournie par deux pompes en série est la somme de l'énergie fournie par chacune d'elle. Le débit est le même pour les deux pompes.

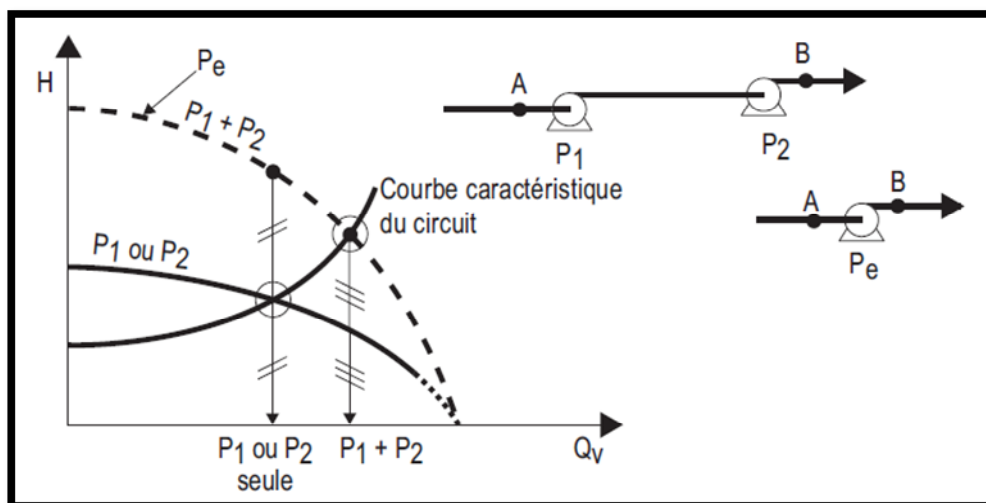


Figure II.7: Caractéristique de la pompe équivalente à deux pompes en série

II.3.4.2. Marche en parallèle :

Cette disposition est très courante car de nombreuses pompes sont doublées. Même si en principe elles ne fonctionnent pas simultanément, dans certaines phases d'exploitation cette marche en parallèle est utilisée : inversion de pompe, besoin de débit important.

La différence de pression entre A et B est la même pour les 2 pompes. Le débit total est la somme du débit de chaque pompe. La caractéristique de la pompe équivalente à 2 pompes en parallèle est établie de la façon suivante.

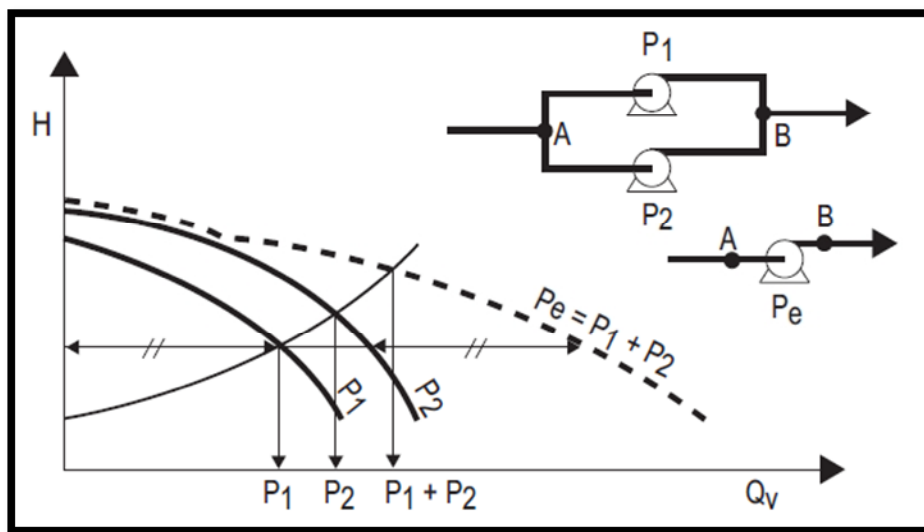


Figure II.8: Marche en parallèle des pompes centrifuges

L'exploitation de deux pompes en parallèle est assez délicate et peut conduire à des incidents notamment dus à l'absence de débit dans l'une d'elles. Cette disposition exige des pompes dont les caractéristiques sont voisines mais aussi des circuits identiques entre les points A et B. Le risque est qu'une pompe fournisse plus d'énergie que l'autre, ce qui empêche cette dernière de débiter. La règle de base pour éviter tout incident est de ne pas faire tourner les deux pompes si une seule est suffisante.

II.3.5. Evolution de la pression et de la vitesse dans une pompe [4] :

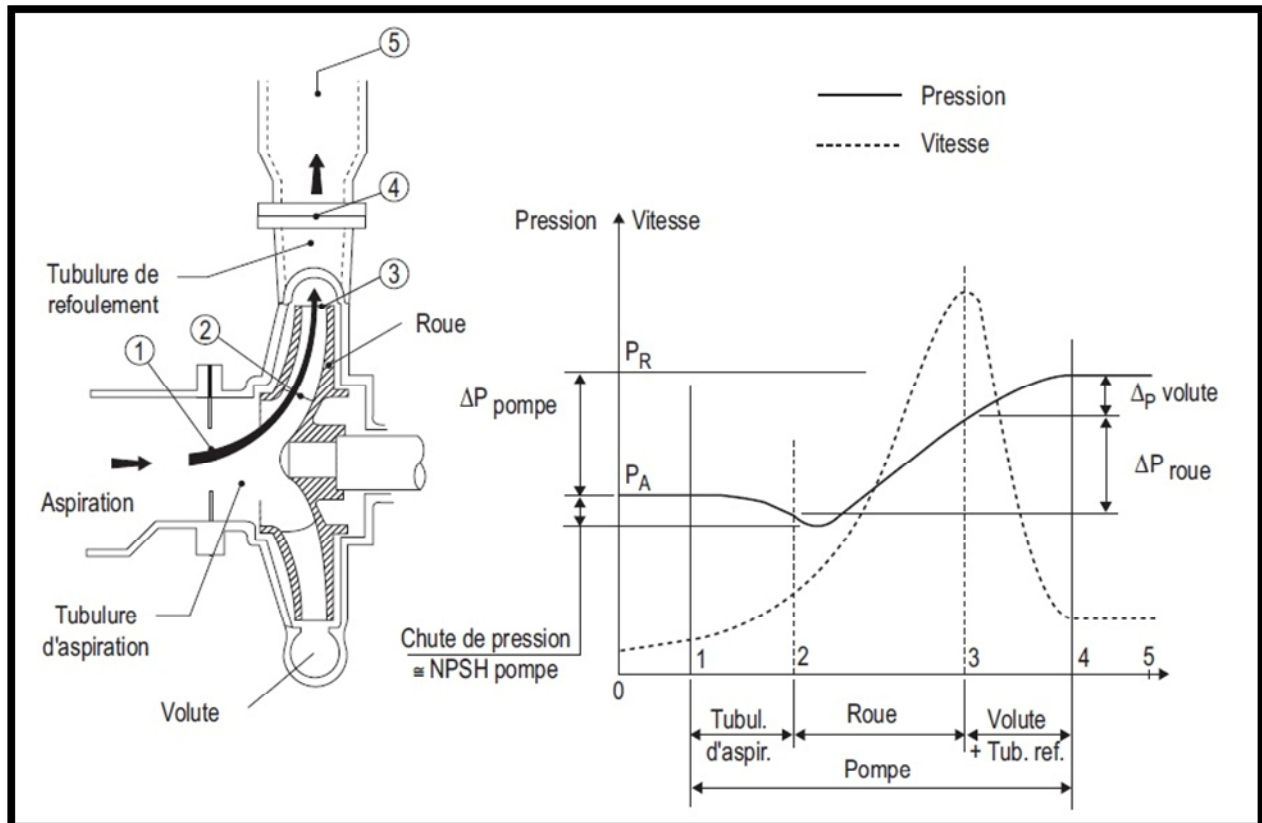


Figure II.9: Schéma montre l'évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe

On peut noter que :

- la vitesse à l'entrée de la pompe est de l'ordre de 1 m/s à 2 m/s, la vitesse à la sortie autour de 3 à 7 m/s.
- la vitesse en sortie de roue est de l'ordre de grandeur de la vitesse périphérique c'est-à-dire entre 20 et 50 m/s.
- la pression d'aspiration dépend de l'installation
- la **volute**, comportant une section de passage croissante, permet un ralentissement du liquide et la transformation de l'énergie de vitesse en énergie de pression (ce gain de pression constitue une part importante de la pression totale fournie par la pompe.
- la mise en vitesse, les pertes de charge dans la tubulure d'aspiration et les chocs du liquide contre les aubages occasionnent une chute de pression à l'entrée de la roue. Cette chute de pression, exprimée en mètre de liquide, est appelée le **NPSH** de la pompe ou NPSH requis.

II.3.6. Variation des caractéristiques :

Les pompes centrifuges doivent s'adapter aux conditions d'exploitation de l'installation. On utilise pour cela généralement une vanne sur le circuit de refoulement. Cette solution par vanne peut s'avérer onéreuse ou peu fiable. Il faut donc parfois adapter les pompes centrifuges à une nouvelle fonction de pompage soit en modifiant le diamètre de leur roue, soit en modifiant la vitesse de rotation. Les caractéristiques sont également liées à la viscosité du produit pompé.

II.3.6.1. Réduction du diamètre des roues (rognage) :

Modifier le diamètre de roue revient à modifier la hauteur et le débit de la pompe. Un rognage (réduction du diamètre), entraîne une réduction notable de la puissance. Cette solution est cependant irréversible et demande donc une certaine prudence sur la valeur à rogner.

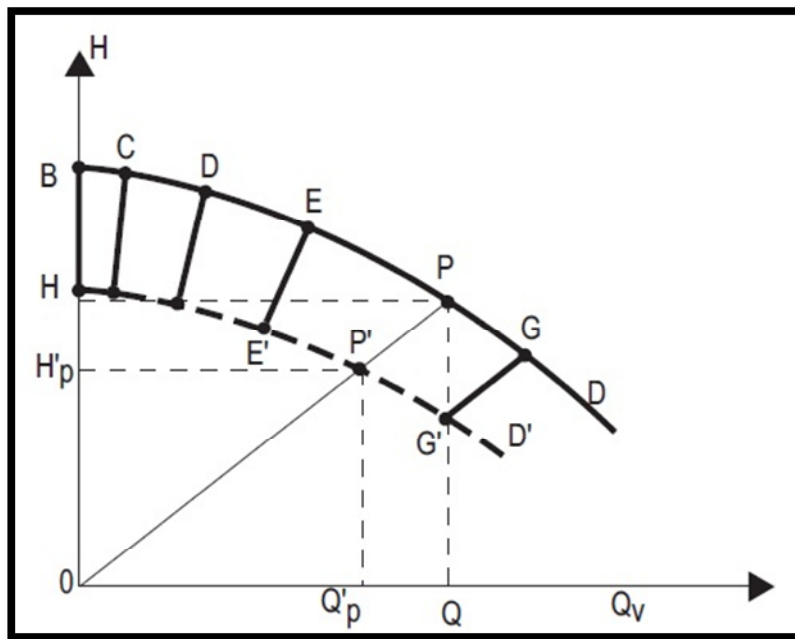


Figure II.10: Courbe caractéristique de la hauteur par rapport au diamètre.

En première approximation la **caractéristique de hauteur** pour un diamètre D' déduite **point par point** de la caractéristique pour le diamètre D par les formules suivantes :

$$\frac{Q'}{Q} = \left[\frac{D'}{D} \right]^2 \quad \frac{H'}{H} = \left[\frac{D'}{D} \right]^2$$

En fait, la démarche habituelle est de déterminer le rognage à effectuer à partir d'un point de fonctionnement désiré P' , défini par une hauteur d'élévation $H'P'$ et un débit $Q'P'$. La droite OP' coupe la courbe de hauteur de la roue, fournie par le constructeur, en P .

Dans ce cas, le rapport des diamètres est en première approximation égal à :

$$\frac{D}{D} = \frac{\overline{OP}}{\overline{OP}}$$

II.3.6.2. Modification de la vitesse de rotation :

Un changement de la vitesse de rotation conduit à modifier la courbe caractéristique hauteur d'élévation-débit de la pompe suivant les règles suivantes :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Et} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

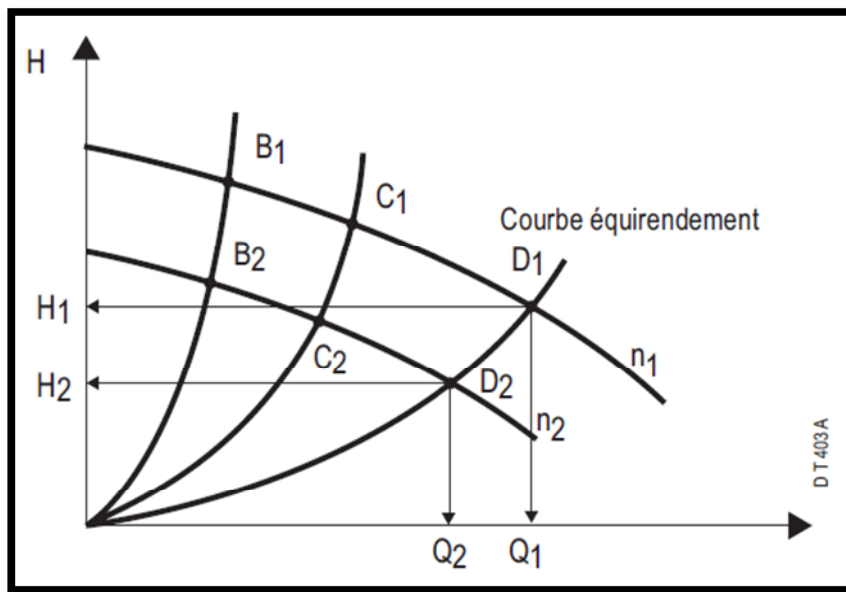


Figure II.11: Courbe caractéristique hauteur d'élévation-débit de la pompe

La variation de la vitesse permet de faire varier le débit sur une très large plage. L'investissement et l'exploitation d'un système de variation de vitesse ne se justifie cependant pas souvent sur un plan économique.

On peut représenter l'énergie demandée par le circuit par une courbe ayant l'allure suivante :

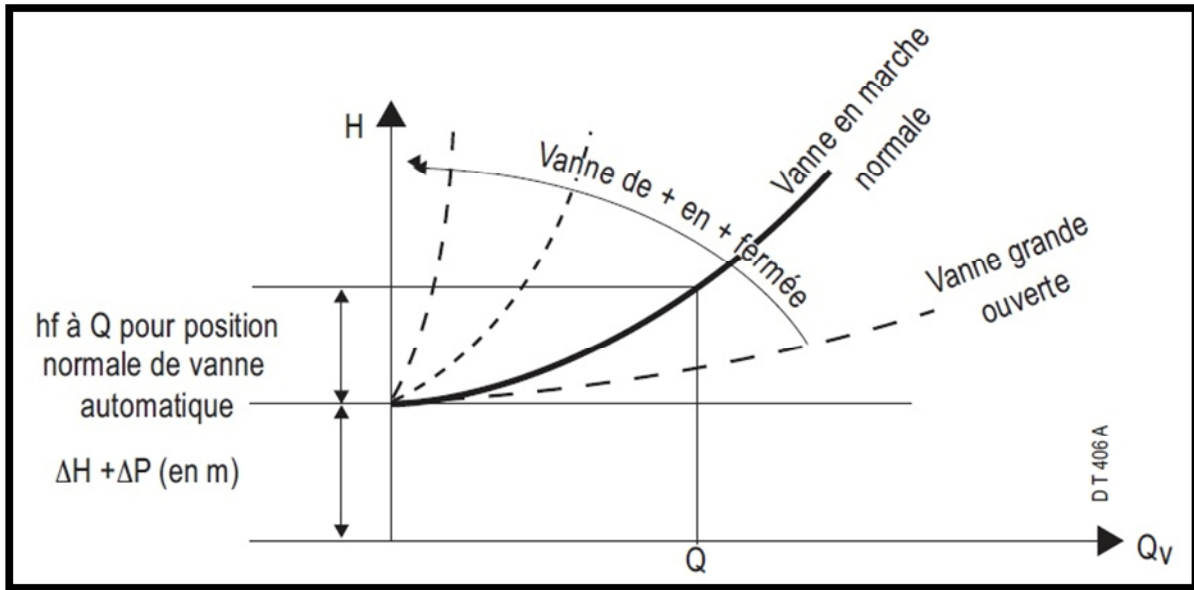


Figure II.12: Courbe caractéristique de résistance du circuit.

II.3.7.Principaux types de pompes centrifuges [11] :

Dans la famille roto dynamiques, on classe les pompes :

II.3.7.1.Selon la trajectoire du fluide (trajectoire de l'écoulement) :

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

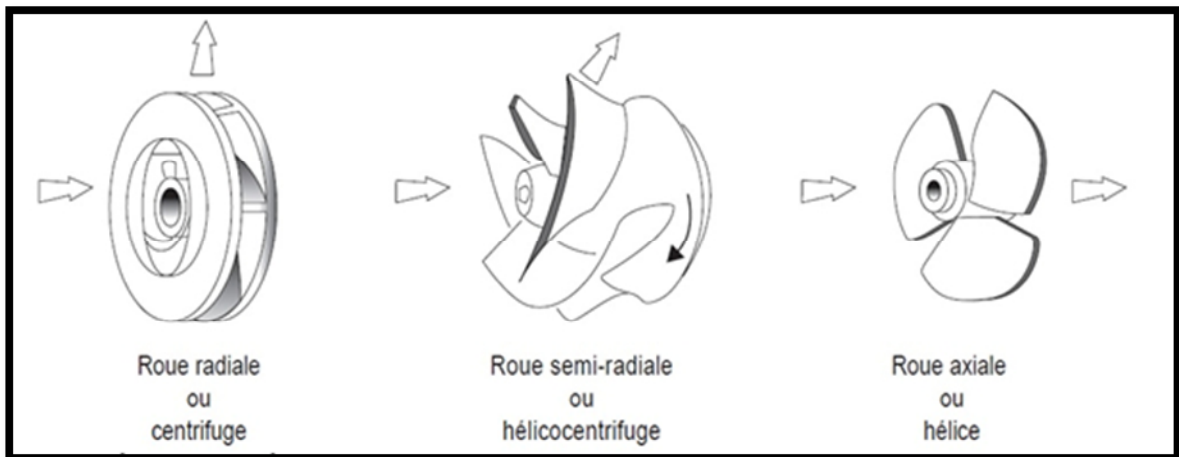


Figure II.13: Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes roto-dynamiques

II.3.7.1.1.Formes des roues liées au produit pompé :

La diversité des produits et des solutions choisies donne un nombre très important de forme de roue et de corps de pompe.

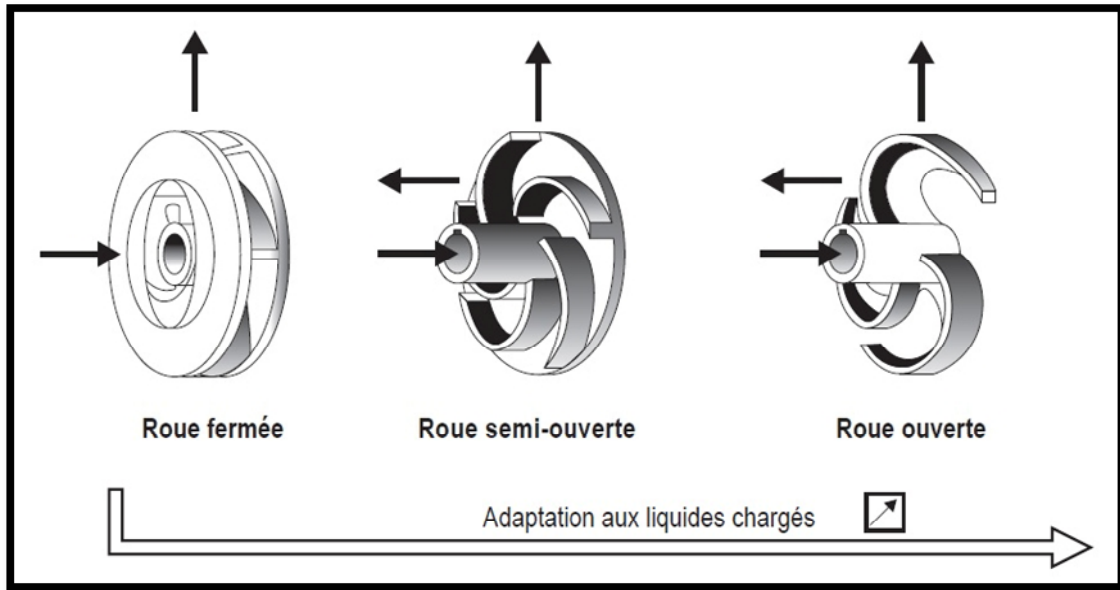


Figure II.14: Formes de différentes roues

II.3.7.2. Selon le nombre d'étages [4] :

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

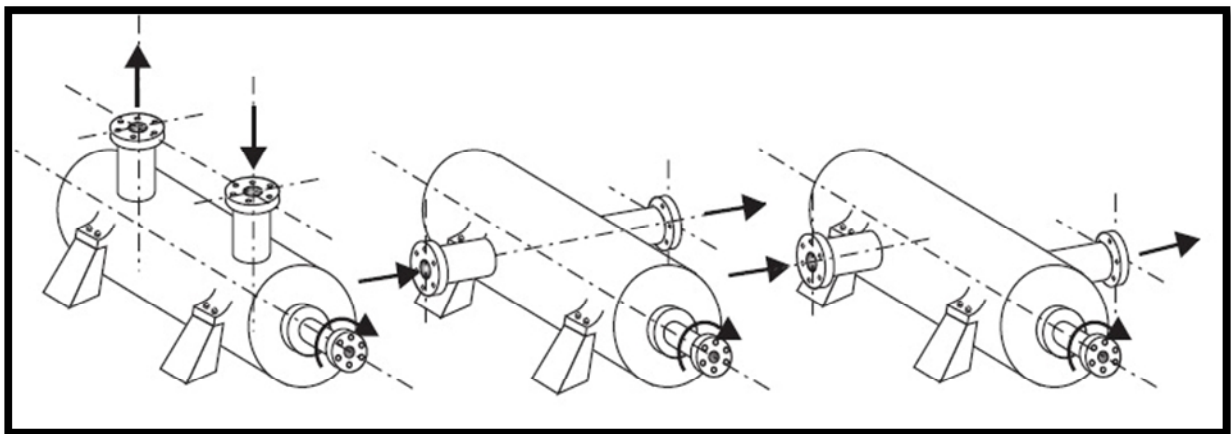


Figure II.15: Pompe centrifuge multicellulaires

Les pompes multicellulaires ont des conduites disposées de façon spécifique à chaque application. On trouve ainsi des pompes à aspiration et refoulement verticales ou horizontales avec diverses dispositions.

II.3.7.3. Selon la disposition de l'axe de la pompe :

- Pompe verticale.
- Pompe horizontale.

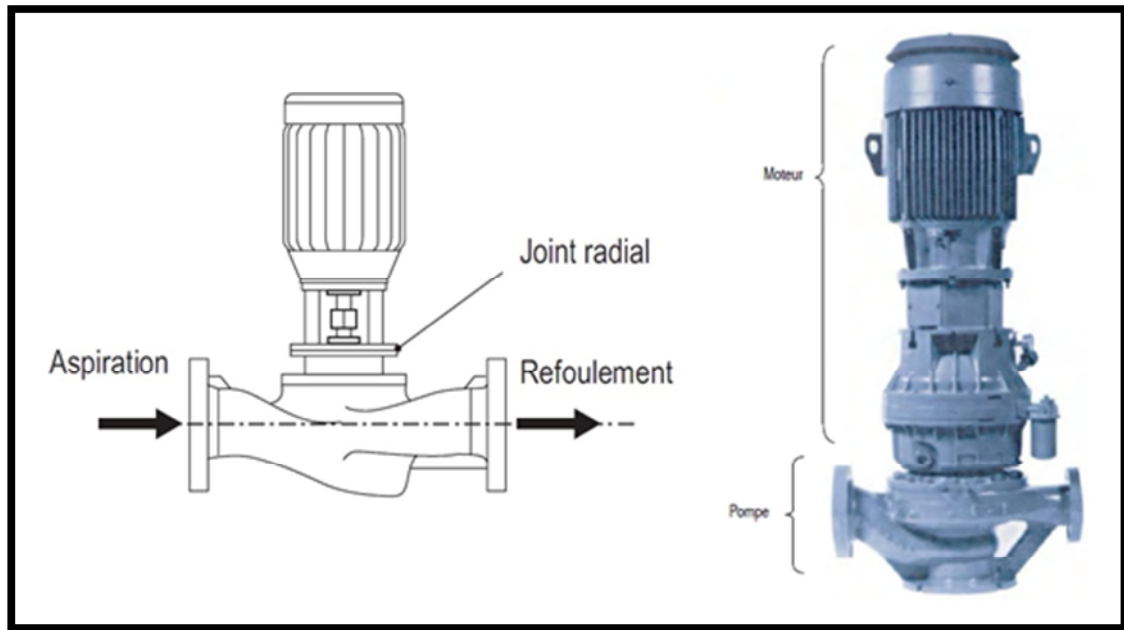
II.3.7.3.1. Différents types de pompes verticales :

Figure II.16: Pompe centrifuge à Axe de rotation vertical dite pompes "In Line"

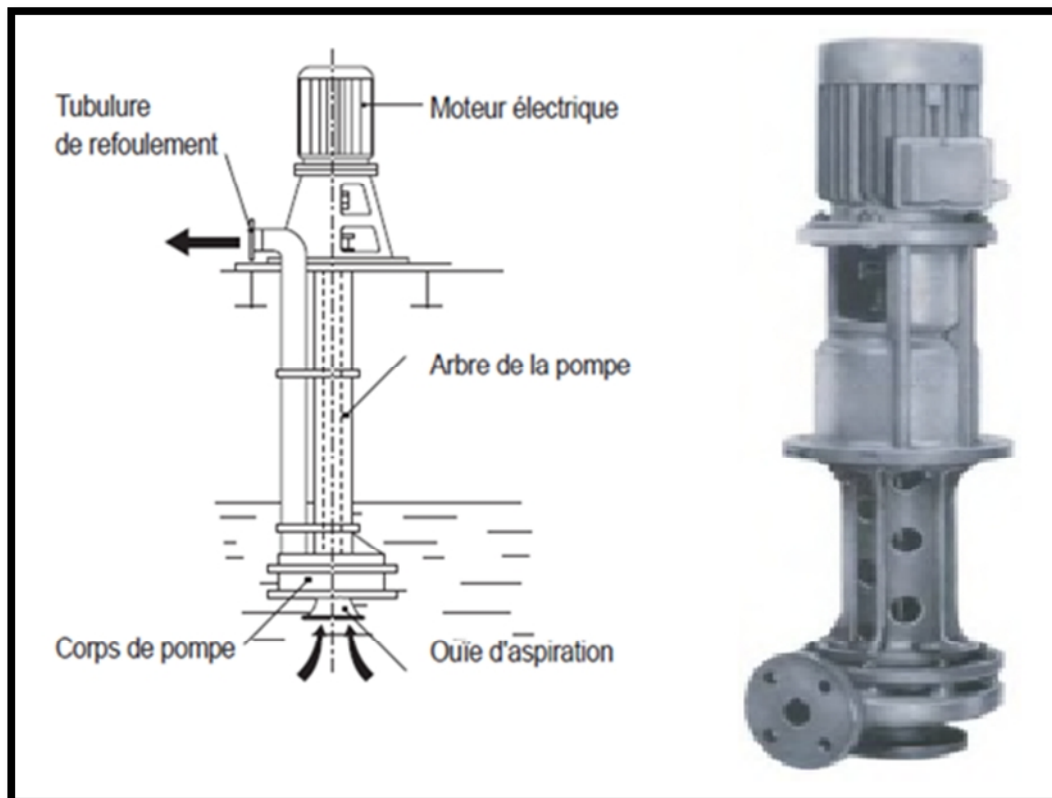


Figure II.17: Pompe verticale « à pied »

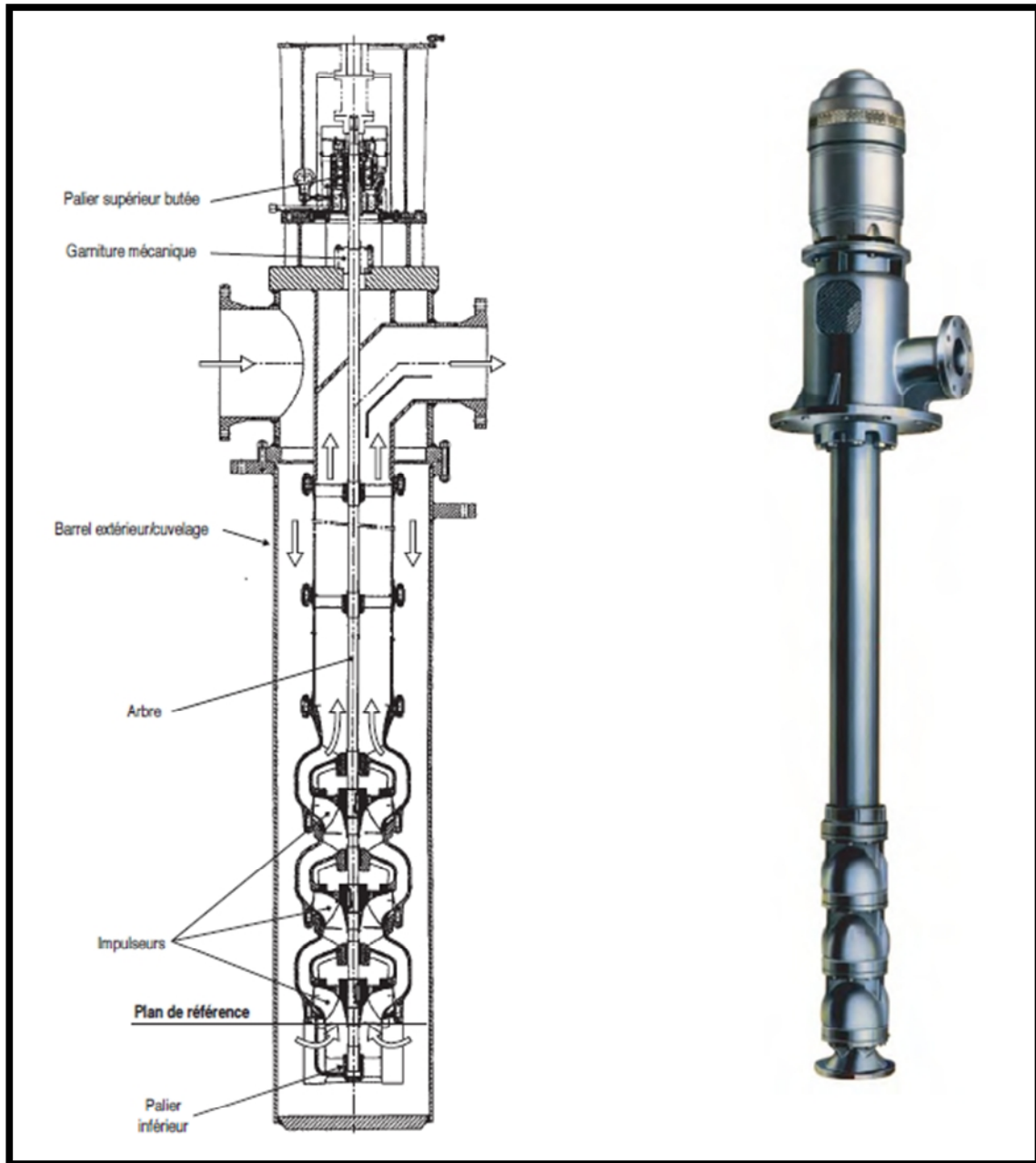


Figure II.18: Pompe centrifuge verticale de type à barrel

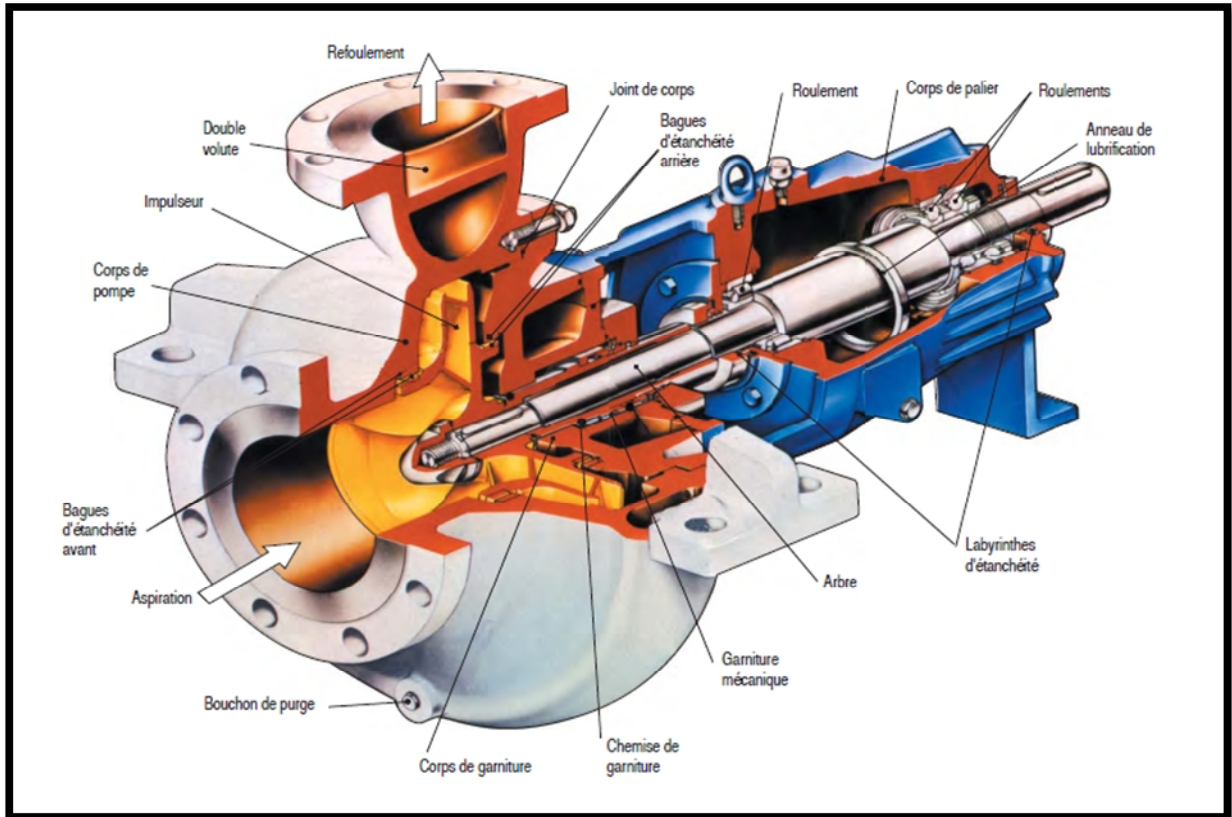
II.3.7.3.2. Différents types de pompes horizontales :

Figure II.19: Pompe centrifuge horizontale de type « Porte à Faux »

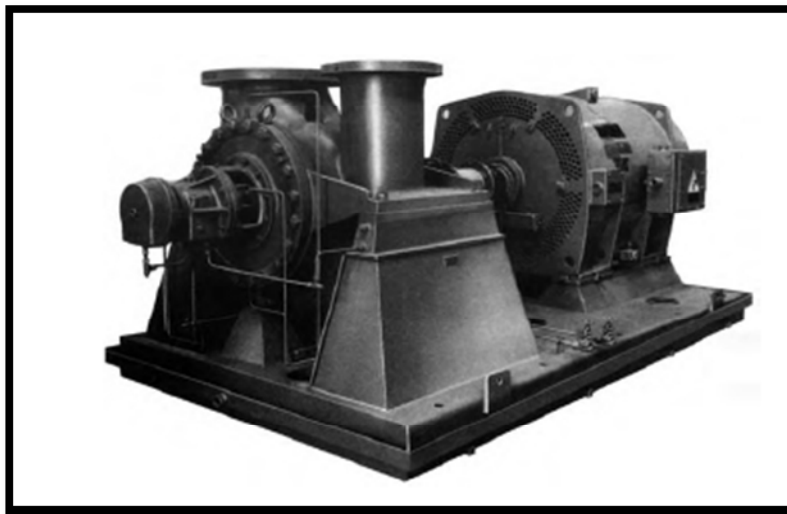


Figure II.20: Pompe centrifuge horizontale de type "TOP TOP"

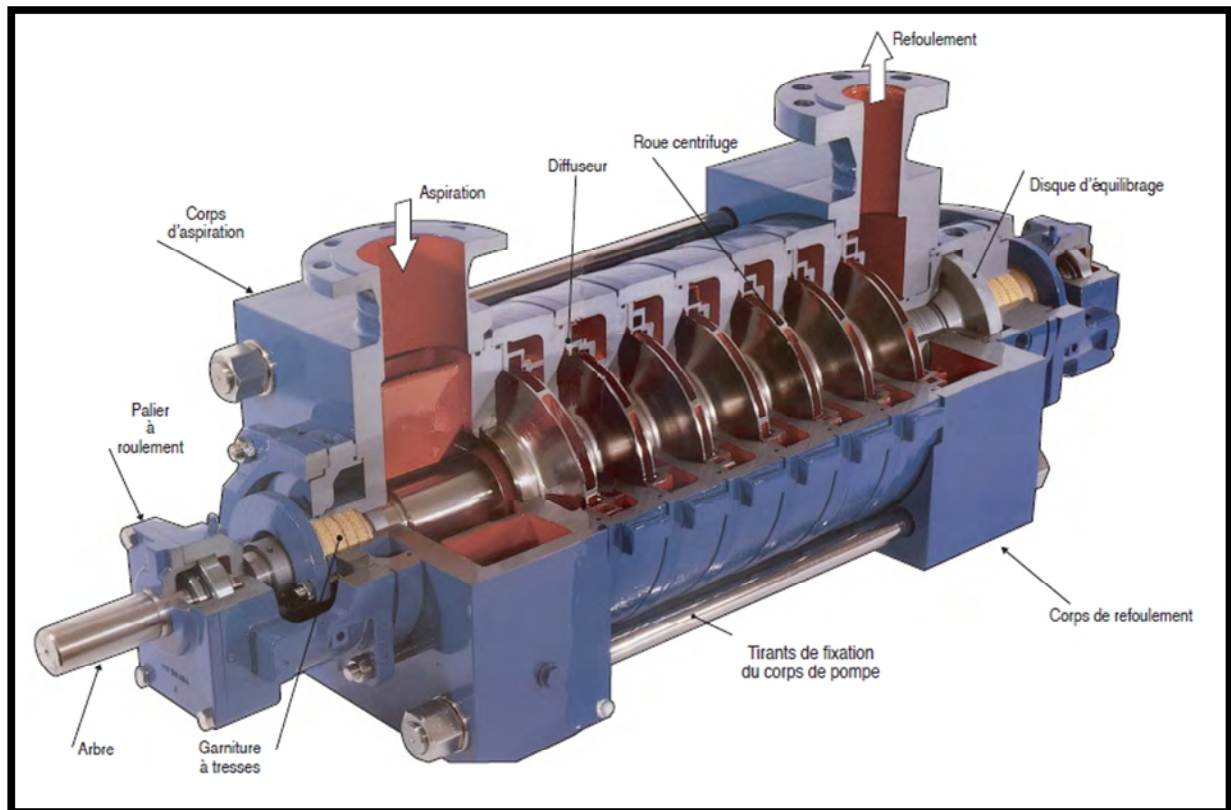


Figure II.21: Pompe centrifuge multicellulaire horizontale

II.3.8. Utilisation des pompes centrifuges [3] :

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût.

Néanmoins, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas, comme :

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

Ces types d'application nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques. Par contre à la plupart des pompes volumétriques, les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides.

II.3.9. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges :

Concernant les avantages, ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.

- Leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques » ;
- Elles sont adaptées à une très large gamme de liquide ;
- Leur débit est régulier et le fonctionnement est silencieux.

Du côté des inconvénients :

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

II.4. Théorie des pompes centrifuges :

II.4.1. Critères généraux de définition des pompes [2] :

Les critères les plus importants sont :

II.4.1.1. La vitesse de rotation n :

C'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unité de temps.

$$= 2 \times \times n/60 \quad \text{II.1}$$

II.4.1.2. Débit refoulé Q de la pompe :

Le débit refoulé Q est le volume utile débité au refoulement de la pompe par unité de temps, en m^3/s (unités également utilisées : l/s et m^3/h). Il est proportionnel à la vitesse de rotation de la pompe. Le débit de fuite ainsi que les écoulements dans les jeux ne sont pas compris dans le débit refoulé.

II.4.2. Définition de la roue [4] :

La hauteur manométrique d'une pompe est fonction de la vitesse périphérique de la roue (v_p), donc de sa vitesse de rotation (N) et de son diamètre (D).

$$V_p = \frac{\pi \times N \times D}{60} \quad \text{II.2}$$

On peut estimer que pour une pompe centrifuge courante (écoulement radial), l'ordre de grandeur de la hauteur manométrique pour un débit inférieur au débit nominal est :

$$H_e = 0,05 \rho^2 \quad \text{II.3}$$

La vitesse périphérique est limitée pour des raisons de résistance mécanique de la roue aux valeurs ci-dessous :

Roue en fonte 40 m/s.

Roue en acier 60 m/s.

La vitesse des moteurs électriques étant fixée par la fréquence du courant et le nombre de pôles (au glissement près) à 3000, 1500 ou 1000 tr/min, la hauteur manométrique maximum d'une pompe centrifuge est donc facile à estimer.

II.4.2.1. Evolution du fluide à l'intérieur de la roue [12] :

Le liquide arrive à la roue de la pompe parallèlement à son axe de rotation et se dirige vers les canaux formés par les aubes. Après avoir parcouru ces canaux, le liquide sort de la roue. A l'intérieur de la roue le liquide est soumis à des mouvements :

- Mouvement d'entraînement (mouvement de rotation avec le rotor de la pompe).
- Mouvement relatif (déplacement de liquide par rapport à la surface intérieure de la roue).

Le mouvement de la particule est caractérisé par :

\mathbf{a}_1 : la vitesse d'entraînement \vec{U} .

\mathbf{b}_1 : la vitesse relative \vec{W} .

La vitesse absolue \vec{V} qui est la somme de ces deux vitesses.

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad \text{II.4}$$

$$U = \omega \cdot r \quad \text{ou} \quad \omega = \frac{2 \cdot n}{60} \quad \text{avec } r \text{ le rayon du point considéré en (m).}$$

Grâce à ces trois vitesses on peut construire les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue mobile tout en supposant que la vitesse relative est tangente à la surface d'aubes, tandis que la vitesse d'entraînement est tangente à la circonférence de la roue. On désigne par l'indice (1) toutes les grandeurs qui se rapportent à l'entrée de la roue, et par l'indice (2) les grandeurs qui se rapportent à la sortie de la roue.

Soit \mathbf{r}_1 , \mathbf{r}_2 les rayons de la roue, donc nous aurons : $\mathbf{u}_1 = \omega \cdot \mathbf{r}_1$, $\mathbf{u}_2 = \omega \cdot \mathbf{r}_2$,

$$\text{Avec : } u_2 > u_1$$

\mathbf{V}_{m1} et \mathbf{V}_{m2} : sont respectivement les composantes radiales absolues à l'entrée et à la sortie des particules dans la roue.

α_1 et α_2 : angles des vitesses absolues à l'entrée et à la sortie de la roue.

β_1 et β_2 : angles des vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue ou angle d'inclinaison des aubes.

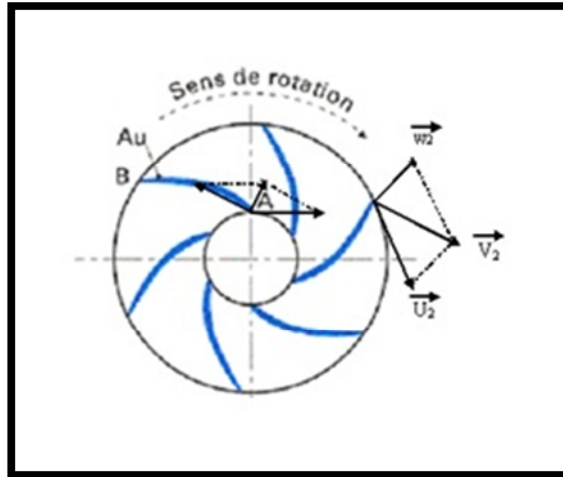


Figure II.22: Schéma représentatif des directions des vitesses

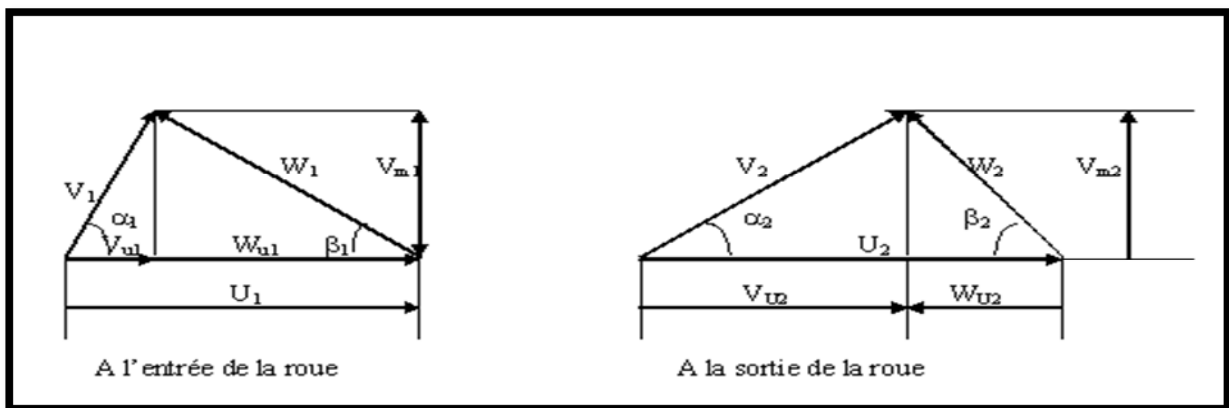


Figure II.23: Triangles des vitesses

II.4.3. Pression de refoulement (P) de la pompe [15] :

La hauteur manométrique totale (H) d'une pompe est le travail mécanique utile en Nm, fourni au fluide refoulé par unité de poids en N du fluide refoulé. Elle est exprimée en m (et est également appelée colonne de fluide, m).

La hauteur manométrique totale est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation de la roue et indépendante de la masse volumique du fluide refoulé, c.-à-d. une pompe centrifuge donnée élève à la même hauteur manométrique différents fluides (de même viscosité cinématique cin), indépendamment de leur masse volumique (ρ). Cette caractéristique s'applique à toutes les pompes centrifuges.

La hauteur manométrique totale (H) d'une pompe se compose, selon le théorème de Bernoulli, la différence des hauteurs dynamiques $(V_r^2 - V_a^2) / 2g$, entre les brides de refoulement et d'aspiration de la pompe.

L'augmentation de pression dans la pompe P est essentiellement fonction de la hauteur manométrique (H) associée à la masse volumique du fluide refoulé.

• **Démonstration :**

On établit l'équation de Bernoulli entre le point d'aspiration et le point de refoulement :

$$H_{a,r} + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} = -H + \frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g}$$

$$H_{a,r} = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} - H$$

$$-\frac{P_r - P_a}{\rho g} = \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} - H + H_{a,r}$$

$$\frac{P}{\rho g} = H - H_{a,r} - \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \Rightarrow P = \rho \times g \times \left(H - H_{a,r} - \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right)$$

Dans le cas de la hauteur entre le point de refoulement et l'aspiration $H_{a,r} = 0$

Donc : $P = \rho \times g \times \left(H - \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right)$

Et on a : $P = P_r - P_a = (\rho \times g \times H) - (\rho \times g \times H_{a,r})$

Avec : $\rho \times g \times H_{a,r} = 0$ car $H_{a,r} = 0$ (même hauteur)

$$P = \rho \times g \times H$$

$$P_r = \rho \times g \times H$$

Donc : $P = P_r = \rho \times g \times \left(H - \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \right)$

$$P = \rho \times g \times \left[H - \frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g} \right] \quad \text{II.5}$$

II.4.4. Rendement () et puissance absorbée (P) au niveau de l'arbre d'une pompe centrifuge [14] :

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

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

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

$$P = \frac{P_h}{\eta} \Rightarrow = \frac{P_h}{P_a} \quad \text{II.6}$$

Avec : $P_h = Q \times \rho \times g \times H_{géo}$

Les rendements maximaux sont de l'ordre de :

- 70 % pour les pompes procédant à 3000 tr/min
- 80 % pour les pompes procédant à 1500 tr/min
- 80 % pour les pompes de forte puissance
- 50 à 60 % pour les petites pompes.

La puissance absorbée (P) d'une pompe est la puissance mécanique absorbée en kW ou en W, au niveau de l'arbre ou de l'accouplement de la pompe. Elle est proportionnelle au cube de la vitesse de rotation et est déterminée à l'aide de la formule suivante :

$$P = \frac{\rho \times g \times Q \times H_{géo}}{\eta} \quad \text{en W} \quad \text{II.7}$$

$$P = \frac{\rho \times g \times Q \times H_{géo}}{1000 \times \eta} \quad \text{en KW} \quad \text{II.8}$$

Avec: **Q en m³/s**

Si on a Q en (m³/h) l'équation (1) devient :

$$P = \frac{\rho \times g \times Q \times H_{géo}}{\eta} \times \frac{1}{3600}$$

On a : $g = 10 \text{ m/s}^2$

$$\text{Donc : } P = \frac{\rho \times Q \times H_{géo}}{\eta} \times \frac{10}{3600} \Rightarrow P = \frac{\rho \times Q \times H_{géo}}{\eta} \times 0.0027$$

$$\text{On a : } \frac{1}{367} = 0.0027$$

$$\text{Donc : } P = \frac{\rho \times Q \times H_{géo}}{\eta} \times \frac{1}{367}$$

$$\text{Alors : } P = \frac{\rho \times Q \times H_{géo}}{\eta \times 367} \quad \text{En KW et Q en (m}^3\text{/h)} \quad \text{II.9}$$

II.4.5. Caractéristiques de l'installation :

II.4.5.1. Courbe caractéristique de la hauteur manométrique totale de la pompe [15] :

La courbe caractéristique de la hauteur manométrique totale de la pompe est aussi appelée la courbe débit-hauteur.

En principe, la courbe débit-hauteur est plate ou sa pente est négative. La variation du débit Q a une relation inversement proportionnelle avec la pente de la courbe débit-hauteur (figure II.24). Ceci peut être un avantage pour la régulation du débit, et également avec la hauteur manométrique

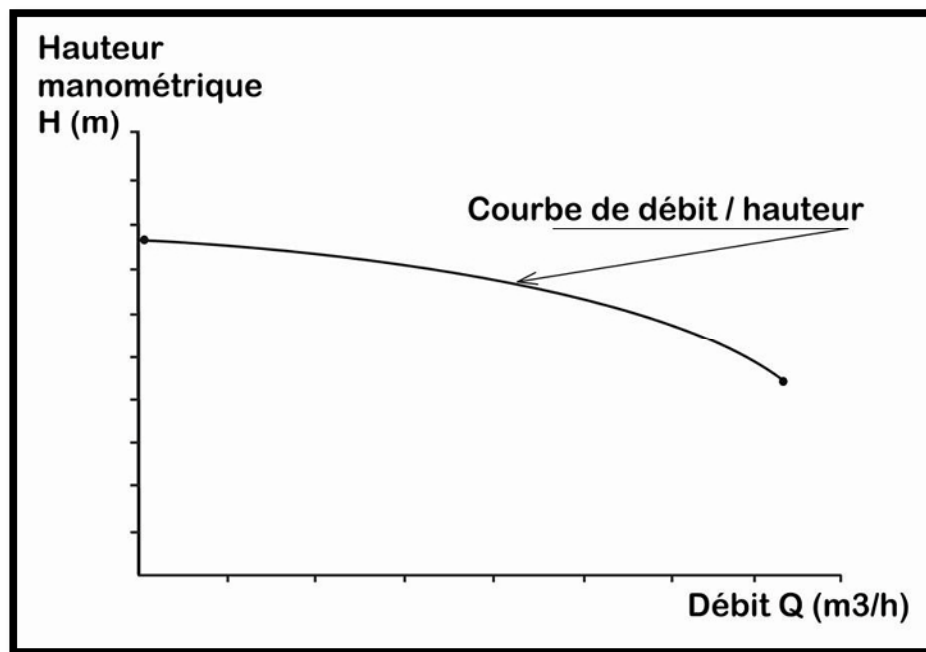


Figure II.24: Courbes caractéristiques débit /hauteur

II.4.5.2. Hauteur manométrique H de l'installation [14] :

II.4.5.2.1. L'équation de Bernoulli :

L'équation de Bernoulli postule l'équivalence des formes d'énergie avec les formes apparentes géométriques statiques et dynamiques. La hauteur manométrique H de l'installation se compose ainsi pour un écoulement supposé sans frottement des trois composantes suivantes :

- $H_{a,r}$: différence de Hauteur entre la bride d'aspiration et la bride de refoulement
- $(P_r - P_a) / (\rho \cdot g)$: différence de hauteur manométrique au-dessus des niveaux du fluide côté aspiration et côté refoulement.

- $(V_r^2 - V_a^2)/2g$: différence entre les hauteurs dynamiques dans les réservoirs. Dans le cas d'un écoulement réel, il faut ajouter à ces composantes les pertes par frottement (= pertes de charge) :

ΣH_v : est la somme de toutes les pertes de charge (= résistance à l'écoulement dans les tuyauteries, robinetteries, raccords de tuyauteries, etc. des conduites d'aspiration et de refoulement, ainsi que pertes à l'entrée et à la sortie), qui sont appelées dans les pratiques pertes de charge de l'installation

La hauteur manométrique H, de l'installation est calculée à partir de ces quatre composantes.

• **Démonstrations :**

Etablir l'équation de Bernoulli entre A et B et on suppose que l'écoulement est parfait (cas parfait sans les pertes) :

$$H_A + \frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} = -H_{a,r} + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g}$$

$H_A = 0 \Rightarrow$ Le niveau (0)

$V_A = 0$ car $V_A \lllll V_a$

Donc : $\frac{P_A}{\rho g} = -H_{a,r} + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g} \dots \dots \dots (1)$

On a : $P_A = P_D$ car la même pression dans les réservoirs.

Etablir l'équation de Bernoulli entre C et D :

$$H_c + \frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} = H + \frac{P_D}{\rho g} + \frac{V_D^2}{2g}$$

$H_c = 0 \Rightarrow$ Le niveau (0) de refoulement et $V_D = 0$ car $V_D \lllll V_C$

$$\frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} = H + \frac{P_A}{\rho g}$$

Donc : $\frac{P_A}{\rho g} = \frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} - H \dots \dots \dots (2)$

(1) = (2) $\Rightarrow \frac{P_r}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} - H = -H_{a,r} + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_a^2}{2g}$

$$\frac{P_r}{\rho g} - \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g} = -H_{a,r} + H$$

$$H - H_{a,r} = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g}$$

$$H = H_{a,r} + \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \quad \text{II.10}$$

Si la hauteur est nulle entre la bride d'aspiration et la bride de refoulement (même niveau)

$$H_{a,r}=0$$

$$\text{Donc : } H = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \quad \text{II.11}$$

Dans le cas **d'écoulement réel** il faut ajouter à l'équation (II.10) les pertes de charges donc elle devient :

$$H = H_{a,r} + \frac{(P_r - P_a)}{\rho g} + \frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g} + H_v \quad \text{II.12}$$

Si la hauteur est nulle entre la bride d'aspiration et la bride de refoulement (même niveau)

$$H_{a,r}=0$$

$$H = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} + H_v \quad \text{II.13}$$

Dans le cas parfait on a la hauteur manométrique en (m) et les pressions en (Pascal)

$$P = \rho \times g \times H \text{ (en Pascal)} \Rightarrow H = \frac{P}{\rho g}$$

$$H = \frac{P_r - P_a}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} \quad \text{II.14}$$

Si on veut calculer la hauteur manométrique en (m) et les pressions en (bar) on à

$$P = \frac{H \times d}{10,2} \text{ en bar}$$

$$\Rightarrow H = \frac{P \times 10,2}{d}$$

⇒ donc la formule de H devient

$$\Rightarrow H = \underbrace{\frac{P \times 10,2}{d}}_{\substack{\text{Energie fournie par} \\ \text{la pompe au liquide} \\ \text{en mètres}}} + \underbrace{\frac{V_r^2 - V_a^2}{2g}}_{\substack{\text{Energie due à} \\ \text{l'accroissement de} \\ \text{pression dans la} \\ \text{pompe}}} \quad \text{II.15} \quad \underbrace{\quad}_{\substack{\text{Différence} \\ \text{d'énergie cinétique} \\ \text{entre le} \\ \text{refoulement et} \\ \text{l'aspiration}}}$$

II.4.5.2.2. les pertes de charge [15] :**II.4.5.2.2. 1. Les pertes de charge H_{v_l} dans les tuyauteries droites (linéaire) :**

Les pertes de charge d'un écoulement dans des tuyauteries droites, d'une section circulaire, vérifient en général l'équation suivante :

$$H_{v_l} = \lambda \left(\frac{L}{d} \right) \times \frac{v^2}{2g} \quad \text{II.16}$$

Le coefficient de frottement des tuyauteries (λ) dépend uniquement de l'écoulement du fluide véhiculé et de la rugosité relative d/k de la tuyauterie traversée. L'écoulement est caractérisé par le nombre de REYNOLDS (Re) selon la loi des modèles. Pour des tuyaux de section circulaire :

$$Re = V \cdot d / \quad \text{II.17}$$

Pour des tuyaux hydrauliquement lisses (par exemple. tuyaux en métal étiré à chaud ou tuyaux en matière synthétique tels que PE ou PVC) ou dans le cas d'écoulement laminaire, λ peut être également déterminé par le calcul :

Dans la plage de l'écoulement laminaire, avec $Re < 2320$, (λ) est indépendant de la rugosité.

$$\lambda = 64/Re \quad \text{II.18}$$

Dans le cas d'un écoulement turbulent, avec $Re > 2320$, les relations dans les tuyaux hydrauliquement lisses sont données par l'équation:

$$\lambda = \frac{0,309}{\left(\lg \frac{Re}{7} \right)^2} \quad \text{II.19}$$

Le coefficient de frottement des tuyauteries (λ) dépend également d'un autre paramètre sans dimension de la rugosité relative de la paroi intérieure du tuyau d/k ; k étant la rugosité absolue moyenne de la paroi intérieure du tuyau, A noter que d et k doivent être de même dimension (par exemple en mm).

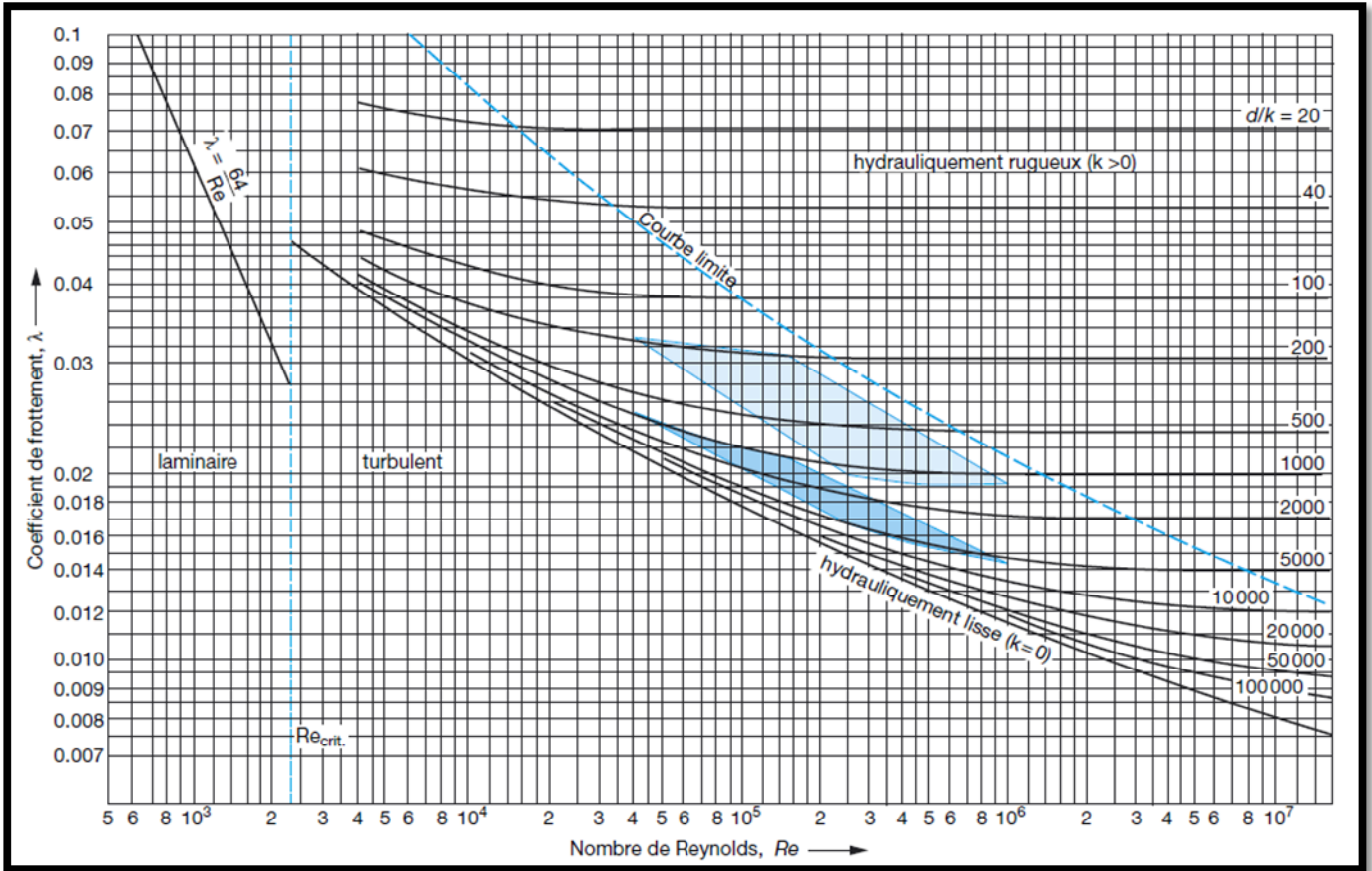


Figure II.25 : Coefficient de frottement dans les tuyauteries λ en fonction du nombre de REYNOLDS (Re) et de la rugosité relative d/k

La figure II.26 montre, pour une utilisation pratique, les pertes de charge (Hv_l) par 100 m de tuyau métallique droit en fonction du débit (Q) et du diamètre intérieur (d). Les valeurs ne s'appliquent qu'à l'eau froide pure ou à des fluides de même viscosité cinématique, pour des tuyauteries totalement remplies et pour des rugosités absolues de la paroi intérieure de ($k = 0,05$ mm) .

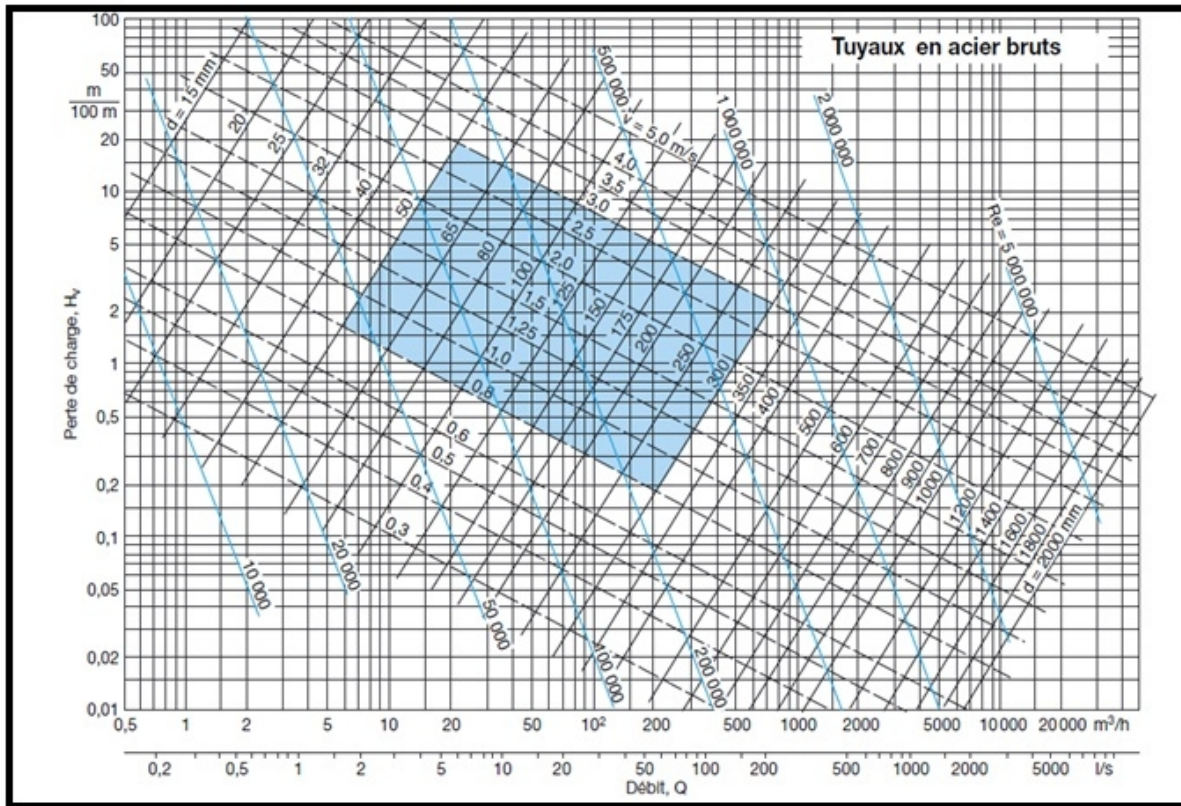


Figure II.26 : Pertes de charge Hv_1 pour des tuyaux en acier ($k = 0,05 \text{ mm}$)

II.4.5.2.2. Les pertes de charge Hv_S dans les robinetteries et les raccords de tuyauterie (singulière) :

Les pertes de charge Hv_S dans la robinetterie et les raccords de tuyauterie sont de la forme

$$Hv_S = \quad \times \frac{v^2}{2g} \quad \text{II.20}$$

Les valeurs minimales et maximales indiquées dans le (Tableau II.1) comprennent les valeurs caractéristiques des principaux ouvrages techniques et s’appliquent aux robinetteries totalement ouvertes et traversées par un flux régulier. Les pertes générées en aval d’une robinetterie sur une longueur de $12 \times DN$ sont dues à la régularisation de l’écoulement perturbée. Elles sont comprises dans les valeurs . Les valeurs peuvent être parfois très dispersées en fonction des conditions à l’entrée et à la sortie des variantes de construction et des objectifs de développement (robinetterie soit d’un faible prix soit avec économie d’énergie).

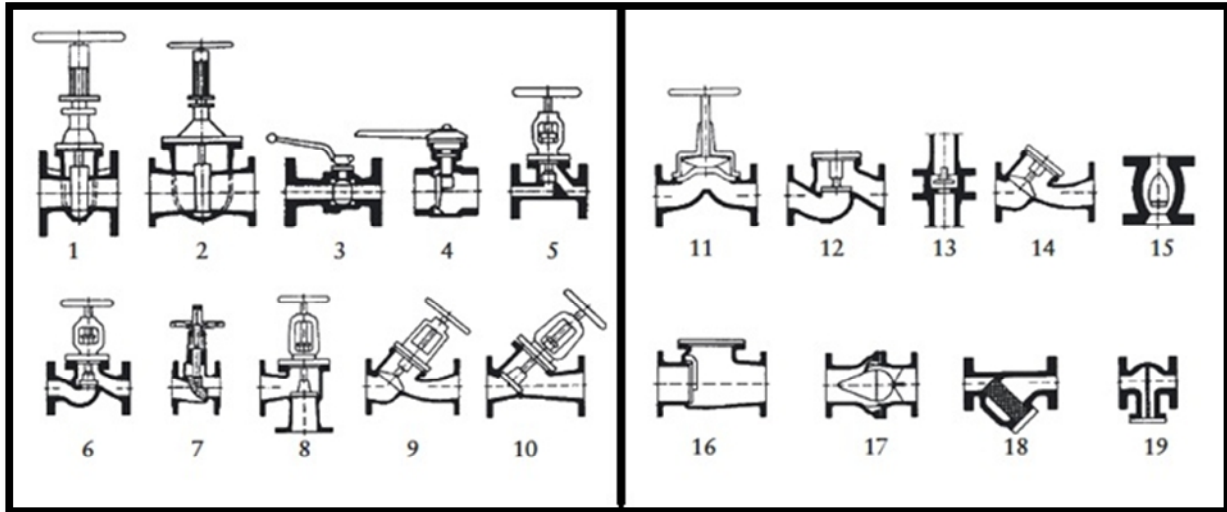


Figure II.27: Représentation schématique des types de robinetterie d'après le (Tableau II.1)

Type de robinetterie		Type de cons.	Coefficient de perte de charge, ζ , pour DN =																	Remarques					
			15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	400	500	600	800	1000				
Robinettes d'arrêt	Robinettes à opercule plat ($d_E = DN$)	min max	1	0,1 0,65	←																	0,1 0,3	pour $d_E < DN$ voir 1)		
	Robinettes à opercule rond ($d_E = DN$)	min max	2					0,25 0,32	0,24 0,31	0,23 0,30	0,22 0,28	0,21 0,26	0,19 0,25	0,18 0,23	0,17 0,22	0,16 0,20	0,15 0,19	0,13 0,18	0,12 0,16	0,11 0,15	0,11 0,14				
	Robinettes à boiseau sphérique ($d_E = DN$)	min max	3	0,10 0,15	←	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	pour $d_E < DN$ $\zeta = 0,4$ à $1,1$	
	Robinettes à papillon PN 2,5 ÷ 10	min max	4					0,90 1,20	0,59 1,00	0,38 0,80	0,26 0,70	0,20 0,62	0,14 0,56	0,12 0,50	0,09 0,42	0,06 0,40	0,06 0,37	0,03 0,33	0,03 0,33	0,03 0,33	0,03 0,30	0,03 0,28	0,06 0,28		
	Robinettes à papillon PN 16 ÷ 25	min max	4					2,04 2,50 ²	1,80 2,30 ²	1,55 2,10 ²	1,30 1,90 ²	1,08 1,70 ²	0,84 1,50 ²	0,75 1,30	0,56 1,10	0,48 0,90	0,40 0,83	0,40 0,76	0,40 0,71	0,40 0,67 ²	0,40 0,63 ²	0,40 0,63 ²	0,40 0,63 ²	² également pour PN 40	
	Robinettes à soupape, forgé	min max	5			6,0 6,8	←	←	←	6,0 6,8															
	Robinettes à soupape, moulé	min max	6	3,0 6,0	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	3,0 6,0	en cas d'optimisation $\zeta = 2$ à 3 peut être atteint
	Robinettes à soupape compactes	min max	7	0,3 0,3	0,4 0,9	0,6 1,9	0,6 ←	1,0 ←	1,1 ←	←	←	←	←	←	1,1 2,5	←	←	←	←	←	←	←	←	←	
	Robinettes à passage d'équerre	min max	8	2,0 3,1	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	2,0 6,6	
	Robinettes à soupape à tête inclinée	min max	9	1,5 2,6	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	1,5 2,6	
	Robinettes à soupape à passage intégral	min max	10	0,6 1,6	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	0,6 1,6	
Robinettes à soupape à membrane	min max	11	0,8 2,7	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	0,8 2,7		
Clapets de non-retour	Clapets de non-retour, à tête droite	min max	12	3,0 6,0	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	3,0 6,0		
	Clapets de non-retour, axial	min max	13	3,2 3,4	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	3,2 4,6	élargissement axial à partir de DN 125
	Clapets de non-retour, à tête inclinée	min max	14	2,5 3,0	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	1,5 3,0	
	Clapets de pieds	min max	15						1,0 3,0	0,9 3,0	0,8 3,0	0,7 3,0	0,6 3,0	0,5 3,0	0,4 3,0	0,4 3,0	0,4 3,0	(7,0)	(6,1)	(5,5)	(4,5)	(4,0)			() en arrangement groupé
	Clapets de non-retour	min max	16	0,5 3,0	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	0,5 3,0	clapet sans levier ni contrepois ²⁾
	Hydrostop v = 4 m/s v = 3 m/s v = 2 m/s		17					0,9 1,8 5,0			3,0 4,0 6,0		3,0 4,5 8,0	2,5 4,0 7,5	2,5 4,0 6,5	1,2 1,8 6,0	2,2 3,4 7,0								
	Filtres		18					2,8	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	2,8	à l'état nettoyé
Crépinés		19					1,0	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	←	1,0		

Tableau II.1: Coefficients de perte de charge ζ dans les robinetteries (en fonction de la vitesse d'écoulement dans la section de raccordement DN)

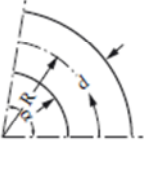
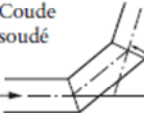
Coude	α	15°		30°		45°		60°		90°	
		Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse
	ζ pour $R = 0$	0,07	0,10	0,14	0,20	0,25	0,35	0,50	0,70	1,15	1,30
	ζ pour $R = d$	0,03	-	0,07	-	0,14	0,34	0,19	0,46	0,21	0,51
	ζ pour $R = 2 d$	0,03	-	0,06	-	0,09	0,19	0,12	0,26	0,14	0,30
	ζ pour $R \geq 5 d$	0,03	-	0,06	-	0,08	0,16	0,10	0,20	0,10	0,20
	Nombre de cordons de soudure	-	-	-	-	2	-	3	-	3	-
	ζ	-	-	-	-	0,15	-	0,20	-	0,25	-

Tableau II.2: Coefficients de perte de charge dans les coudes

II.4.5.3. Courbes caractéristiques de réseau :

La courbe caractéristique de réseau est la représentation graphique de la hauteur manométrique totale de l'installation (H) nécessaire à l'installation en fonction du débit (Q). Elle se compose d'une composante statique et d'une composante dynamique (Figure II.28).

La composante statique est composée de deux parties indépendantes du débit à savoir la hauteur géométrique ($H_{\text{géo}}$) et la différence de hauteur manométrique $(P_r - P_a) / (\rho \cdot g)$ entre les réservoirs d'entrée et de sortie de l'installation. La différence de hauteur manométrique est nulle lorsque les deux réservoirs sont ouverts.

La composante dynamique est composée de la perte de charge (H_v) qui augmente de manière proportionnelle (au carré) du débit (Q) et de la différence des hauteurs dynamiques $(V_r^2 - V_a^2) / 2g$ dans les sections d'entrée et de sortie de l'installation. Il suffit d'un point à $Q = 0$ et d'un point à $Q > 0$ pour calculer cette parabole.

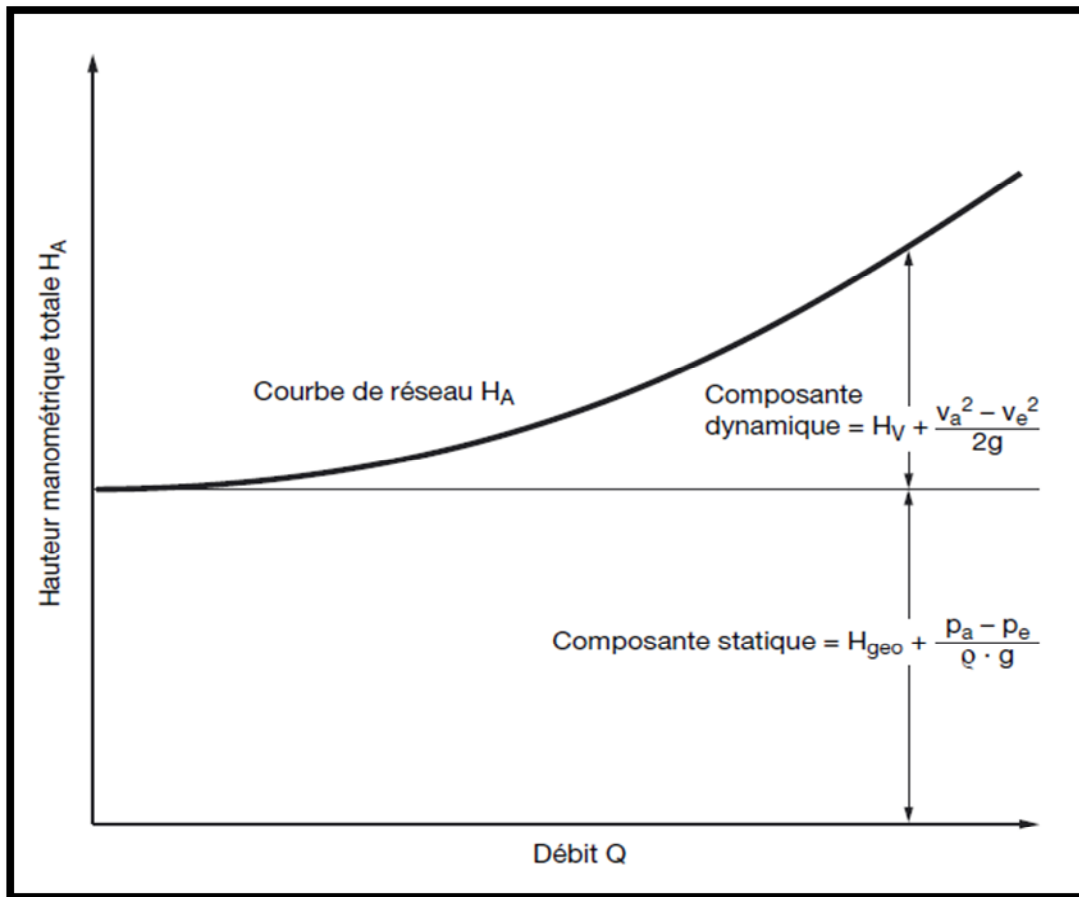


Figure II.28: Courbe caractéristique de réseau (H) avec composante statique et composante dynamique

II.4.6. Point de fonctionnement [4] :

Le point de fonctionnement d'une pompe centrifuge est le point d'intersection de la courbe débit-hauteur de la pompe et de la courbe caractéristique de réseau par lequel le débit (Q) et la hauteur manométrique de la pompe (H) sont déterminés. Le point de fonctionnement ne peut être modifié que par la modification de la courbe caractéristique de réseau ou par celle de la courbe débit-hauteur de la pompe.

Une courbe caractéristique de réseau ne peut être modifiée dans le cas du refoulement de l'eau que par :

- la modification des résistances à l'écoulement (par exemple. par le réglage d'un organe d'étranglement, le montage d'un diaphragme ou d'un by pass, mais aussi par des transformations ou des incrustations des tuyauteries) ;
- la modification de la composante statique de la hauteur manométrique (par exemple. par la modification du niveau d'eau ou de la pression du réservoir).

Une courbe débit-hauteur peut être modifiée par :

- la variation de la vitesse de rotation ;
- la mise en route ou l'arrêt d'une pompe fonctionnant en parallèle ou en série ;
- dans le cas des pompes à roues radiales, par la modification du diamètre extérieur ;
- dans le cas des pompes à roues semi-axiales, par le montage en amont ou le réglage d'un régulateur de pré-rotation ;
- dans le cas des pompes à hélice, par le réglage de l'angle de réglage des pales d'hélice ;

Remarque: Les effets de ces mesures sur la modification de la courbe caractéristique ne peuvent être prévus que pour un fonctionnement sans cavitation.

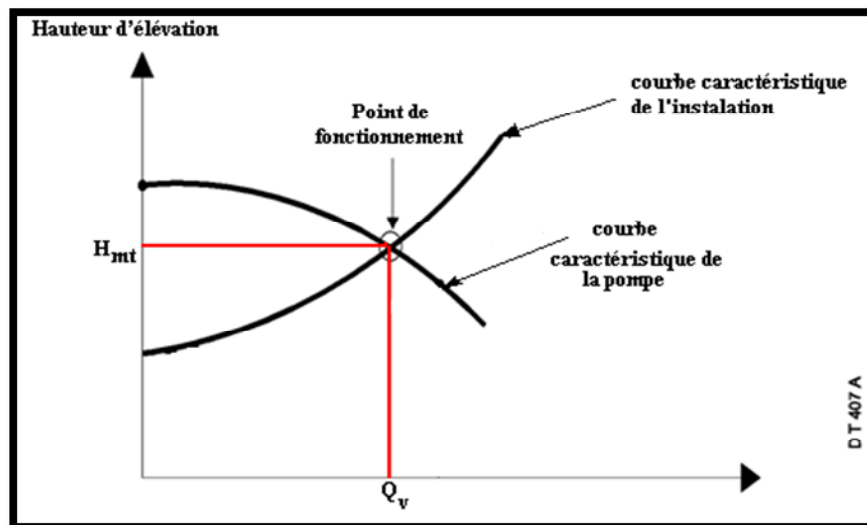


Figure II.29: Point de fonctionnement

Chapitre III :

Le dysfonctionnement des
pompes centrifuges

III.1.Introduction [8] :

Le dysfonctionnement des pompes centrifuges reste aujourd'hui encore, un sujet de préoccupation majeure pour qui s'intéresse aux pompes roto-dynamiques qu'il soit utilisateur, installateur ou bien constructeur. L'évolution rapide de l'industrie des pompes et les récents progrès réalisés dans l'étude et la compréhension des nombreux mécanismes qui régissent le phénomène de cavitation et d'autres problèmes, rendent nécessaire la mise à jour des connaissances sur le sujet. Cet article a pour but de fournir au lecteur des explications et des éléments directement exploitables sur le plan pratique, tout en essayant de mettre en évidence la multiplicité et la complexité des nombreux éléments à prendre en compte.

III.2.Facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges [9] :

La rupture du fonctionnement d'une pompe peut être causée par plusieurs facteurs ; à savoir :

Surcharge : Une pompe est choisie d'après certaines conditions spécifiques telles que débits, pression, vitesse... qu'elle peut fonctionner de temps à autre en surcharge. Mais si on oublie que ce service devrait être rendu occasionnellement, et qu'on la fait tourner 24 heures par jour sous ce régime, on obtient une rupture de l'arbre ou des paliers grillés.

Mauvais graissage : Si on fait tourner une pompe avec des paliers sans graisse, on finit par un arrêt brutal ; dans ce cas, on s'aperçoit souvent de l'absence de graisseur sur la pompe ou sur la pompe concernée n'est pas inscrite dans le plan de graissage. Le fiabiliste doit veiller à la présence des graisseurs le cas échéant ou les retirer dans le cas des roulements graissés à vie.

Fluide inadapté : Si on modifie le critère de pompage en changeant la nature du fluide à véhiculer ou en augmentant la température, les matériaux peuvent ne pas être adaptés ; la pompe risque d'être détruite.

Fonctionnement à vide : En cas d'absence de contrôle de démarrage, la vanne de refoulement étant fermée, ainsi que la vanne de by-pass, la pompe peut fonctionner à vide ; le débit est nul, toute la puissance fournie se transforme en chaleur. Et puisque le liquide ne circule pas, la chaleur produite ne peut être évacuée. Dans ce cas la roue et la garniture seront endommagées.

Mauvais alignement : La pompe et le moteur ne sont pas exactement en face par le défaut de l'accouplement, défaut de fixation ou de fondation. Les paliers et l'arbre seront soumis à des vibrations et finiront par se casser.

Fuite : Le liquide fuit. Si le liquide est acide, les pièces métalliques extérieures qui sont différentes de la partie hydraulique seront attaquées et rongées. Une fuite abondante provient de l'usure de la garniture ou d'un défaut de tresse.

Corps étranger : Des particules solides peuvent s'introduire dans le liquide s'il n'y a pas de crépine d'aspiration ou de protection à l'entrée. Elles peuvent détruire les pièces hydrauliques.

Contraintes des tuyauteries : Si les brides des tuyauteries d'aspiration et de refoulement ne sont pas en face de celles de la pompe et si le montage se fait en forçant sur les tuyauteries, une traction anormale s'exerce sur la pompe. Cette traction peut causer des déformations externe et interne de la pompe et un frottement de la roue sur le corps de la pompe. Cela entraînera le blocage de la pompe, l'usinage du corps de la pompe ou la brisure des tubulures d'aspiration et de refoulement.

Cavitation : Lorsque l'on aspire un liquide dans un conduit on crée une dépression, si cette baisse de pression fait descendre la pression du liquide au-dessous de sa pression de vapeur saturante, le liquide se met en ébullition. (Production de vapeur), on appelle ce phénomène la cavitation. Ce phénomène s'accompagne souvent par de bruits violents et de vibrations importantes. Les effets de la cavitation sont nombreux selon le produit (température, tension de vapeur, densité) et le type de pompe (caractéristiques de fonctionnement et matériaux constitutifs).

III.3.Description de phénomène de cavitation et Le NPSH dans les pompes :

III.3.1.la cavitation [3] :

Mécaniquement, on peut définir la cavitation par la rupture du milieu continu de liquide sous l'effet de contraintes excessives. Physiquement, La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce phénomène se manifeste par la formation au sein de l'écoulement, de bulles, de poches, de tourbillons ou de torches de vapeur. Dans les pompes, ces structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roue, et sont transportées dans les zones à plus haute pression. Sous l'action du gradient de pression, Elles implosent dès que la pression locale dans

l'écoulement redevient supérieure à la pression de vapeur. Ces implosions produisent des micro-jets et des surpressions (onde de choc) [1].



Figure III.1: Photo illustrant la cavitation sur un impulseur

III.3.1.1. Types de cavitation [10] :

- a) Des poches de cavitation fixes, attachées aux pales. Ce type de poches est stable et quasi-stationnaire. L'interface entre le liquide et la vapeur peut être lisse et transparente, comme elle peut ressembler à la surface libre d'une eau en ébullition ;
- b) La cavitation due au vortex localisé à la périphérie de pales tournante ;
- c) Des bulles de vapeur formant un nuage et entourées par une enveloppe extérieure. Elles sont produites par une vorticité au sein de l'écoulement. Elles causent de fortes vibrations, une importante érosion et un bruit intense ;
- d) Des bulles ou des poches de cavitation en déplacement instationnaire dans le liquide en mouvement.

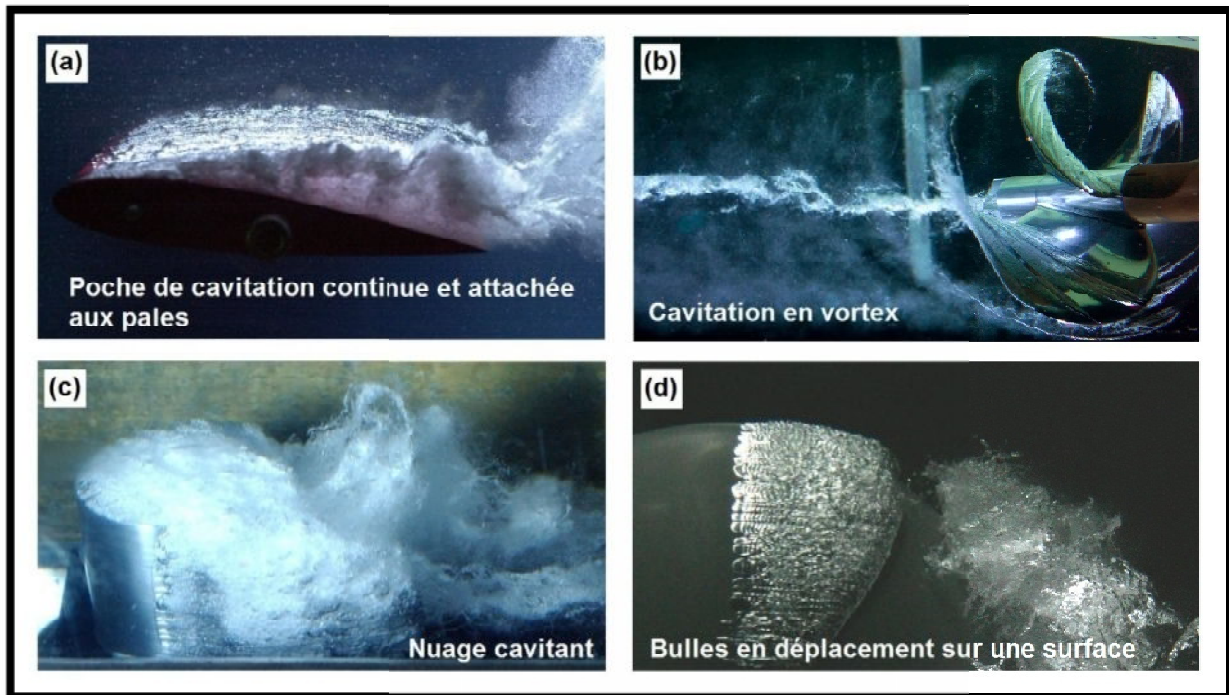


Figure III.2: Visualisation de différents types de cavitation

III.3.1.2. Effets de la cavitation [10] :

La cavitation peut avoir à la fois des aspects désirés et non désirés. Elle peut être utile via la génération de microbulles par exemple pour le nettoyage d'objets, en tant que catalyseur de certaines réactions chimiques, ou pour réduire la force de traînée. On peut, dans ce contexte-là, évoquer la cavitation acoustique qui est caractérisée par l'apparition d'une population de bulles de gaz, sous l'influence d'une onde acoustique et dont les conséquences physico-chimiques sont recherchées dans certains milieux réactionnels.

Dans les pompes, elle engendre une baisse des performances et l'apparition de forces instationnaires qui peuvent avoir plusieurs effets néfastes sur leurs composantes : l'érosion, le bruit et les vibrations.

- **L'érosion des surfaces** : l'implosion des bulles est un phénomène violent qui induit une érosion des surfaces à proximité et une génération de bruit très caractéristique. Sous certaines conditions, les bulles de vapeur implosent, engendrant des températures et des pressions localement très élevées ainsi que des chocs et des jets liquides violents au voisinage des parois solides. Des ondes de pression accompagnées d'émission d'électrons, viennent frapper les surfaces et provoquent des fusions locales et des microfissures de fatigue. Ces conditions extrêmes sont responsables d'un grand nombre d'effets physico-chimiques : réactions chimiques accélérées ou inusuelles dans certains milieux réactifs, émulsification cristallisation/précipitation,

désagglomération, risque d'oxydation du fluide et descellement des cristaux de métal. Ce dernier phénomène est aggravé par une nature corrosive du fluide, par échauffement excessif du fluide, par vibrations mécaniques ou par présence de particules solides dans l'écoulement.

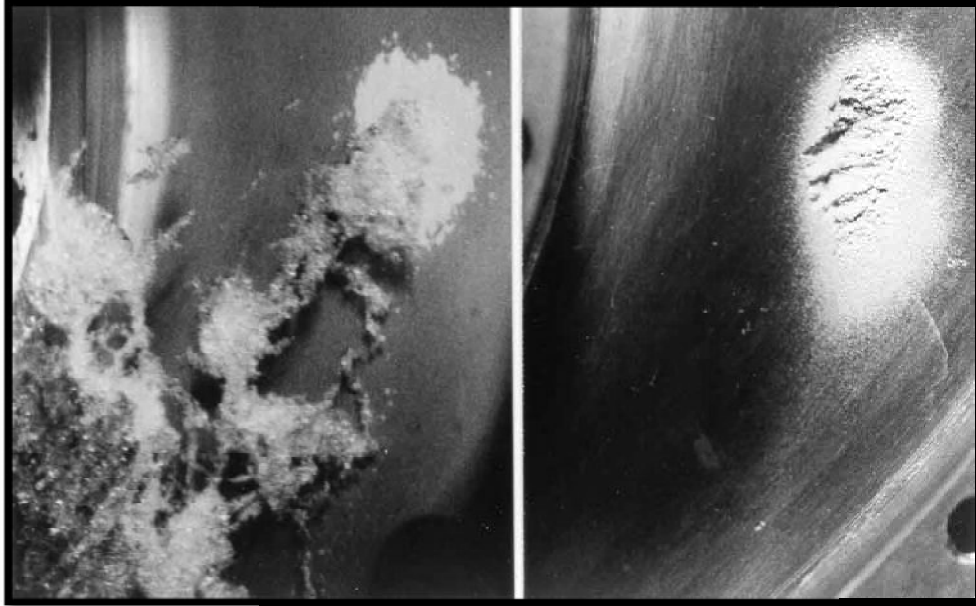


Figure III.3: Erosion d'un impulseur exposée à la cavitation



Figure III.4: Usure par cavitation d'un impulseur de pompe centrifuge

- **Le bruit de cavitation** : Dans les roues, les sources de bruit sont de natures diverses. Elles sont d'origine hydraulique ou mécanique. Ces dernières peuvent être occasionnées par des balourds, des dissymétries des coussinets, les roulements... Quant au bruit hydraulique, il peut être dû au défilement des pales, à la présence d'un diffuseur, aux imperfections de réalisation de la roue, à une non-uniformité du champ de vitesse à l'entrée (à cause de la forme du canal d'amenée ou d'une présence de croisillon par exemple), aux tourbillons de Karman causés par la présence d'obstacles dans l'écoulement, au fonctionnement en régime désadapté (surtout en sous-débit) et enfin à la cavitation.
- **La chute des performances** : à cause de l'effet de blocage spatial qu'une importante cavitation génère dans l'écoulement, les performances d'une pompe (hauteur énergétique et rendement) peuvent chuter brutalement. En effet, la cavitation se manifeste par un blocage du débit qui modifie l'angle de déflexion du liquide. La pompe opère alors hors conditions opératoires nominales.

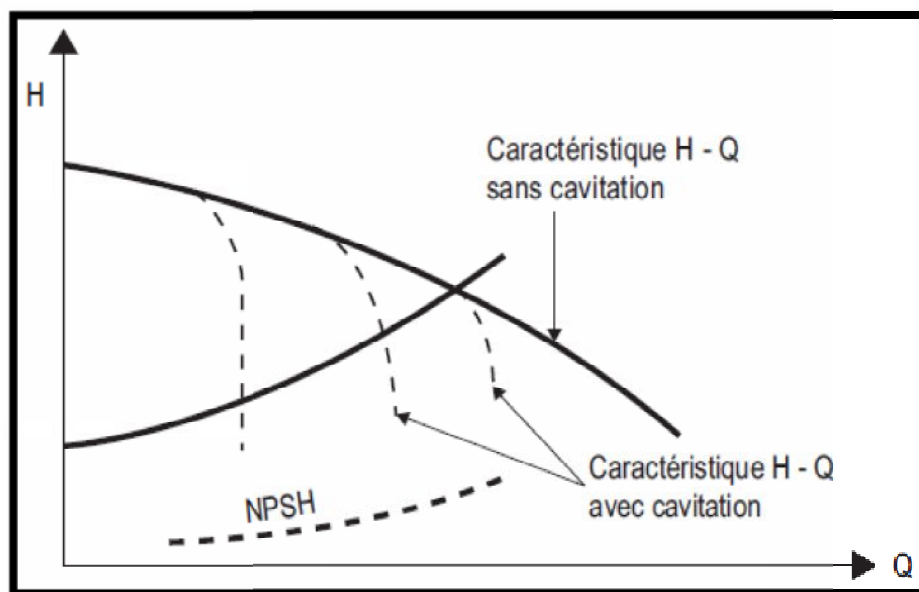


Figure III.5: Evolution de la hauteur énergétique et du rendement en fonction du débit pour des pompes en régimes cavitant et non cavitant

III.3.1.3. La cavitation dans une pompe centrifuge :

Quand un liquide coule dans un tuyau d'aspiration et qu'il pénètre dans l'ouïe de l'impulseur, sa vitesse augmente ; ce qui amène une réduction de pression. Si cette pression descend en dessous de la tension de vapeur (T_v) correspondant à la température du liquide, celui-ci va se vaporiser et le courant qui s'écoule consistera à la fois de liquides et de poches de vapeur. Continuant son mouvement dans l'impulseur, le liquide arrive à une zone de

pression plus élevée et les cavités de vapeur disparaissent. C'est cette disparition de poches de vapeur qui cause le bruit relié à la cavitation. La cavitation peut varier de très légère à très forte:

- Dans le premier cas, le seul effet est une baisse d'efficacité.
- Dans le deuxième cas, une forte cavitation est très bruyante et peut briser l'impulseur de la pompe ou d'autres parties.

III.3.2. le NPSH (Net Positive Suction Head) [9] :

NPSH exprime la capacité d'aspiration de la pompe associée à la pression de vapeur (P_v). On l'utilise pour calculer la pression d'aspiration nécessaire à une pompe pour éviter la cavitation.

Le coût d'une station de pompage est directement lié à la hauteur de charge nette à l'aspiration (**Net Positive Suction Head**) connue sous le nom de **NPSH** :

- de l'installation NPSH disponible ;
- de la pompe NPSH requis.

III.3.2.1. NPSH disponible [5] :

Le $NPSH_{dispo}$ dépend uniquement de l'installation, pour sa partie située en amont de la pompe et des conditions opératoires ; c'est le NPSH disponible qui peut se déterminer par le calcul dans le cas de conception d'installation.

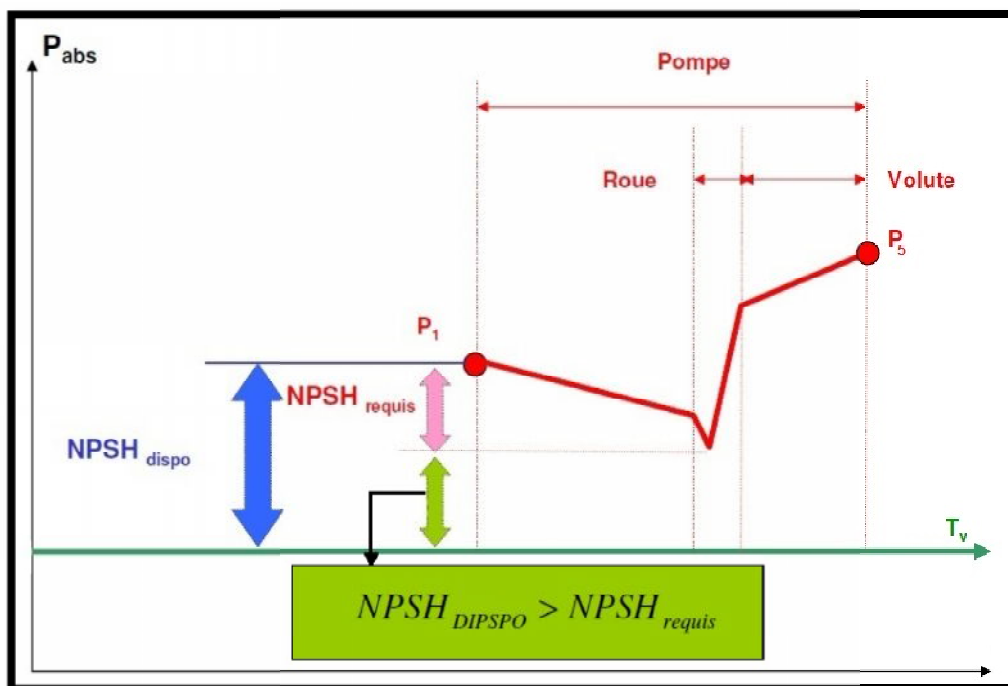


Figure III.6: Schémas représentant le NPSH disponible (voir figure II.9)

III.3.2.1.1. NPSH_{disp} d'une pompe fonctionnant en aspiration [14] :

Dans le cas d'un fonctionnement en aspiration, la pompe est placée au-dessus du niveau du fluide côté aspiration. La valeur du (NPSH_{disp}) peut être calculée à partir des données d'état dans le réservoir d'aspiration (indice e) de la manière suivante (voir Figure III.7) :

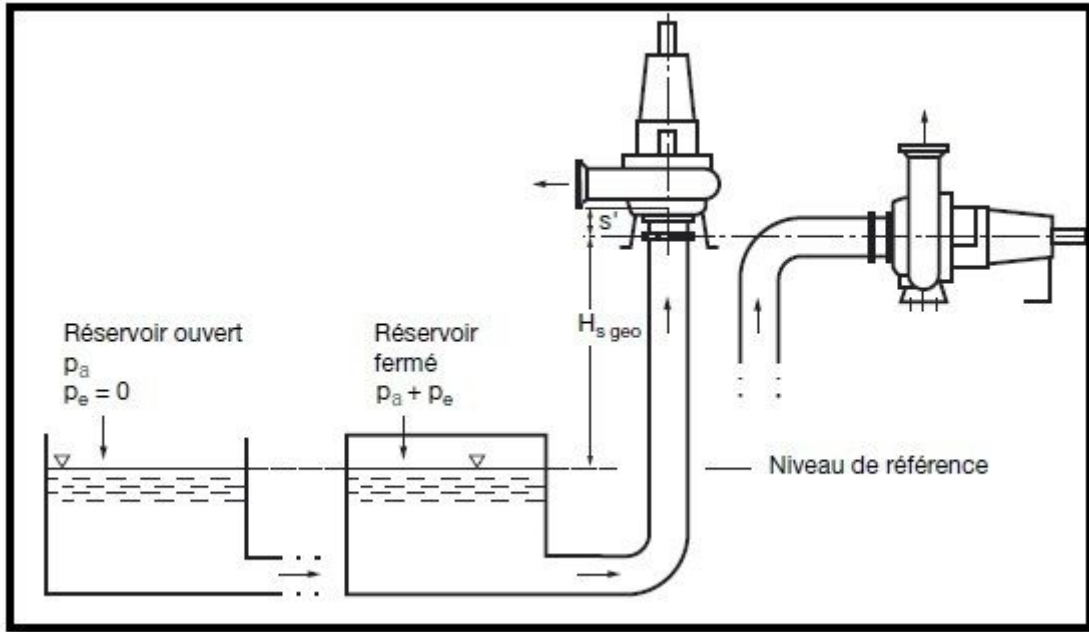


Figure III.7: Détermination de NPSH_{disp} pour un fonctionnement en aspiration d'une pompe à installation horizontale ou verticale

$$\text{NPSH}_{dispo} = \frac{(P_e + P_a - P_v)}{\rho \times g} + \frac{V_e^2}{2g} - H_{v_s} + H_{géo} \pm S \quad \text{III.1}$$

III.3.2.1.2. NPSH_{disp} d'une pompe fonctionnant en charge :

En fonctionnement en charge, la pompe est installée, contrairement au cas du à un niveau inférieur à celui du fluide. Les équations (III.1) et (III.2) diffèrent donc par ($-H_{géo}$) au lieu de ($+H_{géo}$) :

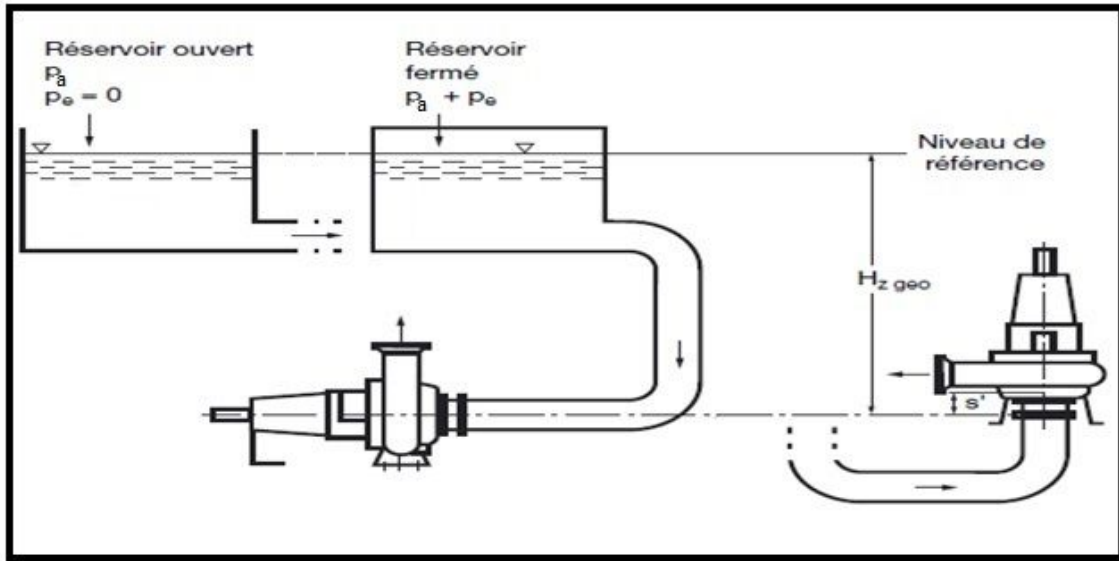


Figure III.8: Détermination de $NPSH_{dispo}$ en fonctionnement en charge pour une pompe à installation horizontale ou verticale

$$NPSH_{dispo} = \frac{(P_e + P_a - P_v)}{\rho \times g} + \frac{v_e^2}{2g} - H_{v_s} - H_{géo} \pm S \quad \text{III.2}$$

III.3.2.2. NPSH requis [5]:

Le $NPSH_{requis}$ est exprimé en mètre, il dépend du débit de la pompe, car la chute de pression est notamment liée aux chocs et aux turbulences à l'entrée de la roue.

Le constructeur de la machine doit également fournir la courbe de NPSH en fonction du débit. Celle-ci est généralement tracée entre 40 et 50 % et 100 à 110 % du débit nominal.

La caractéristique du NPSH requis, qui est fournie par le constructeur, a une forme en général parabolique :

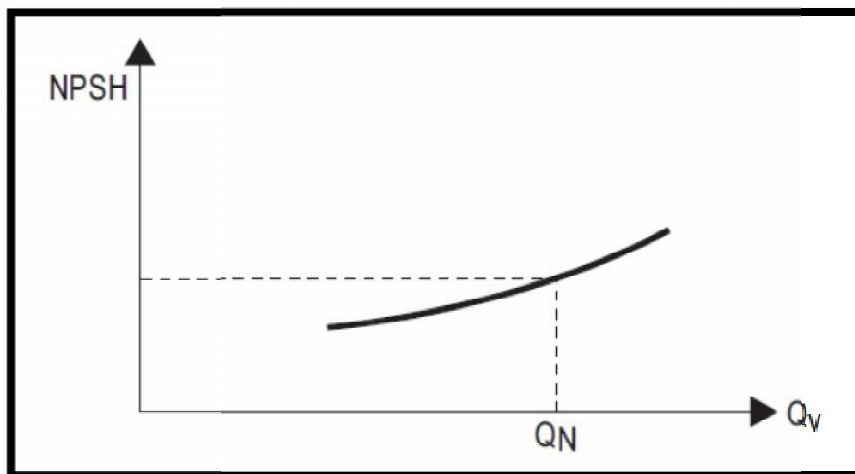


Figure III.9: Courbe du NPSH requis

La valeur du NPSH au débit nominal est de l'ordre de :

- 3 à 4 m pour des pompes procédées à 3000 tr/min
- 2 à 2,5 m pour des pompes à 1500 tr/min
- sans équipement spécifique pour diminuer le NPSH les pompes à haute vitesse ont des NPSH pouvant atteindre 10 m.

D'une façon générale, plus la vitesse de rotation ou plus la vitesse d'entrée du liquide dans la roue est élevée, plus le NPSH est grand.

La courbe caractéristique du $NPSH_{requis}$, qui est fournie par le constructeur, est représentée par la figure suivante :

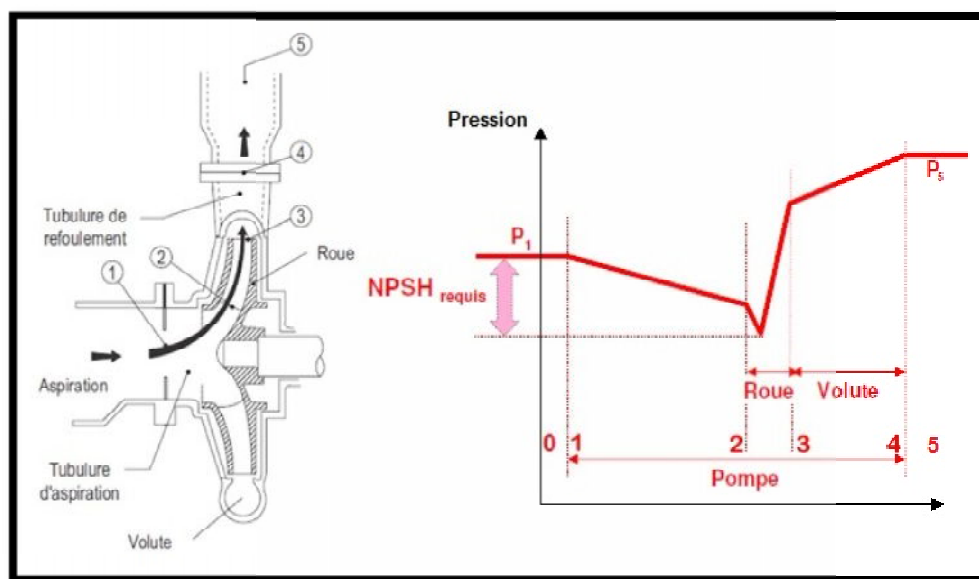


Figure III.10: Courbe caractéristique du NPSH requis

III.3.2.3. Conditions de cavitation [5] :

La vaporisation se produit si la pression dans le liquide est inférieure à sa tension de vapeur. L'entrée de l'impulseur est l'endroit où la pression est la plus faible donc où le risque de vaporisation est le plus grand. Pour éviter la vaporisation du liquide il faut que :

$$P_{\text{aspiration}} - NPSH > T_V \quad \text{III.3}$$

(Valeurs exprimées en mètre ou en bar absolu).

Ainsi, pour ne pas dépasser la mesure ainsi indiquée de la cavitation admissible, il faut :

$$NPSH_{\text{disp}} > NPSH_{\text{requis}} \quad \text{III.4}$$

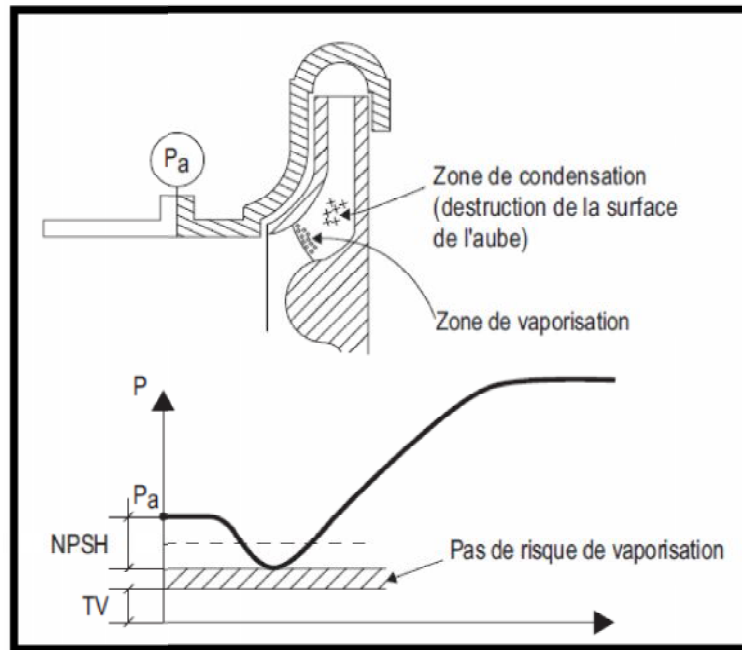


Figure III.11: Schéma représentant la chute de pression au premier contact du fluide avec l'impulseur

Tout ce qui tend à diminuer la pression d'aspiration ou à augmenter la température rapproche le liquide de ses conditions de vaporisation. C'est le cas d'une baisse de niveau dans le ballon d'aspiration ou de l'augmentation de pertes de charge dans la ligne d'aspiration (vanne partiellement fermée, filtre encrassé). C'est aussi le cas d'un réchauffement (par le soleil généralement) de la ligne d'aspiration.

L'augmentation du NPSH rapproche également la pompe de la cavitation ce qui arrive en augmentant le débit de la pompe ou en augmentant le jeu aux bagues d'usure.

III.3.3. Remèdes contre la cavitation :

Pour éviter la cavitation il faut que la pression à l'aspiration soit la plus élevée possible, que les pertes soient les plus faibles à l'aspiration (d'où le diamètre plus important de cette ligne) et que la roue ait par conception, le plus petit NPSH possible.

Ce dernier aspect conduit à concevoir des roues spécifiques par :

- Leur forme appropriée ;
- La présence d'une vis de gavage en extrémité de roue ;
- Une conception de roue à double ouïe ;
- Une vitesse faible (ce qui impose souvent d'avoir plusieurs roues afin d'obtenir des performances identiques).

III.3.4. Comment peut-on éliminer la cavitation :

On peut éliminer la cavitation par :

- Augmenter le diamètre de la conduite d'aspiration ;
- Abaisser le niveau de la pompe ;
- Rehausser le niveau du réservoir d'aspiration ;
- Réduire le frottement dans la conduite d'aspiration ;
- Réduire le nombre de singularités sur la conduite d'aspiration ;
- Réduire la vitesse de rotation ;
- Réduire le diamètre de la roue de pompe ;
- Diminuer le débit pompé ;
- Utiliser des pompes plus petites en parallèle ;
- Utiliser des pompes verticales ou submersibles.

III.3.5. Comment peut-on éviter la cavitation ou la réduire au minimum ?

Comme nous l'avons évoqué précédemment, le machiniste peut être alerté par le bruit de la pompe. Ce bruit s'entend comme si la pompe transportait du sable et du gravier.

Remèdes:

- Si possible réduire la hauteur d'aspiration (diminution de la dépression côté aspiration) ;
- Toujours maintenir une contre-pression, en particulier lors des épuisements en montant une vanne d'étranglement sur la sortie ;
- Nettoyer la crépine (diminution de la résistance à l'aspiration) ;
- Contrôler les tuyaux d'aspiration (aspérités à l'intérieur) ;
- Réduire le régime (d'où réduction de la dépression).

III.4. Fonction des garnitures et principaux types [7] :

Par définition une pompe permet de relever la pression d'un liquide, l'intérieur de la pompe contient donc un liquide sous pression, qui peut fuir vers l'atmosphère le long de l'arbre. Cette fuite est dangereuse dans le cas de gaz liquéfiés, de produits chauds ou toxiques et elle peut en outre poser les problèmes d'environnement.

Il y a donc nécessité de réduire ou d'éliminer cette fuite au moyen d'une garniture d'étanchéité qui peut être, soit une garniture à tresses, soit une garniture mécanique.

Les garnitures d'étanchéité peuvent être installées aussi bien sur les pompes centrifuges, que sur les pompes volumétriques rotatives.

III.4.1. Rôle d'une garniture d'étanchéité [5] :

Le fonctionnement d'une pompe centrifuge implique que l'on fasse tourner une roue à une certaine vitesse dans le corps de pompe où circule le liquide véhiculé. La mise en rotation de la roue se fait par un arbre qui traverse le corps de pompe et qui est lié mécaniquement à la machine d'entraînement.

Dans le cas général, le liquide pompé se trouve dans le corps de pompe à une pression supérieure à la pression atmosphérique et risque donc de fuir le long de l'arbre vers l'atmosphère ou les corps de palier. Il est nécessaire de réduire cette fuite à une valeur nulle ou quasi nulle pour des raisons évidentes de sécurité et d'environnement (figure III.12 et III.13).

En outre, même dans le cas de pompage des produits froids, de faible valeur marchande, et non dangereux (eau par exemple), une fuite correspond à une perte de rendement, la pompe ayant cédé initialement de l'énergie au liquide de fuite.

Dans le cas d'aspiration sous vide, le problème peut être inverse : il faut empêcher toute entrée d'air dans le corps de pompe et le procédé. L'entrée d'air diminue l'efficacité de la pompe et peut aller jusqu'à entraîner son désamorçage. De plus, une entrée d'air dans les conduites ou capacités peut constituer un risque majeur (apport de comburant sur produits combustibles chauds).

L'organe qui assure l'étanchéité autour de l'arbre est appelé « **garniture d'étanchéité** ». Si la pompe a 1 ou 2 roues en porte à faux, elle sera équipée d'une seule garniture d'étanchéité. Si la pompe est équipée de 2 paliers extérieurs placés de part et d'autre du corps de pompe, il faudra deux garnitures d'étanchéité.

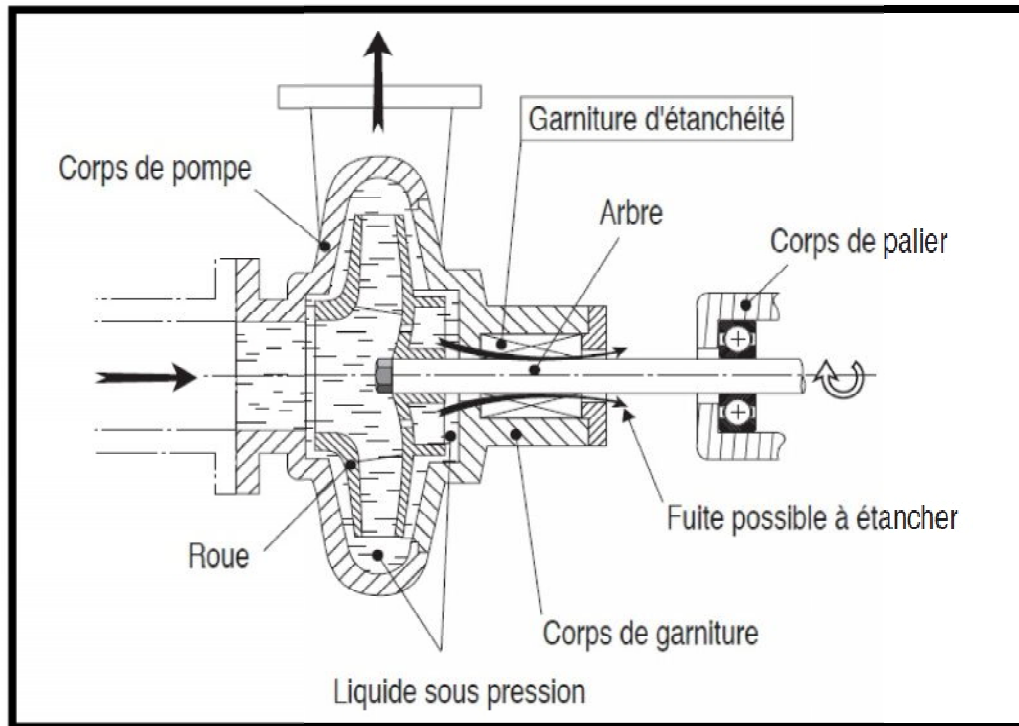


Figure III.12: La figure montre la position d'une garniture d'étanchéité dans une pompe à roue en porte à faux.

III.4.2. Principaux types de garnitures d'étanchéité (Critères de choix) :

Il existe deux familles de garnitures d'étanchéité :

les garnitures à tresses (ou garniture presse-étoupe). On comprime ici des anneaux d'étanchéité (tresses) le long de l'arbre pour réduire la fuite. Celle-ci ne doit jamais être nulle. (figure III.13).

- **les garnitures mécaniques** ou l'étanchéité est réalisée par contact entre une pièce fixe et une pièce mobile solidaire de l'arbre. Les deux faces en contact doivent avoir un excellent état de surface. La fuite obtenue est alors très faible. Ces garnitures représentent plus de 90 % des étanchéités de pompes.

Elles ont connu des améliorations technologiques importantes grâce à l'apparition de nouveaux matériaux (carbures de silicium en particulier), à une meilleure compréhension de leur fonctionnement et aujourd'hui il n'y a guère de service de pompage aussi exigeant soit il (pression, température, nature du fluide) pour lequel on ne trouve pas une garniture mécanique adaptée.

III.4.2.1. Les garnitures à tresses [5] :

III.4.2.1.1. Description d'une garniture type :

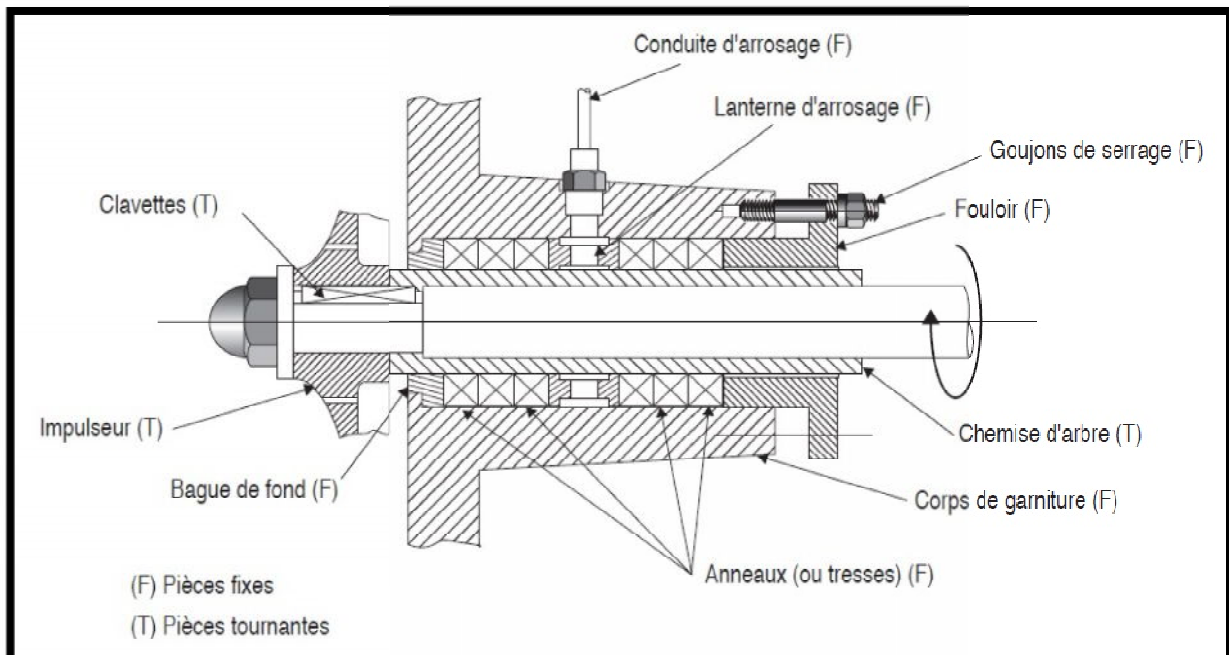


Figure III.13: Coupe de principe d'une garniture à tresse (ou "presse-étoupe")

On distingue sur la figure ci-dessus les pièces essentielles de la garniture, c'est-à-dire :

- **les pièces fixes** qui sont :

- les anneaux d'étanchéité, ou tresses, réalisés en matériaux déformables ;
- le fouloir ou chapeau qui comprime les tresses ;
- la lanterne d'arrosage qui permet la distribution du liquide de refroidissement et de lubrification de la garniture ;
- le corps de garniture, ou boîte à garniture, ou boîte à étoupe.

- **les pièces mobiles en rotation** :

- l'arbre ;
- la chemise d'arbre, solidaire de l'arbre, et sur laquelle viennent frotter les tresses.

III.4.2.1.2. Principe de fonctionnement :

Le fouloir exerce sur les anneaux, ou tresses, une force de compression. Les anneaux, bloqués en translation par la forme du corps de garniture, subissent une expansion radiale et sont donc appliqués à la fois sur l'arbre (ou sa chemise) et sur le corps de garniture (figure III.14).

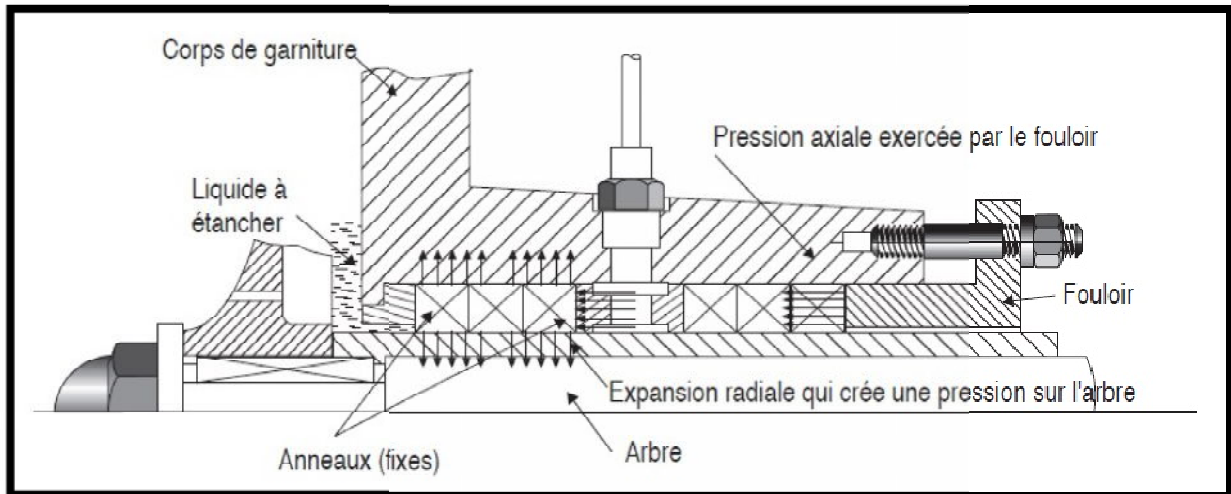


Figure III.14: Compression des anneaux

Les anneaux ainsi écrasés s'opposent à la fuite de liquide qui peut se produire entre l'arbre et les anneaux, ou bien entre les anneaux et le corps de garniture. (figure III.15).

Le frottement de l'arbre sur les anneaux dégage une quantité de chaleur importante qui doit être évacuée pour la bonne tenue de la garniture. Il est donc nécessaire de maintenir une certaine circulation de liquide entre l'arbre et les anneaux.

Sur des pompes de petites dimensions de type "non-industriel" on laisse simplement fuir un peu de produit en évitant de trop serrer le presse-étoupe.

Généralement, la réfrigération est assurée par la circulation d'un liquide d'arrosage (flushing) qui est distribué à l'intérieur de la garniture par une lanterne. Le liquide d'arrosage est le plus souvent le produit pompé lui-même. Il peut être refroidi si le produit pompé est à une température incompatible avec la bonne tenue des tresses.

Pour certaines utilisations on peut être amené à réaliser l'arrosage de la garniture par un liquide auxiliaire appelé selon les usines : "flushing, arrosage" ou "Seal-oil". C'est le cas, par exemple, lorsqu'il faut étancher des produits lourds et visqueux, il peut s'avérer nécessaire d'assurer l'arrosage de la garniture par un produit plus fluide.

Le liquide introduit dans la lanterne fuit dans deux directions :

- ✓ de la lanterne vers l'intérieur de la pompe ;
- ✓ de la lanterne vers l'extérieur. Cette fuite, que l'on doit réduire, **ne doit pas être nulle** ce qui conduirait à une destruction rapide des anneaux extérieurs.

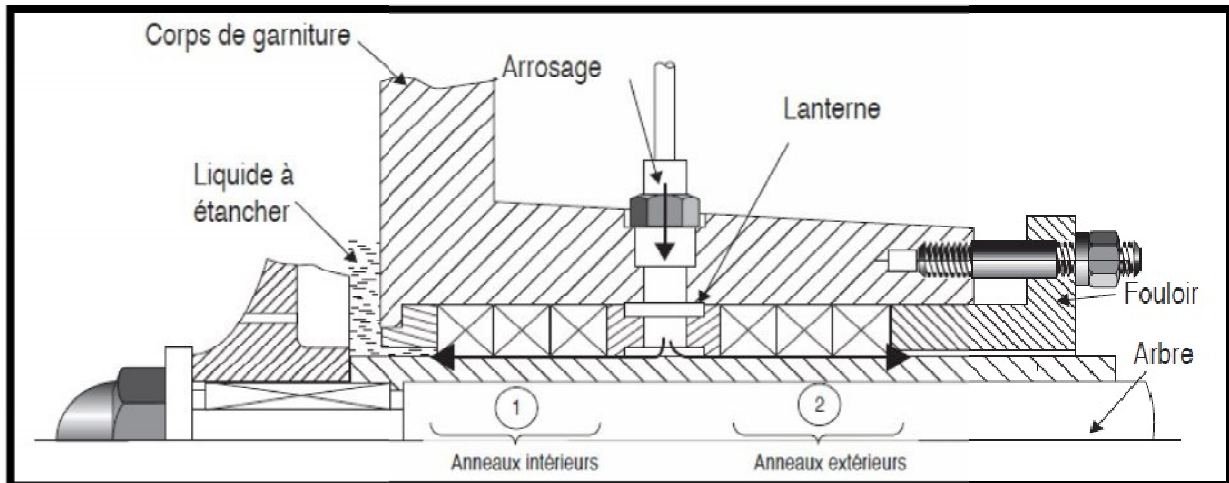


Figure III.15: Répartition des fuites le long de l'arbre

La figure ci-dessus montre les deux fuites possibles :

- Fuite vers l'intérieur de la pompe : refroidit et "lubrifie" les anneaux intérieurs
- Fuite vers l'extérieur de la pompe : refroidit et "lubrifie" les anneaux extérieurs. Cette fuite doit être faible **mais non nulle** : goutte à goutte, mince filet.

Pour les produits inflammables on adopte un fouloir spécial dans lequel on peut injecter un liquide de dilution et de refroidissement, généralement de l'eau. Ce liquide est appelé "quench". Lorsqu'on veut contrôler la bonne marche du presse-étoupe, il faut arrêter le quench un court instant afin de s'assurer que la fuite de produit n'est pas trop importante mais qu'il y a un goutte à goutte.

Note : le quench ne rentre pas dans le corps de garniture mais s'écoule sous la pompe et va ensuite à l'égout.

La valeur de la fuite autorisée dépend de la pompe : plus l'arbre est gros, plus la fuite doit être importante. Celle-ci peut varier de quelques gouttes par minutes à 200 voire 300 gouttes par minute (mince filet).

III.4.2.1.3. Avantages et inconvénients d'une garniture à tresses :

On reconnaît généralement aux garnitures à tresses les caractéristiques suivantes (figure III.16) :

Les Avantages :

- ✓ coût faible de réparation et d'achat ;
- ✓ facilité de remplacement des anneaux ;
- ✓ détérioration lente de la garniture.

Les Inconvénients :

- ✓ étanchéité incomplète car une fuite légère est indispensable d'où consommation de produit et d'énergie ;
- ✓ entretien assez fréquent ;
- ✓ montage et confection des anneaux délicats ;
- ✓ puissance importante dissipée par frottement (1 à 10 kW suivant la taille).

Malgré ces inconvénients, les presse-étoupes sont encore utilisés pour des produits peu coûteux et non polluants comme l'eau froide, ou temporairement pour des usages où la mise au point d'une garniture mécanique est difficile ou encore pour des services bien spéciaux comme les pompes d'eau incendie (pas de risque de panne brutale).

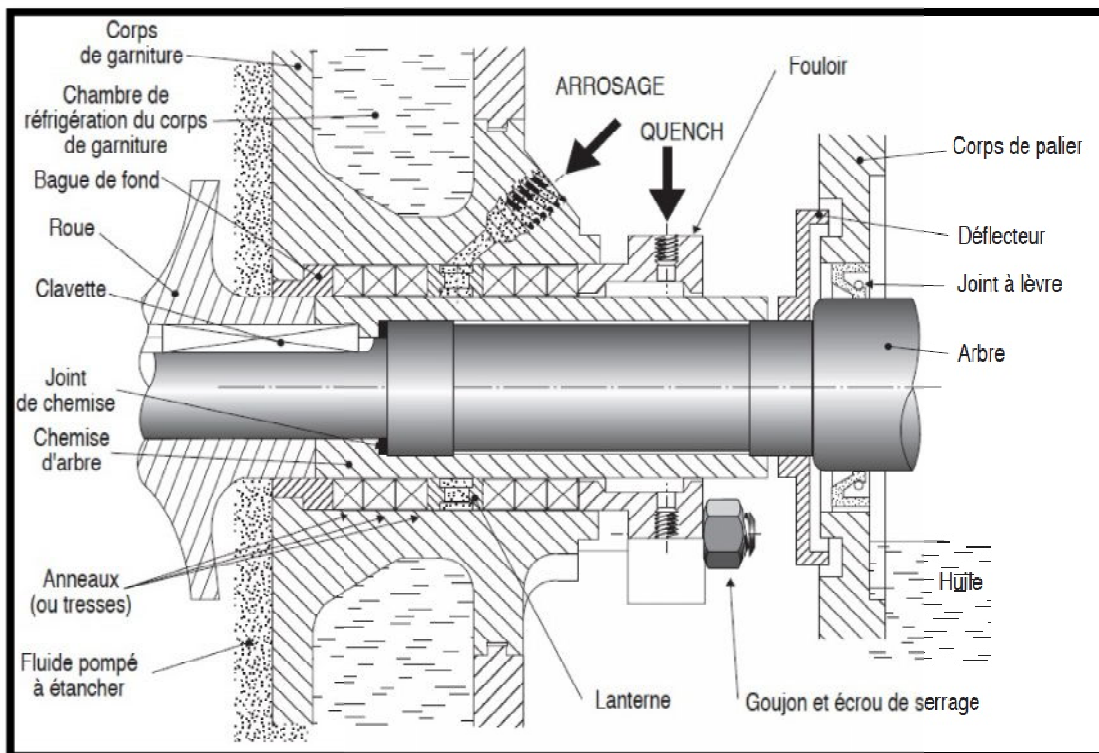
III.4.2.1.4.Exemple de garniture à tresses :

Figure III.16: Schéma représentant une garniture à tresse d'une pompe centrifuge

III.4.2.2.Les garnitures mécaniques :**III.4.2.2.1.Principe de fonctionnement :**

Une garniture mécanique assure l'étanchéité d'un liquide sous pression grâce au contact radial de deux pièces en rotation l'une par rapport à l'autre. Ces pièces sont appuyées l'une

sur l'autre sous l'action d'un ou plusieurs **ressorts** mais également par la force produite par la pression du liquide à étancher. (figure III.17).

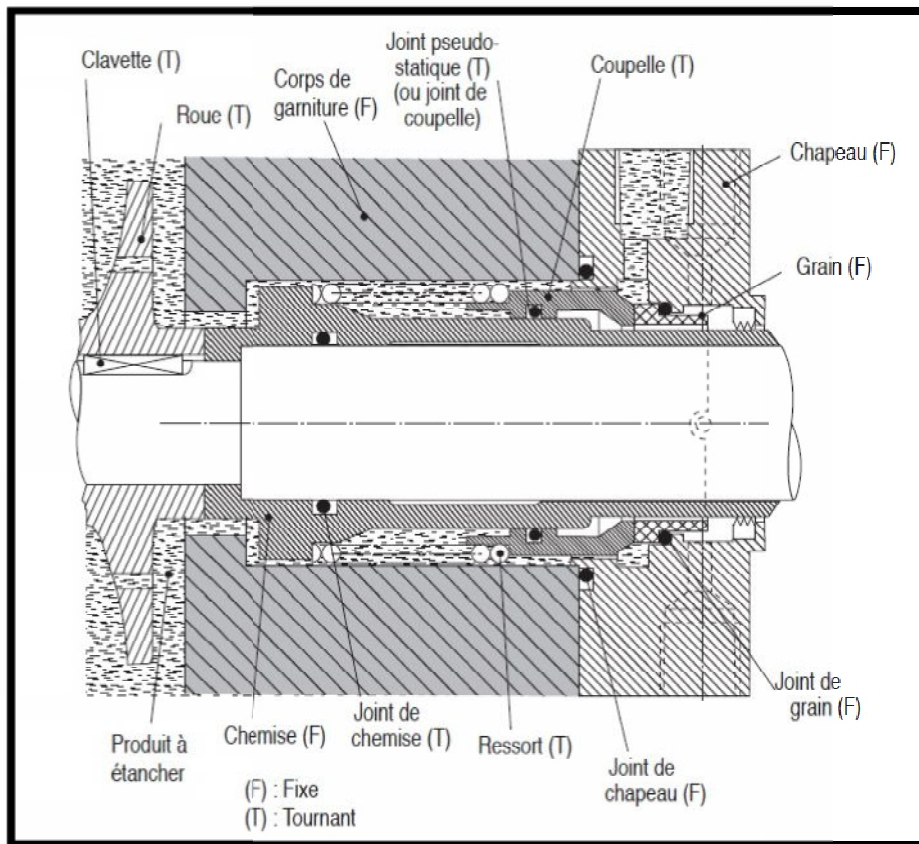


Figure III.17: Schéma représentant une garniture mécanique d'une pompe centrifuge.

L'élément soumis à la force du ressort doit pouvoir se déplacer axialement, on l'appelle habituellement **coupelle**. Dans de nombreux cas cette pièce est rotative (d'où le terme de **coupelle rotative**) et glisse le long de l'arbre. Ce mouvement axial nécessite un jeu entre cette pièce et l'arbre dans lequel le passage du liquide est normalement rendu impossible grâce à un **joint d'étanchéité** généralement torique. Ce joint est appelé **joint de coupelle** ou **joint pseudo-statique** car il ne doit supporter que de petits déplacements axiaux. L'élément fixe axialement, qui s'appuie contre la coupelle, est appelé **grain**.

Divers joints statiques sont prévus afin d'assurer les autres étanchéités : joint grain/chapeau ; joint chapeau/corps de garniture ; joint(s) chemise/arbre si présence d'une chemise.

III.4.2.2.2. Différents types de garnitures mécaniques :

• Ressort et joint pseudo statique :

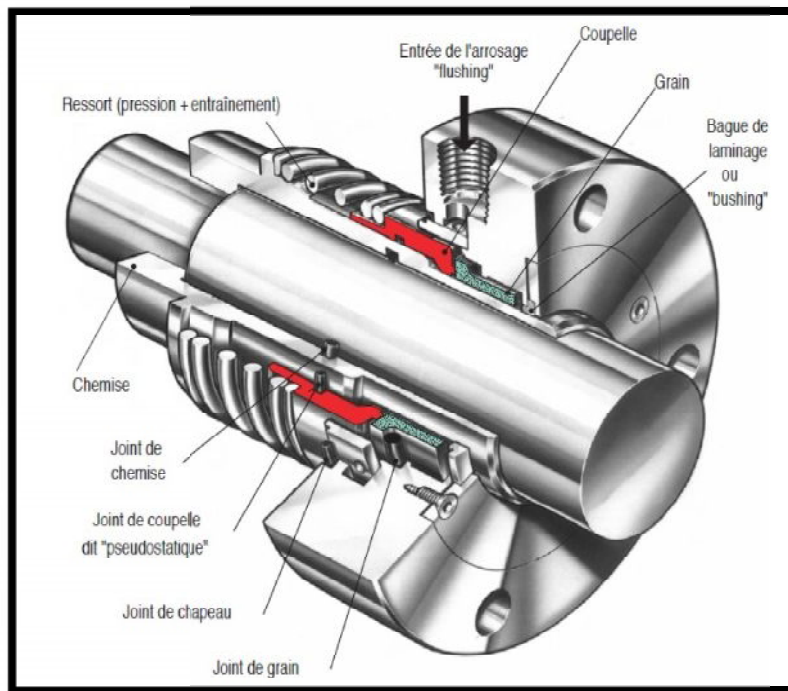


Figure III.18: Garniture à ressort et joint pseudo statique

• Soufflet :

Le joint de coupelle étant l'une des principales causes de fuites, le ou les ressorts peuvent être remplacés par un soufflet.

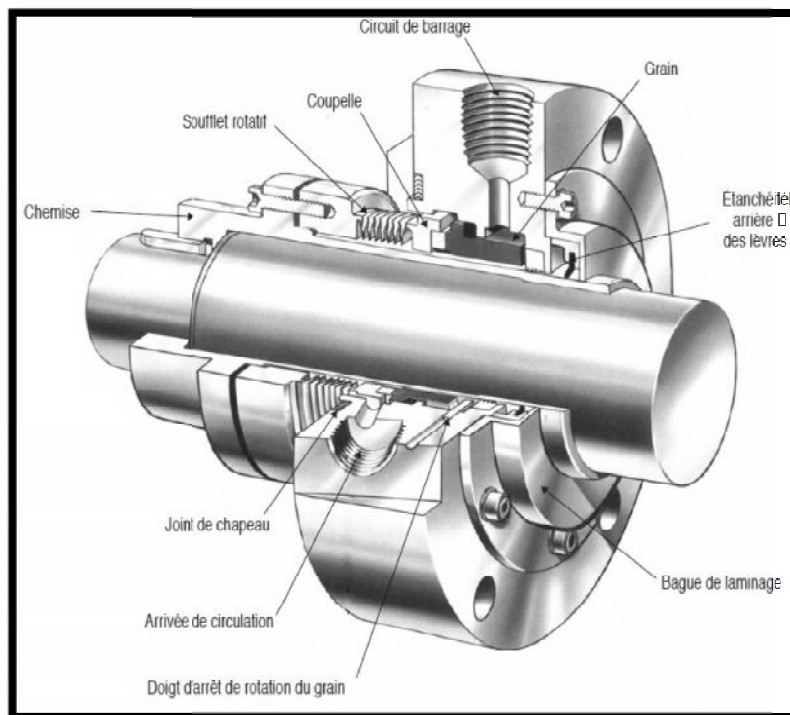


Figure III.19: Garniture à soufflet rotatif

III.4.2.2.3. Les circuits auxiliaires [4] :

III.4.2.2.3.1. Circulation (ou flushing) :

Dans tous les cas où le liquide pompé est dans des conditions de température-pression très éloignées de la vaporisation, il n'est pas nécessaire d'évacuer les calories et beaucoup des circulations qui sont installées sont inutiles dans les garnitures modernes (faces étroites, couple de friction carbure de silicium-carbone) qui ne peuvent élever la température que de quelques degrés.

Lorsque l'échauffement doit être limité et/ou s'il faut augmenter la pression, on établit une circulation

- soit du refoulement vers la boîte à garniture
- soit de la boîte à garniture vers l'aspiration lorsque les niveaux de pression le permettent, on évite ainsi d'envoyer les particules en suspension entre les faces
- soit au moyen d'un liquide externe propre et froid, solution courante pour les produits très chargés de solides en suspension.

III.4.2.2.3.2. Quench :

Une garniture fuit de quelques centimètres cubes à l'heure. Cette petite fuite va provoquer, suivant la nature du produit et sa température, dépôts de particules, coke, polymères, gommages, cristaux, givrage de l'humidité atmosphérique au contact de l'air.

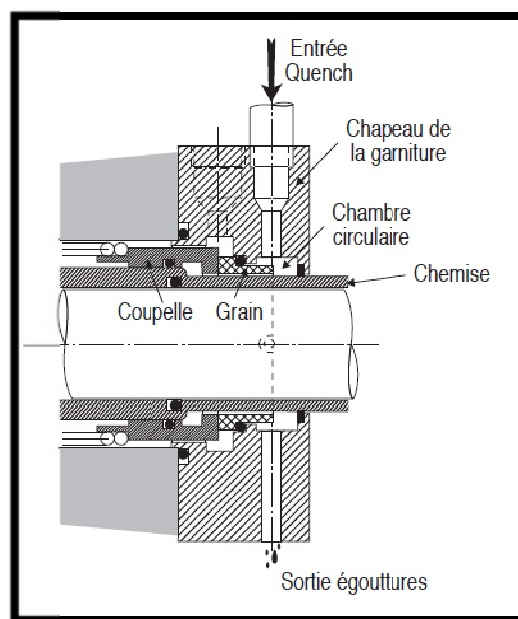


Figure III.20: Système Quench.

Le quench sert à isoler de l'atmosphère et de plus apporte un refroidissement et un nettoyage de la fuite. On utilise de l'eau déminéralisée à très faible débit.

Pour les produits pétroliers lourds qui occasionnent des dépôts de coke, on utilise de la vapeur détendue à 0,2-0,5 bar relatif. Pour isoler simplement de l'atmosphère (cas des GPL) on peut mettre de l'azote.

La limitation de la pression du quench à 0,5 bar, outre qu'elle limite le débit, évite le décollement du grain fixe qui détruirait la garniture.

Chapitre IV :

Chapitre -IV- Etude de la
pompe anti-incendie P411

IV.1. Description générale du système anti-incendie [2] :

Le rôle du système de lutte contre l'incendie prévu pour les usines MPP3 –HASSI R'MEL - est de permettre une intervention rapide et efficace au cas où un incendie surviendrait dans les locaux à protéger.

IV.2. Réseau d'incendie :

IV.2.1. Pompe d'incendie :

Dans le bâtiment « utilités » sont installées quatre pompes (P411A/B/C/D) dont le régime de refoulement est respectivement de 500 m³/h et la hauteur totale de 127 m.

Deux pompes (P411A et B) sont entraînées par moteur électrique et les deux autres (P411C et D) par moteur diesel.

Les tuyaux d'aspiration de ces pompes sont raccordés au réservoir de stockage à eau brute (T401, capacité: 13000 m³ approxi.) et les tuyaux de refoulement sont raccordés à la canalisation du réseau d'eau incendie.



Figure IV.1: Pompe anti-incendie P411A entraînées par moteur électrique

De plus, deux pompes « jockey » entraînées par moteur électrique dont l'une est de réserve sont prévues. Chaque pompe « jockey » ayant un régime de refoulement de 50 m³/h et une hauteur totale de 70 m est utilisée afin de maintenir en permanence la pression du réseau d'incendie à 10 bar environ.



Figure IV.2: Pompe anti-incendie P412A dite aussi pompe « Jockey »

Lorsqu'une pompe incendie fonctionne en faible régime de refoulement, une partie du débit de refoulement est automatiquement renvoyée au réservoir de stockage à eau brute afin de protéger la pompe.

Les pompes incendie se mettent en service au cas où se produirait un abaissement de pression d'eau du réseau d'incendie et/ou l'alarme serait donnée à partir d'un avertisseur manuel extérieure.

Les deux pompes entraînées par moteur diesel sont utilisées comme secours en cas de panne d'alimentation électrique ou de panne des pompes entraînées par moteur électrique (P411A/B). Dans ce cas, les pompes Diesel (P411C/D) se mettent en marche dès que la pression du réseau d'incendie s'abaisse au-dessous de 7,5 bar.



Figure IV.3: Pompe anti-incendie P411C entraînées par un moteur diesel

La capacité totale fournie par les pompes entraînées par moteur électrique est de 1.000 m³/h à une pression de service de 12,7 bar.

Si la quantité d'eau nécessaire dépasse la capacité de pompage des ces pompes entraînées par moteur électrique et si la pression de service qui est normalement maintenue à 12,7 bar s'abaisse au-dessous de 10,5 bar, une des pompes entraînées par moteur diesel (P411C/D) se met en service dans 20 secondes par un temporisateur. Lorsque la capacité ainsi fournie satisfait à la demande d'eau incendie, le temporisateur se met hors service et retourne automatiquement en position initiale.

Par contre, lorsque cette capacité s'avère inadéquate, le même processus de l'amorçage de l'autre pompe diesel se réalise (Voir le tableau ci-dessous)

Remarque : L'arrêt des pompes incendie s'effectue toujours manuellement.

N° de pompe	Entrainement	Capacité (m³/h)	Capacité totale (m³/h)	Démarrage			Arrêt
				Pression	Séquence de démarrage	Temps (sec.)	
P411A P411B	Moteur électrique	500 500	1000	7,5 (bar)	1	-	Manuel
P411C	Moteur Diesel	500	1500	10,5 (ou 7,5)	2	20	Manuel
P411D	Moteur Diesel	500	2000	10,5 (ou 7,5)	3	60	Manuel

Tableau IV.1: Configuration de système anti-incendie

IV.2.2.Fonctionnement et commande du système de lutte contre l'incendie :

Normalement, l'état des voyants « pompe incendie » logés sur le panneau principal d'alarme incendie est le suivant :

- Voyant « Secteur 220 V » : Allumé ;
- Voyants « Auto » pour P411A/B/C/D : Allumés ;
- Voyants « Marche » Pour P411A/B/C/D : Eteints ;
- Voyant « Arrêt » pour P412A (ou P412B) : Allumé.

La pompe « Jockey » (P412A) fonctionne en permanence afin de maintenir à 10 kg/cm²G la pression du réseau d'incendie.

Les pompes incendie ne démarrent que lorsque :

- Le signal d'alarme est émis par un avertisseur manuel extérieur vers le panneau principal d'alarme incendie ;
- La pression du réseau d'incendie s'abaisse au-dessous de 7,5 bar (sous l'effet de l'ouverture des robinets dont les poteaux d'incendie ou installations d'extinction fixes sont équipés).

L'opérateur du poste incendie alerté doit donc s'assurer que le déclenchement de l'alarme est consécutif au sinistre et non à une fausse manœuvre accidentelle. Dès que l'incendie s'avère évident, l'opérateur ne doit pas tarder à appuyer sur le bouton, déclenchant la sirène (à moteur) pour alerter le personnel de toute l'usine.

Normalement, lors du sinistre, les pompes à moteur électrique (P411A et B) se mettent en service. Cependant, si les moteurs électriques tombent en panne ou si la pression de service qui est normalement maintenue à 12,7 bar s'abaisse au-dessous de 10,5 bar du fait que la

quantité d'eau nécessaire dépasse la capacité de pompage des pompes électriques, l'une des pompes diesel (P411C/D) se met en service automatiquement.



Figure IV.4: L'opérateur du poste incendie

Le panneau principal d'alarme incendie indique la mise en service ou la mise hors service de toutes les pompes incendie. Les opérateurs doivent observer attentivement ces indications pendant le fonctionnement des pompes incendie.

L'ordre des opérations permettant de faire démarrer les pompes incendie, lorsque l'alarme se déclenche (en réponse au signal émis par un avertisseur manuel extérieur ou par suite de la chute de pression dans le réseau d'incendie).

IV.2.2.1. Arrêt :

- A) Lorsque la pression du réseau d'incendie atteint 11 bar environ après le démarrage des pompes incendie, la pompe « jockey » (P412A ou B) s'arrête automatiquement.
- B) Lorsque les opérations d'intervention ont été terminées :

- Vérifier l'allumage du voyant « manuel » des pompes P411A/B (ou C/D) en appuyant sur le bouton correspondant du panneau principal d'alarme incendie ;
- Pousser le bouton d'arrêt pour les pompes utilisées.

IV.2.2.2. Remise en état :

- A) S'assurer que sont fermés les robinets (et vannes) des poteaux d'incendie et des installations fixes d'extinction mis en œuvre pour l'intervention.
- B) Faire marcher la pompe « jockey » (P412A) en appuyant sur le bouton « Marche » du panneau principal d'alarme incendie.
- C) Lorsque la pompe « jockey » a démarré, s'assurer que la pression du réseau d'incendie est de 10 bar environ.
- D) Remettre en position initiale le bouton poussoir du panneau principal d'alarme incendie, de manière que chaque circuit électrique soit remis en position normale. De plus, vérifier que les voyants et les interrupteurs sont également mis en position du fonctionnement normal.
- E) Sur les pompes à moteur diesel, ne pas manquer de remplir le réservoir à combustible, la chemise d'eau de refroidissement et le carter inférieur.
- F) Charger également la batterie d'accumulateurs.



Figure IV.5: Pressure Switch

	Moteur Electrique P411A/B	Moteur Diesel P411C/D	P412 A/B
Démarrage Automatique	- PSL 801 - PSL 802 -Boites extérieures d'alarme incendie " MARCHÉ "	- PSL 803 - PSL 804 - Chute de tension - Surintensité du P411A ou B	/
Arrêt Automatique	-Surintensité du P411 A ou B	-Basse pression du lubrifiant -Haute température de l'eau -Survitesse -Mauvais démarrage	-PSH 801 -PSH 802
Facteur d'alarme	-Vibrations	-Vibrations -Niveau bas du carburant -Décharge de batterie	

Tableau IV.2: Indicateur de fonctionnement des pompes d'incendie

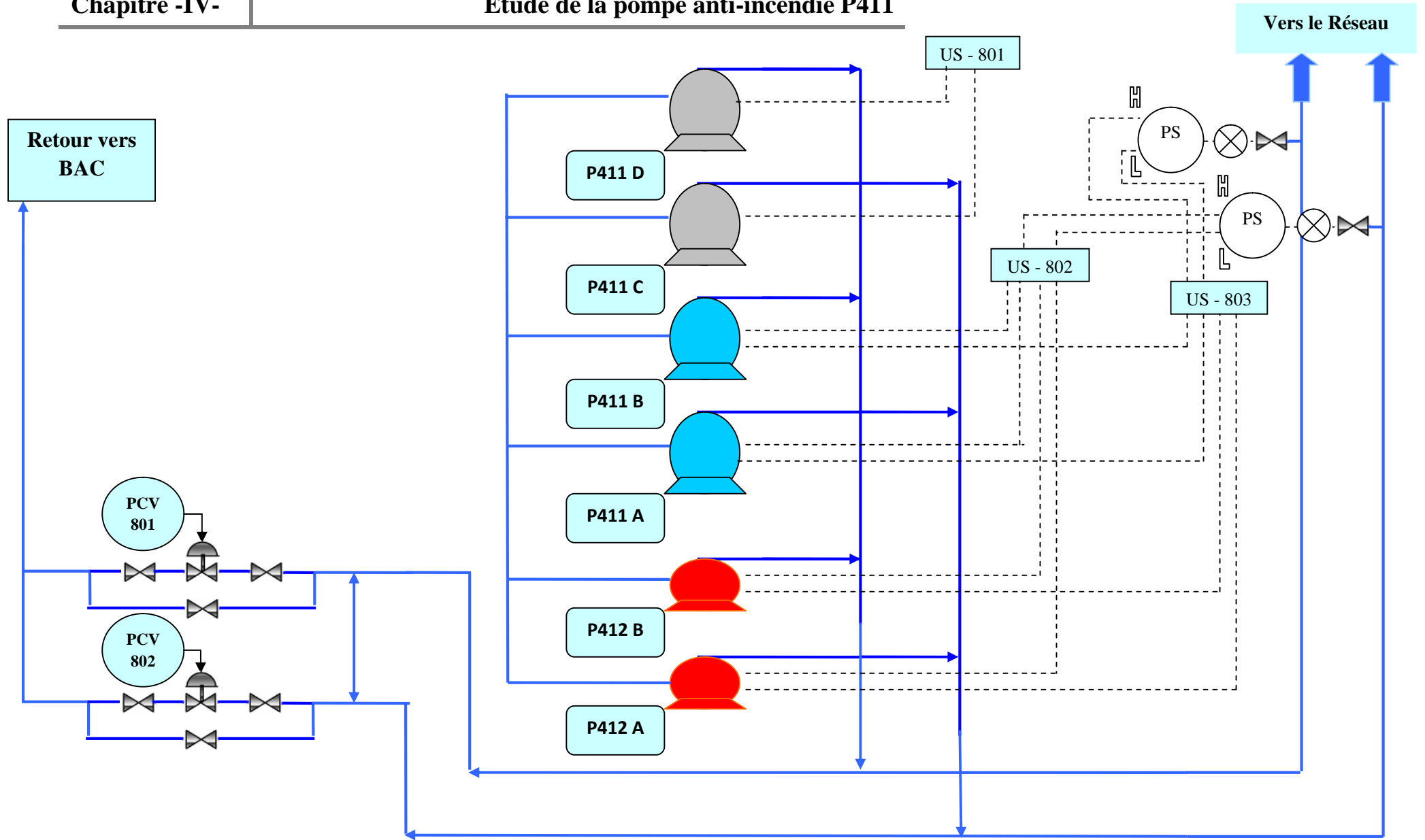


Figure IV.6: Système de pompes anti-incendie

IV.3. Partie calcul [2] :

JGC CORPORATION FEUILLE DE DONNEES		SONATRACH JGC No.F9345.10-GI-002-SK081		REV.
POMPE CENTRIFUGE		Jun. 16th. 1977		
1. Client	SONATRACH ALGERIE	Projet	HASSI R'MEL	N° d'appareil
2. Unité	MODULE PROCESING PLANT	Service	POMPE A INCENDIE	27/37 -P411ABCC
3. N° des pompes	Principale 4 Réservee 4	Entraineé par	Moteur KUBOTA, LTD	Fabricant
4. Modèles		Entraineé par		Modèle de fabricant
5. CONDITIONS DE SERVICE	CONSTRUCTION			
6. Liquide	Eau	Type de pompe	HORIZONTAL	
7. Temp. de pompage (TP)	°C 38	Division du corps	HORIZONTAL	
8. Densité à T.P.	0.99	N° des cellules	Un	
9. Pression de vapeur à T.P.	mmHg 52	Type de roue	FLEXIBLE	
10. Viscosité à T.P.	0.65	Type de diffuseur	DOUBLE	
11. Corrosion/érosion due à		Type de support du corps	SOCLE	
12. Capacité: normale		Type de support de l'arbre	EXTRÉMITÉS DU MOYEU	
13. nominale	m³/h 500	Tubulures	Dimension	Série
14. Hauteur différentielle	m 127	Aspiration	10	ANSI 125 #
15. Pression de refoulement	kg/cm² 12.7	Refoulement	6	ANSI 125 #
16. Pression d'aspiration	kg/cm² 0	Event	3/4	PT
17. Pression différentielle	kg/cm² 12.7	Vidange	1	PT
18. HP de l'eau	172	Admission		
19. Pression max. d'aspiration	kg/cm² 1.8	Sortie de l'eau de refroidissement		
20. NPSH (disponible)	m 6.5	Injection		
21. PERFORMANCE				
22. NPSH requis	m 3.5	Roue dia.	Min 572	Nominal 620
23. Rendement	1	Epaisseur du corps	18	Max 640 mm inch
24. BHP à capacité nominale	kW 236.3	Tolérance de corrosion	3	
25. Puissance de l'entraîneur	kW 285	Palier transversal/de butée	6316	
26. Débit min (service continu)	m³/h 75	Graissage		HUILE
27. Hauteur max. (nominale) due à la roue	m 1.49	Accouplement/protection		REMARQUES (1) OUI
28. BHP max. (nominale) due à la roue	kW 282	Garniture fabricant		GARNITURE D'ÉTANCHÉITÉ
29. Pression max. de service	kg/cm² 17.64	Garniture mécanique		Code A P I
30. Pression hydraulique	kg/cm² 26.5	Fabri- Dimen- Modèle cant sion n°		
31. Temp de calcul	°C 40	Plan API inject- Joint tion/ auxil		
32. Temp de calcul (vu côté moteur)	C.W	Socle		
33. Vitesse de rotation	tr/min 1470			
34. Vitesse spécifique	m³/s-m 79			
35. ESSAI EN ATELIER	requis			
36. Performance	OUI			
37. NPSH	OUI			
38. Hydraulique	OUI			
39. Moteur:	Fourni par JGC			
40.	Monté par KUBOTA, LTD.			
41.	HP KW 285KW (SS) 1500			
42.	Phase 3 Tension 5500 v			
43.	Cycle 50 Type NCA 1473A			
44.	Courant (à pleine charge) A			
45.	Fourni par SHINKO LTD			
46. Moteur	Monté par KUBOTA, LTD.			
47.	type 510EP 1470 tr/min			
48.	Consommation de la vapeur t/h lb/h			
49.	Type: S618SIP			
50.	Coupe N° P2-34645/A			
51.	Croquis N° 211-73043-0			
52.	Courbe caractéristique N° X-7161-0/A			
53.	Remarques:			
54.	(1) Type de couplage	Commande de moteur : Form Flex entièrement métallique.		
55.	(2) Le poids est différent des données de charge du schéma.	Commande de disel : Couplage flexible en caoutchouc. H. Joride		
56.	(3) Un interrupteur à vibration sera prévu.	CDD 0243A		

Tableau IV.3: Paramètres de la pompe P411 du constructeur

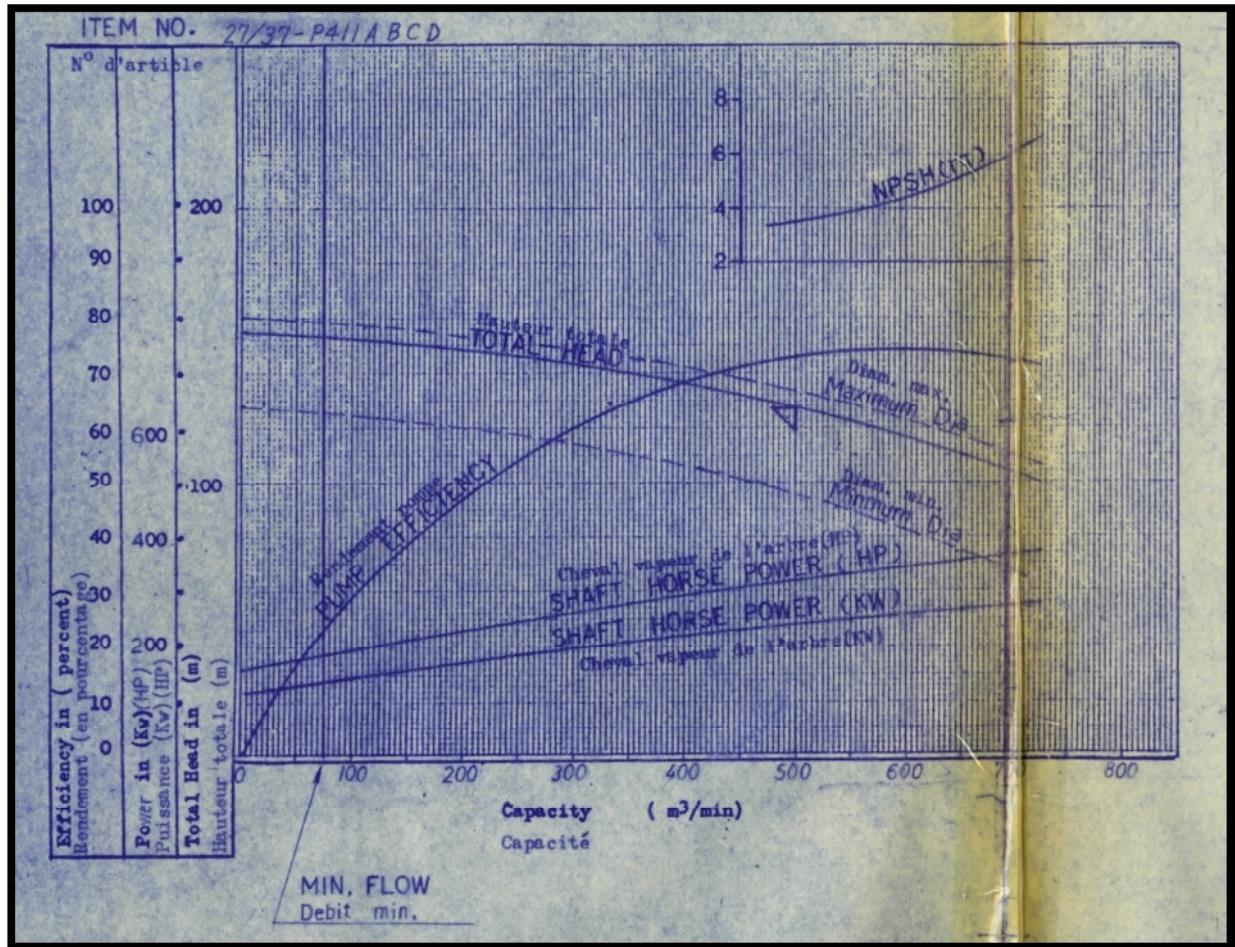


Figure IV.7: Courbe caractéristique de puissance du constructeur de la pompe P411

IV.3.1. Détermination des paramètres principaux :

a. Définition de la roue :

- Type de la roue : Fermé.
- Type de diffuseur : Double aspiration.
- Le diamètre de la roue : $D = 628\text{mm} = 0,628\text{m}$.
- La matière de la roue :

$$V_p = \frac{\pi \times N \times D}{60} \Rightarrow V_p = \frac{3,14 \times 1470 \times 0,628}{60} \Rightarrow V_p = 48,31 \text{ m/s}$$

Donc : La roue en acier (CSC)

Le but de ce calcul de comparer entre les résultats quand la pompe fonctionne dans le banc d'essai et les résultats quand on a calculé sur l'installation et voir est-ce la pompe fonctionne bien ou il y'a un problème à l'intérieur de la pompe anti - incendie (P411A).

On commence les calculs par la vitesse d'aspiration et le refoulement :

b. Vitesse d'aspiration :

$$\text{On a: } Q_a = S_a \times V_a \Rightarrow Q_a = Q_r = Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_a = \frac{Q}{S_a}$$

$$\text{Avec : } S_a = \frac{\pi \times D_a^2}{4} = \frac{3,14 \times (0,254)^2}{4} \Rightarrow S_a = 0,049 \text{ m}^2$$

$$\text{Donc : } V_a = \frac{Q}{S_a} = \frac{500/3600}{0,049} \Rightarrow V_a = 2,83 \text{ m/s}$$

c. Vitesse de refoulement :

$$Q_r = S_r \times V_r \Rightarrow V_r = \frac{Q}{S_r}$$

$$\text{Avec : } D_r = 6'' = 15,24\text{cm} = 152\text{mm} = 0,152\text{m}$$

$$S_r = \frac{\pi \times D_r^2}{4} = \frac{3,14 \times (0,152)^2}{4} \Rightarrow S_r = 0,018 \text{ m}^2$$

$$V_r = \frac{500}{3600 \times 0,018} \Rightarrow V_r = 7,71 \text{ m/s}$$

IV.3.2. Calcul hydraulique :

a. Calcul des pressions et la hauteur (sans les pertes) :

Pour calculer la hauteur on prend les paramètres de constructeur

Donc :

La pression d'aspiration :

On prend la pression d'aspiration moyenne la pression maximale $P_{\max} = 1,8 \text{ bar}$.

Donc : $P_a = 1,3 \text{ bar}$

La pression de refoulement:

Le constructeur nous a donné une $P_r = 12,7$ donc on peut calculer la hauteur manométrique

$$H = \frac{P \times 10,2}{d} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g}$$

Avec :

Densité de l'eau (d) = 1

$$\Rightarrow H = \frac{(12,7-1,3) \times 10,2}{d} + \frac{(7,71)^2 - (2,83)^2}{2g}$$

$$\Rightarrow H = 116,28 + 2,62 \Rightarrow H = 118,9 \text{ m} \quad 119 \text{ m}$$

On remarque que la hauteur manométrique (H) calculée est proche de la valeur de (H) constructeur. Maintenant on peut calculer les pressions et la hauteur manométrique avec les pertes donc on commence les calculs par les pertes de charge.

b. Les pertes de charge linéaire (de tuyauterie) [15] :

$D_a = 254 \text{ mm}$; $d_a = 267 \text{ mm}$ avec : $K = 0,05 \text{ mm}$

Le diagramme de (Figure IV.8) indique :

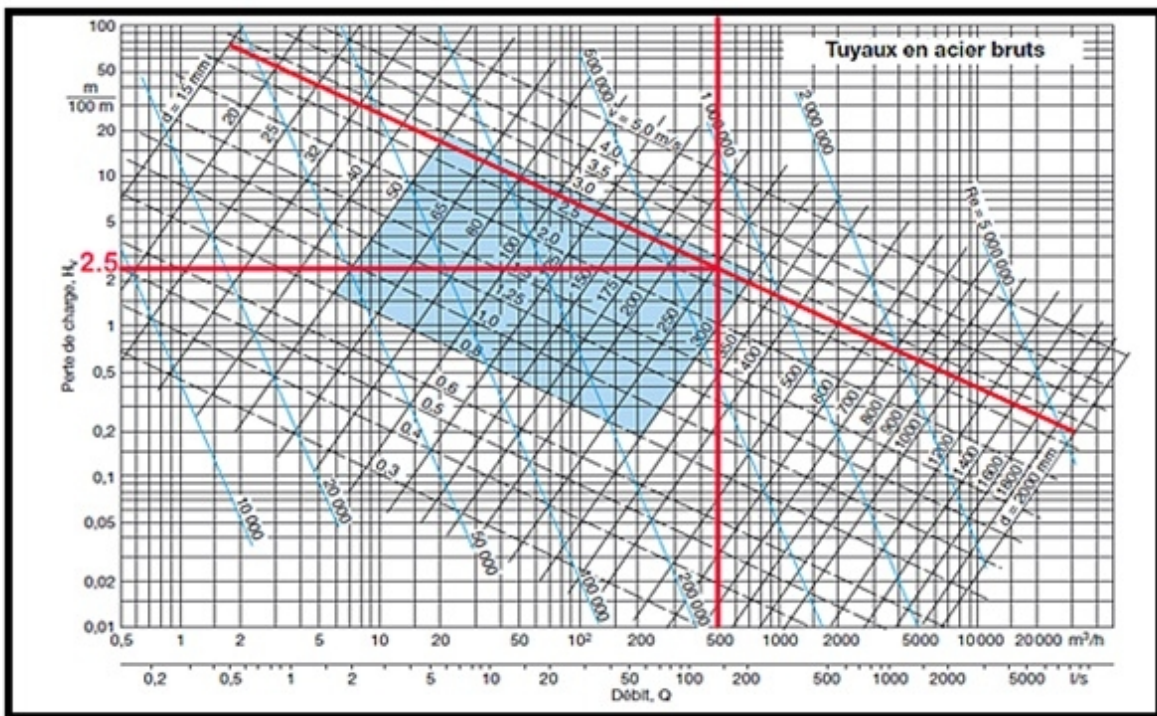


Figure IV.8: Pertes de charge, Hv_l pour des tuyaux en acier

($k = 0,05 \text{ mm}$)

$$Hv_l = \frac{2,5 \times 25}{100} = 0,62 \text{ m}$$

Plus compliqué mais inévitable pour d'autres rugosités serait le calcul (Figure IV.9)

La rugosité relative $\frac{d}{K} = \frac{254}{0,050} = 5080$

$$Re = \frac{V \times d}{\text{cin}}$$

à $T=30^{\circ}\text{c} \Rightarrow \rho_{\text{dyn}} = 0,000798 \text{ kg/ms}$

$\Rightarrow \nu_{\text{cin}} = 8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$

Alors on à $\nu_{\text{cin}} = 8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$

$V_a = 2,83 \text{ m/s}$

$$Re = \frac{2,83 \times 0,267}{8 \times 10^{-7}} = 8,98 \times 10^5$$

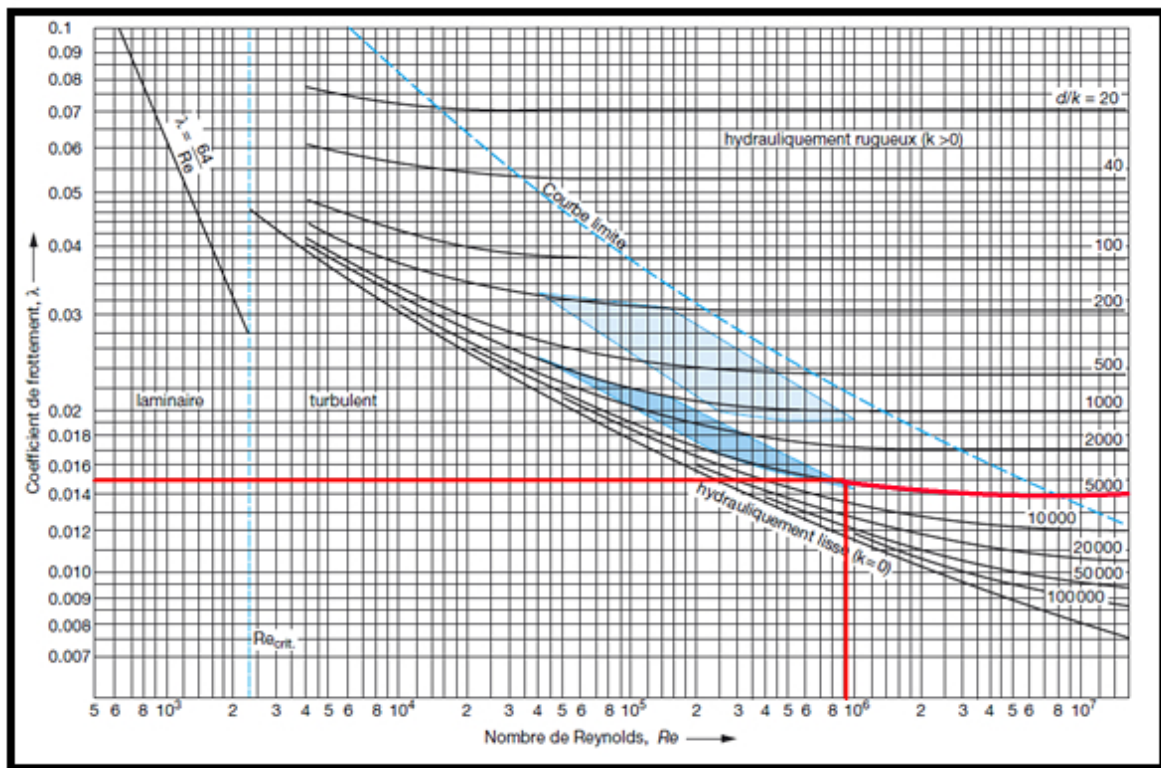


Figure IV.9: Coefficient de frottement dans les tuyauteries (λ) en fonction du nombre de REYNOLDS (Re) et de la rugosité relative (d/k)

On déduit de la (Figure IV.9) qu'avec $\frac{d}{K} = 5080 \Rightarrow \lambda = 0,015$

Par calcul d'après l'équation II.19 : $\lambda = \frac{0,309}{(\log \frac{Re}{7})^2} = \frac{0,309}{(\log \frac{8,98 \times 10^5}{7})^2} \Rightarrow \lambda = 0,015$

$$Hv_l = \lambda \left(\frac{L}{d} \right) \times \frac{V^2}{2g}$$

$$Hv_l = 0,015 \times \left(\frac{25}{0,254} \right) \times \frac{(2,83)^2}{2 \times 9,81}$$

$Hv_l = 0,6\text{m} \Rightarrow$ La vérification est confirmée

c. Les pertes de charge singulières (les robinets, les coudes et les vannes) :

Dans l'installation on a (3 coudes d'angle d'ouverture = 90°) et robinet à opercule plat et un filtre plus un robinet d'équerre

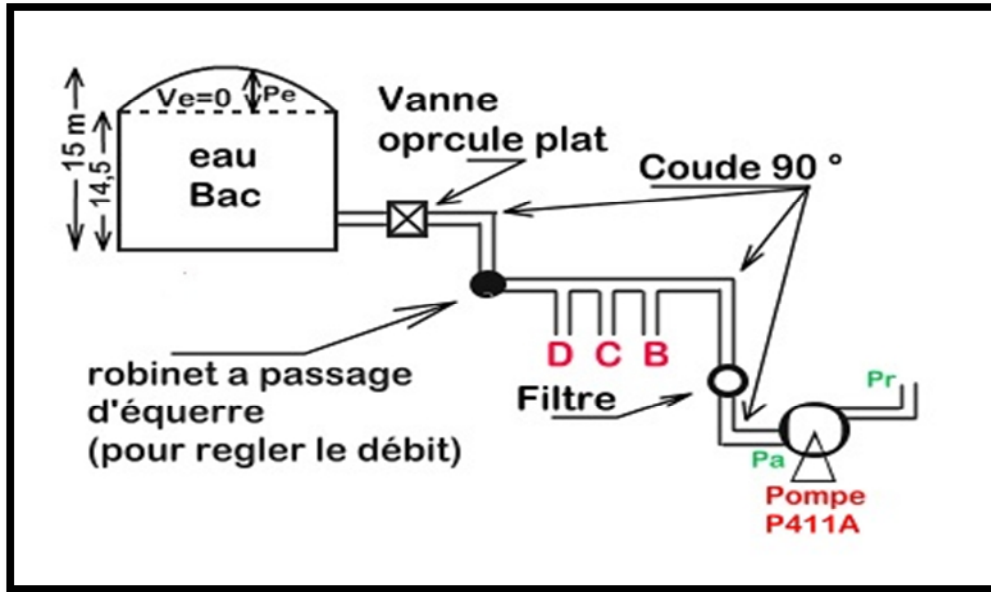


Figure IV.10: Installation du système anti-incendie

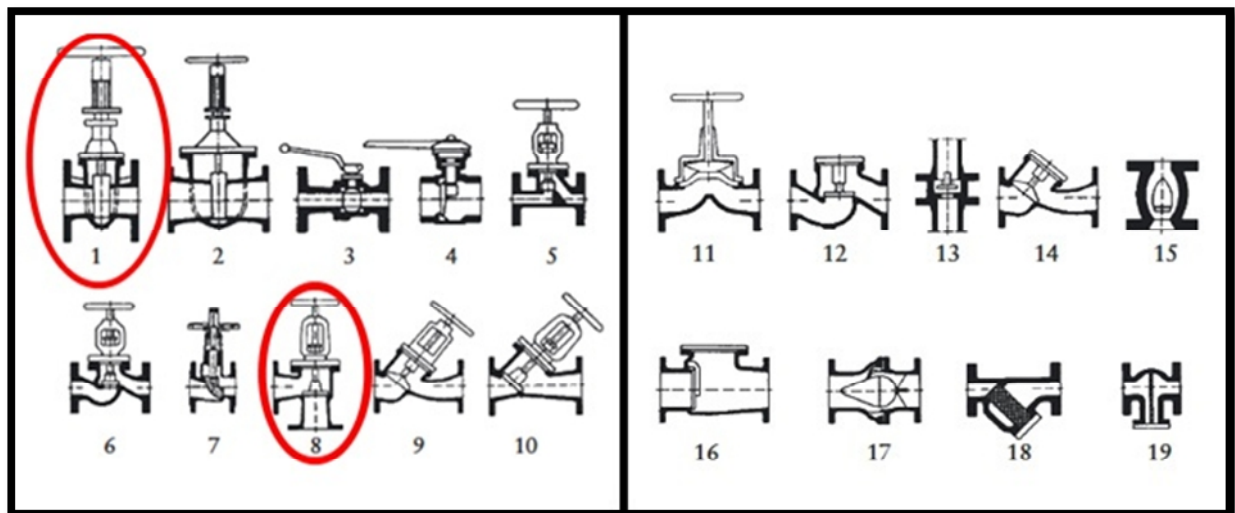


Figure IV.11: Représentation schématique des types de robinetterie d'après le (Tableau IV.4)

Type de robinetterie	Type de cons.	Coefficient de perte de charge, ζ , pour DN =																Remarques					
		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	400	500		600	800	1000		
Robinettes d'arrêt	Robinettes à opercule plat ($d_f = DN$)	1	0,1 0,65	0,6	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3										0,1 0,3	pour $d_f < DN$ voir 1)	
	Robinettes à opercule rond ($d_f = DN$)	2					0,25 0,32	0,24 0,31	0,23 0,30	0,22 0,28	0,21 0,26	0,19 0,25	0,18 0,23	0,17 0,22	0,16 0,20	0,15 0,19	0,13 0,18	0,12 0,16	0,11 0,15	0,11 0,14			
	Robinettes à boisseau sphérique ($d_f = DN$)	3	0,10 0,15	0,10	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03	0,03	0,02	0,15				pour $d_f < DN$ $\zeta = 0,4$ à $1,1$	
	Robinettes à papillon PN 2,5 + 10	4	min				0,90	0,59	0,38	0,26	0,20	0,14	0,12	0,09	0,06						0,06		
	max						1,20	1,00	0,80	0,70	0,62	0,56	0,50	0,42	0,40	0,37	0,33	0,33	0,33	0,30	0,28		
	Robinettes à papillon PN 16 + 25	4	min				2,04	1,80	1,55	1,30	1,08	0,84	0,75	0,56	0,48	0,40	0,40	0,33	0,33	0,30	0,28		
	max						2,50	2,30	2,10	1,90	1,70	1,50	1,30	1,10	0,90	0,83	0,76	0,71	0,67	0,63	0,60	également pour PN 40	
	Robinettes à soupape, forgé	5			6,0	6,8	6,0	6,8															
	Robinettes à soupape, moulé	6	3,0	6,0												3,0	6,0					en cas d'optimisation $\zeta = 2$ à 3 peut être atteint	
	Robinettes à soupape compacts	7	0,3	0,4	0,6	0,9	1,0	1,1	1,9	2,2	2,2	2,3	2,5	2,5									
	Robinettes à passage d'équerre	8	2,0	3,1	3,1	3,4	3,8	4,1	4,4	4,7	5,0	5,3	5,7	6,0	6,3	6,6							
	Robinettes à soupape à tête inclinée	9	1,5	2,6												1,5	2,6						
	Robinettes à soupape à passage intégral	10	0,6	1,6												0,6	1,6						
	Robinettes à soupape à membrane	11	0,8	2,7												0,8	2,7						
	Clapets de non-retour	Clapets de non-retour, à tête droite	12	3,0	6,0											3,0	6,0						
		Clapets de non-retour, axial	13	3,2	3,4	3,4	3,5	3,6	3,8	4,2	5,0	6,4	8,2	4,6		4,3	4,6						élargissement axial à partir de DN 125
		Clapets de non-retour, à tête inclinée	14	2,5	2,4	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7	1,6	1,5				1,5	3,0						
		Clapets de pieds	15					1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4	3,0	(7,0)	(6,1)	(5,5)	(4,5)	(4,0)	() en arrangement groupé
		Clapets de non-retour	16	0,5	3,0			0,5	0,4							0,4	0,3						clapet sans levier ni contrepoids ?)
Hydrostop		17					0,9	1,8	5,0		3,0	4,0	6,0	3,0	2,5	2,5	1,2	2,2	3,4	7,0			
Filtres	18					2,8									2,8							à l'état nettoyé	
Crépines	19					1,0									1,0								

Tableau IV.4: Coefficients de perte de charge ε dans les robinetteries (en fonction de la vitesse d'écoulement dans la section de raccordement DN)

1) Le robinet à opercule plat $d_a = 254$

$$\varepsilon_1 = 0,2$$

2) Robinet à passage d'équerre

$$\varepsilon_2 = 4$$

3) Un filtre

$$\varepsilon_3 = 2,8$$


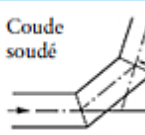
α		15°		30°		45°		60°		90°	
		Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse	Surface lisse	Surface rugueuse
	ζ pour $R = 0$	0,07	0,10	0,14	0,20	0,25	0,35	0,50	0,70	1,15	1,30
	ζ pour $R = d$	0,03	-	0,07	-	0,14	0,34	0,19	0,46	0,21	0,51
	ζ pour $R = 2d$	0,03	-	0,06	-	0,09	0,19	0,12	0,26	0,14	0,30
	ζ pour $R \geq 5d$	0,03	-	0,06	-	0,08	0,16	0,10	0,20	0,10	0,20
	Nombre de cordons de soudure	-	-	-	-	2	-	3	-	3	-
	ζ	-	-	-	-	0,15	-	0,20	-	0,25	-

Tableau IV.5: Coefficients de perte de charge dans les coudes

4) Coude angle d'ouverture = 90°

$$k_4 = 0.21$$

$$k_5 = 0.21$$

$$k_6 = 0.21$$

$$K = k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5 + k_6$$

$$= 0.2 + 4 + 2.8 + 0.21 + 0.21 + 0.21$$

$$= 7.63$$

$$H_{vS} = K \times \frac{V^2}{2g} = 7.63 \times \frac{(2.82)^2}{2 \times 9.81}$$

$H_{vS} = 3.11 \Rightarrow$ La somme des pertes.

$$H_v = H_{v_l} + H_{vS} = 3.11 + 0.6 = 3.71 \text{ m.}$$

d. la pression d'aspiration :

$$P_{a,s} = \rho \times g \times H_{\text{géo}}$$

$$T=30^\circ\text{C} \Rightarrow \rho = 995.7 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{a,s} = 995.7 \times 9.81 \times 14.5$$

$$\Rightarrow P_{a,s} = 141633.34 \text{ Pa} = 1.41 \text{ bar}$$

$$\Rightarrow \text{Avec: } H_v = 3.71 \text{ m} = 0.371 \text{ bar}$$

On a les pertes de charge alors $P_a = P_{a,s} - H_v = 1.41 - 0.371$

$$P_a = 1.03 \text{ bar}$$

e. Pression de refoulement :

On calcule la pression de refoulement avec une hauteur de 127m pour calculer la hauteur manométriques (H)

$$n = 1470 \text{ tr/min}$$

$$Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$T=30^\circ\text{C} \Rightarrow \rho = 995.7 \text{ Kg/m}^3$$

$$D_A = 267 \text{ mm} ; D_R = 165 \text{ mm}$$

$$d_S = 254 \text{ mm} ; d_R = 152 \text{ mm}$$

$H_{a,r} = 0$ car le niveau d'aspiration et le niveau de refoulement sont égaux

$$\text{On a: } V_r = 7.65 \text{ m/s}$$

$$V_a = 2.83 \text{ m/s}$$

$$Pr = \rho \times g \left| H - \frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g} \right|$$

On a une hauteur de 119m.

Donc :

$$Pr = 995,7 \times 9,81 \left| 119 - \frac{(7,71^2 - 2,83^2)}{2 \times 9,81} \right|$$

$$Pr = 11,36 = 1136763,20 \text{ Pa}$$

f. calcul de la hauteur avec les pertes :

La hauteur est nulle entre la bride d'aspiration et la bride de refoulement

(même niveau) $H_{a,r} = 0$ donc :

$$H = \frac{Pr - Pa}{\rho g} + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} + H_v$$

Alors :

$$\frac{(P_r - P_a)}{\rho g} = \frac{(11,36 - 1,03) \times 10^5}{995,7 \times 9,81} = 105,56 \text{ m}$$

$$\frac{(V_r^2 - V_a^2)}{2g} = \frac{(7,71^2 - 2,83^2)}{2 \times 9,81} = 2,63 \text{ m}$$

$$H_v = 3,71 \text{ m}$$

$$\text{Donc : } H = 105,56 + 2,63 + 3,71$$

$$H = 111,9 \text{ m} \quad 112 \text{ m}$$

IV.3.3. NPSH_{DISPO} en charge :

$$Q = 500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_v = 3,71 \text{ m}$$

$$H_{\text{géo}} = 14,5 \text{ m}$$

V_e : La vitesse du bac

$V_e \approx 0$ parce que $V_e \ll \ll \ll \ll V_a$

$T = 30^\circ\text{C} \Rightarrow P_v = 4242 \text{ Pa}$ (Tension de vapeur)

$$\Rightarrow P_v = 0,004242 \text{ bar}$$

Température	Pression référence	Pression de vapeur saturante	Masse volumique (Density)	Chaleur sensible (Enthalpie spécifique)		Chaleur spécifique (ou massique)		Chaleur volumique	Viscosité dynamique de l'eau
				kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg		
0.00	101325	611	999.82	0.06	0.01	4.217	1.007	4216.10	0.001792
10.00	101325	1227	999.77	42.09	10.05	4.192	1.001	4191.42	0.001308
20.00	101325	2337	998.29	83.95	20.05	4.182	0.999	4174.70	0.001003
30.00	101325	4242	995.71	125.75	30.04	4.178	0.998	4160.53	0.000798
40.00	101325	7375	992.25	167.54	40.02	4.179	0.998	4146.28	0.000653
50.00	101325	12335	988.02	209.33	50.00	4.181	0.999	4130.87	0.000547

Tableau IV.6: Tension de vapeur P_D , masse volumique, et viscosité cinématique de l'eau saturée en fonction de la température T

Le calcul entre le bac et le point d'aspiration

$$P_e = \rho \times g \times H_{\text{géo}}$$

$$= 997,13 \times 9,81 \times 14,5 \Rightarrow P_e = 141836,75 \text{ Pa} = 1,41 \text{ Bar}$$

$$\Rightarrow P_a = 1,03 \text{ Bar} = 101300 \text{ Pa}$$

Alors:
$$NPSH_{\text{dispo}} = \frac{(P_e - P_a - P_V)}{\rho \times g} + \frac{V_e^2}{2g} - H_V - H_{\text{géo}} + S$$

$$\frac{(P_e - P_a - P_V)}{\rho \times g} = \frac{141836,75 - 101300 - 4242}{995,7 \times 9,81} = 24,45 \text{ m}$$

$$\frac{V_e^2}{2g} = 0$$

$$H_V = 3,71 \text{ m}$$

$S = 0,38$ étant que le centre de l'entrée de la roue et le centre de bride d'aspiration

$$H_{\text{géo}} = 14,5 \text{ m}$$

Donc :

$$NPSH_{\text{dispo}} = 24,45 - 0 - 3,71 - 14,5 + 0,38$$

$$NPSH_{\text{dispo}} = 6,62 \text{ m}$$

Pour un $NPSH_{\text{requis}} = 3,5 \text{ m}$

$$NPSH_{\text{dispo}} > NPSH_{\text{requis}}$$

$$6,62 > 3,5$$

Le NPSH est suffisant

$$P_a - NPSH_{\text{dispo}} > P_V$$

$$101300 - 66200 > 4242$$

35100 > 4242 => la formule est vérifiée

Remarque : la pompe fonctionne sans cavitation

IV.3.4. Le rendement :

$$P = \frac{P_h}{\eta} \Rightarrow P = \frac{\rho \times Q \times H_{géo}}{\eta \times 367} \Rightarrow P = \frac{\rho \times Q \times H_{géo}}{P \times 367}$$

P_h : Puissance hydraulique.

P: Puissance absorbé.

$$P_h = Q \times \rho \times g \times h_{géo}$$

$$= \frac{500}{3600} \times 995,7 \times 9,81 \times 14,5$$

$$P_h = 19671,29 \text{ KW}$$

P = 285 KW => La puissance de l'entraîneur

$$\text{Donc le rendement : } = \frac{19671,29}{285} = 69,02$$

$$= 69,02 \quad 70\%$$

	Paramètres du constructeur	Paramètres calculé
P_a (bar)	1,8 max	1,03
P_r (bar)	12,7	11,36
H (m)	127	112
$NPSH_{dispo}$ (m)	6,5	6,62
	73	70

Tableau IV.7: Comparaison entre les paramètres de constructeur et les paramètres de calcul avec les pertes

IV.3.5. Interprétation des calculs :

Le but de cette interprétation c'est de comparer entre les données du constructeur et celle qui ont été calculées avec les pertes de charge dans la partie calculée du chapitre VI, et cela pour déduire si les pertes de charge influent sur les pressions et la hauteur manométrique.

Diminution de la hauteur manométrique :

$$H = 127\text{m}$$

$$H_{\text{avec perte}} = 112\text{m}$$

$$H = H - H_{\text{avec perte}} = 127 - 112 = 15\text{m}$$

$$\text{Alors : } \left. \begin{array}{l} 127 \Rightarrow 100\% \\ 15 \Rightarrow X = ?? \end{array} \right\} \Rightarrow X = \frac{15 \cdot 100}{127} = 11,8\%$$

La hauteur manométrique de la pompe diminue de $H=127\text{m}$ jusqu'à $H=112\text{m}$ donc elle a été diminuée de 15m alors la hauteur diminue de $11,8\%$; Et aussi La pression de refoulement avec l'influence des pertes de charge diminue de $P_r=12,7\text{bar}$ jusqu'à $11,36\text{bar}$.

Interprétation des paramètres calculés et celles du constructeur :

D'après les calculs de la diminution de la hauteur manométrique et le tableau ci-dessus on conclut qu'il n'y a pas une grande différence entre les paramètres calculés et les paramètres du constructeur, seulement cette différence est visible dans la pression de refoulement et la hauteur manométrique.

Cette différence est logique car le constructeur définit les paramètres de la pompe dans un banc d'essai avec une tubulure réduite, ce qui implique une diminution des pertes de charge, le cas contraire dans nos calculs qui ont été basés sur un réseau réel d'aspiration et de refoulement avec une considération des pertes de charges.



ACTIVITE AMONT
DIVISIONS PRODUCTION
DIRECTION REGIONALE
HASSI R'MEL

IV.4. TEST DE PERFORMANCE DES POMPES ANTI INCENDIE [17] :

DATE: 04/05/2015
NATURE : Test annuel de performance
EQUIPEMENT : Pompes anti-incendie, 37-P411 A/B/C/D
LIEU : MPP3

➤ IV.4.1. REFERENCES NORMATIVES :

NFPA 20 : Norme pour l'installation des pompes fixes anti incendie.

NFPA 25 : Norme relative à l'inspection, test et à la maintenance des systèmes de protection incendie à base d'eau.

NB : NFPA : National Fire Protection Association.

➤ IV.4.2. PRESENTATION DU SYSTEME - POMPES ANTI INCENDIE :

Le système de pompes anti incendie de l'unité MPP3, est composé de:

- (02) types de pompes : de pressurisation (jockey), principales (électriques) et secours (diesels) ;
- (02) vannes de régulation PCV 801/802, assurent le maintien de pression du réseau ;
- un circuit de retour vers bac ;
- (01) bac d'eau incendie (T401: 13000 m³)

➤ IV.4.3. OBJET DE LA PROCEDURE :

La présente procédure définit les étapes à suivre lors des tests de performance des pompes anti incendie des unités industrielles de la Direction Régionale de Hassi R'Mel (mpp3)

➤ IV.4.4. OBJECTIFS DE LA PROCEDURE :

L'objectif de cette procédure est de suivre les performances des pompes anti incendie conformément aux normes NFPA 20/25, elle permet :

- D'évaluer le potentiel des pompes ;
- De détecter les défaillances du système de pompes et y remédier ;
- D'assurer la fiabilité et la disponibilité des pompes

➤ IV.4.5. DEROULEMENT DU TEST :**✓ IV.4.5.1. EXIGENCES :**

Conformément à la Norme NFPA 25, les pompes anti incendie doivent subir des tests annuels de performance et à la suite de chaque révision.

Les paramètres déterminant le rendement et le bon fonctionnement des pompes sont :

- La pression d'aspiration et de refoulement ;
- Le débit refoulé ;
- La tension et l'intensité du moteur électrique de la pompe ;
- La vitesse du moteur d'entraînement de la pompe ;
- La température des paliers de la pompe et accouplement du moteur

Il y a lieu de tester une seule pompe à la fois avec l'utilisation d'une seule conduite de refoulement (circuit retour vers bac).

Les autres vannes de refoulement (vers réseau anti-incendie) seront manuellement fermées (afin d'éviter une perte de débit).

- Avant de commencer la mise en service de l'appareil (débitmètre), assurer vous que :
- Les sondes sont adaptées à l'application ;
- Les sondes sont placées suffisamment loin, en amont et en aval, d'une perturbation hydraulique (généralement $L = 15 \cdot \varnothing$ conduite) ;
- Placer les sondes sur la partie horizontale de la conduite afin d'éviter les perturbations des mesures en régimes turbulent (présence des bulles sur la génératrice supérieure de la conduite) ;
- Procéder à la vérification initiale du débitmètre (paramétrages et contrôle).

➤ IV.4.6. PERSONNELS PRESENTS AUX TESTS:

- MOKHTARI ABEDLHAFID (agent de maintenance)
- DA SLIMANE MUSTAPHA (agent de sécurité SE)
- ALILI FOUAD (stagiaire)
- BENSID ADIL (stagiaire)

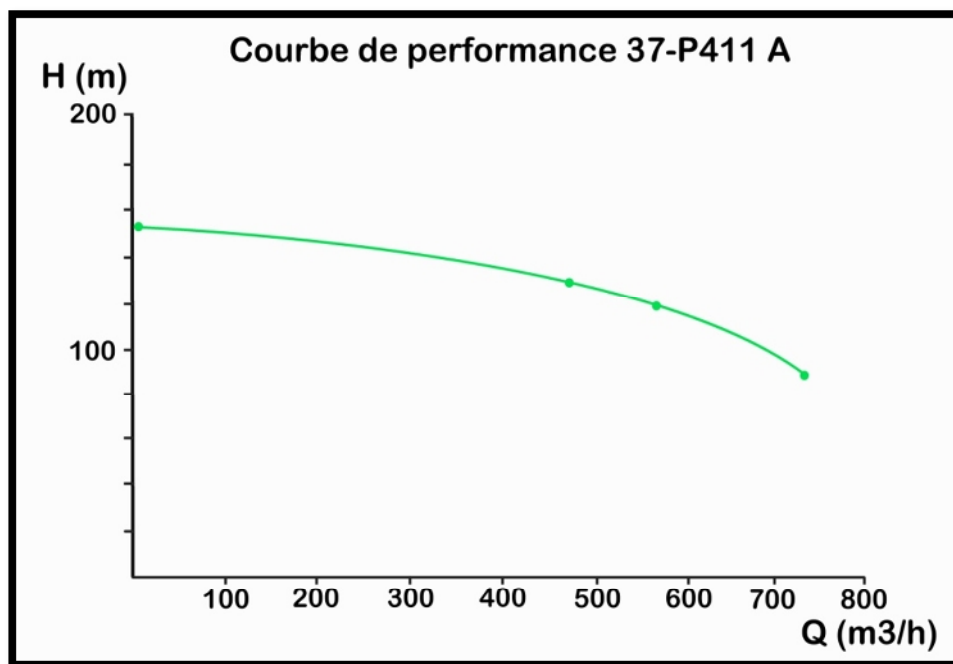
➤ IV.4.7.CHECK-LISTES DE TEST DE PERFORMANCE :

Unité : Centrale SE	Réf. Pompe : 37 - P411 A Pompe Centrifuge monocellulaire	Date : 04/05/2015
Pompe	Fabriquant : KUBOTA , Modèle : DVL Arbre : horizontal ■ Vertical	Type d'impulseur Fermé
	Hauteur différentielle : 127 m Pression de Ref. : 12.7 bars NPSH Dispo : 6.5 m NPSH Requis : 3.5 m	Pression Asp. : 1bar
Entrainement	Moteur Electrique Fabriquant : FUJI ELECTRIQUE N° De Série : 7028206NS1 Tension : 5500 Volt Intensité : 30 Amp Puissance : 285 Kw Vitesse de rotation : 1475 tr/mn	
Contrôleur	Démarrage : 7,5 Bar Arrêt : Bar Manuel ■ Auto Manuel ■ auto	Pompe jockey 10 bar Marche Arrêt ■

✚ RESULTATS DES TESTS, H (ou P) = f (Q)

Débit (m3/h)	Hauteur (m)	Pression de Ref. (bar)	Pression d'Asp. (bar)	Tension (V)	Vitesse de rotation (tr/min)
0	152	15,2	1	5500	1475
470	130	13	1	5500	1475
565	120	12	1	5500	1475
730	90	9	1	5500	1475

✚ COURBE DE TEST, H (ou P) = F (Q)



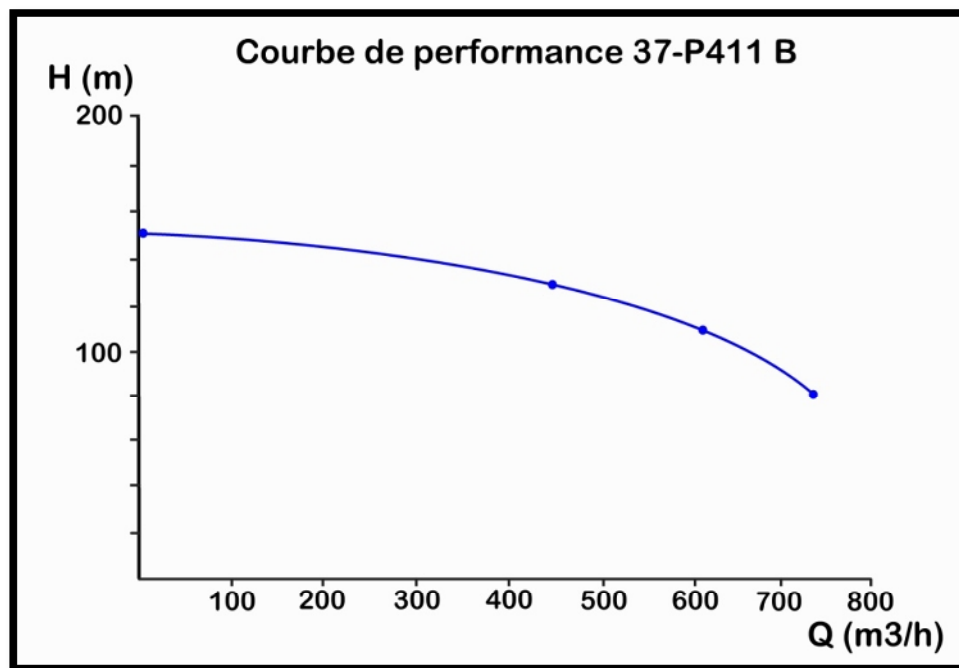
Durée du test : 30 minutes

Unité : Centrale SE	Réf. Pompe : 37 - P411 B Pompe Centrifuge monocellulaire	Date : 04/05/2015
Pompe	Fabriquant KUBOTA Arbre : horizontal ■ Vertical	Type d'impulseur Fermé
	Hauteur différentielle : 127 m NPSH Dispo : 6.5 m	Pression de Ref. : 12.7 bars NPSH Requis : 3.5 m Pression Asp. : 1bar
Entrainement	Moteur Electrique Tension : 5500 Volt Puissance : 285 Kw	Fabriquant : FUJI ELECTRIQUE N° De Série : 7028206NS2 Intensité : 30 Amp Vitesse de rotation : 1475 tr/mn
Contrôleur	Démarrage : 7,5 Bar Manuel ■ Auto	Arrêt : Bar Manuel ■ auto Pompe jockey 10 bar Marche Arrêt ■

RESULTATS DES TESTS, H (ou P) = f (Q) :

Débit (m3/h)	Hauteur (m)	Pression de Ref. (bar)	Pression d'Asp. (bar)	Tension (V)	Vitesse de rotation (tr/min)
0	151	15,1	1	5500	1475
445	130	13	1	5500	1475
610	110	11	1	5500	1475
740	80	8	1	5500	1475

COURBE DE TEST, H (ou P) = F (Q) :



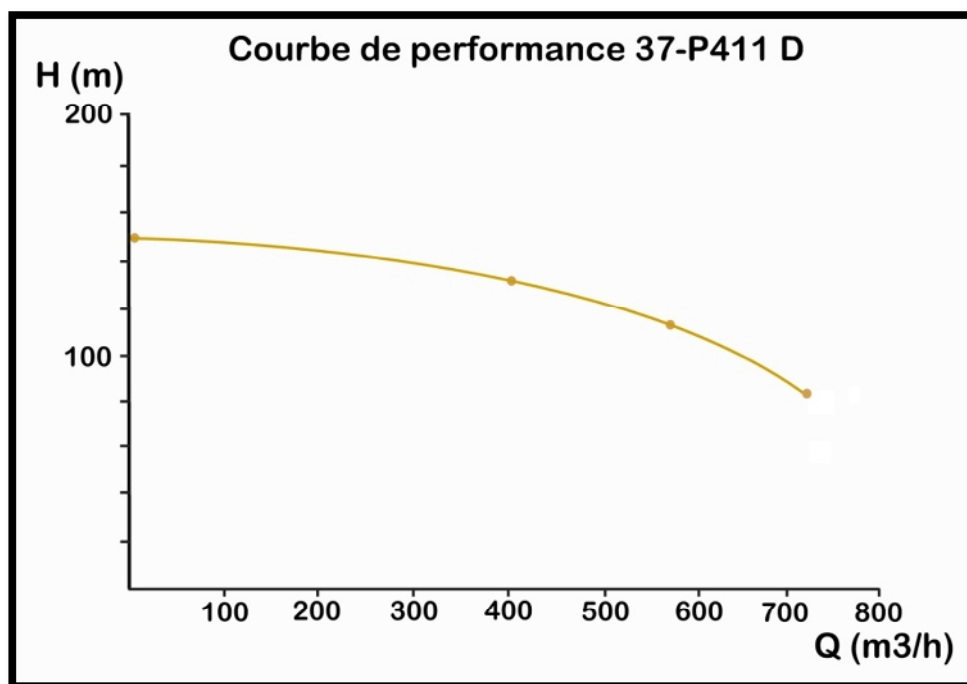
Durée du test : 30 minutes

Unité : Centrale SE	Réf. Pompe : 37 - P411 D Pompe Centrifuge monocellulaire	Date : 04/05/2015
Pompe	Fabriquant : DVL / KUBOTA Arbre : horizontal ■ Vertical	Type d'impulseur Fermé
	Hauteur différentielle : 127 m Pression de Ref : 12.7 bars Pression Asp : 1 bar NPSH Dispo : 6.5 m NPSH Requis : 3.5 m	
Entrainement	Moteur Diesel Fabriquant : SHINKO N° De Série : S618 SIP Tension : / Volt Intensité: / Amp Puissance : Vitesse de rotation 1475 tr/mn	
Contrôleur	Démarrage : Bar Arrêt : Bar Manuel ■ Auto Manuel ■ auto	Pompe jockey 10 bar Marche Arrêt ■

RESULTATS DES TESTS, H(ou P) = f(Q)

Débit (m3/h)	Hauteur (m)	Pression de Ref. (bar)	Pression d'Asp. (bar)	Vitesse de rotation (tr/min)
0	150	15	1	1475
405	130	13	1	1475
565	110	11	1	1475
725	80	8	1	1475

COURBE DE TEST, H (P) = F (Q)



Durée du test : 30 minutes

IV.5. La courbe de point de fonctionnement [13] :

IV.5.1. Calcul les paramètres de la courbe de réseau :

La courbe de réseau se compose de deux composantes : statique et dynamique.

$$\text{Composant dynamique} : H_V + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} = C_{dy}$$

$$\text{Composant statique} : H_{géo} + \frac{P_r - P_a}{\rho g} = C_{sta}$$

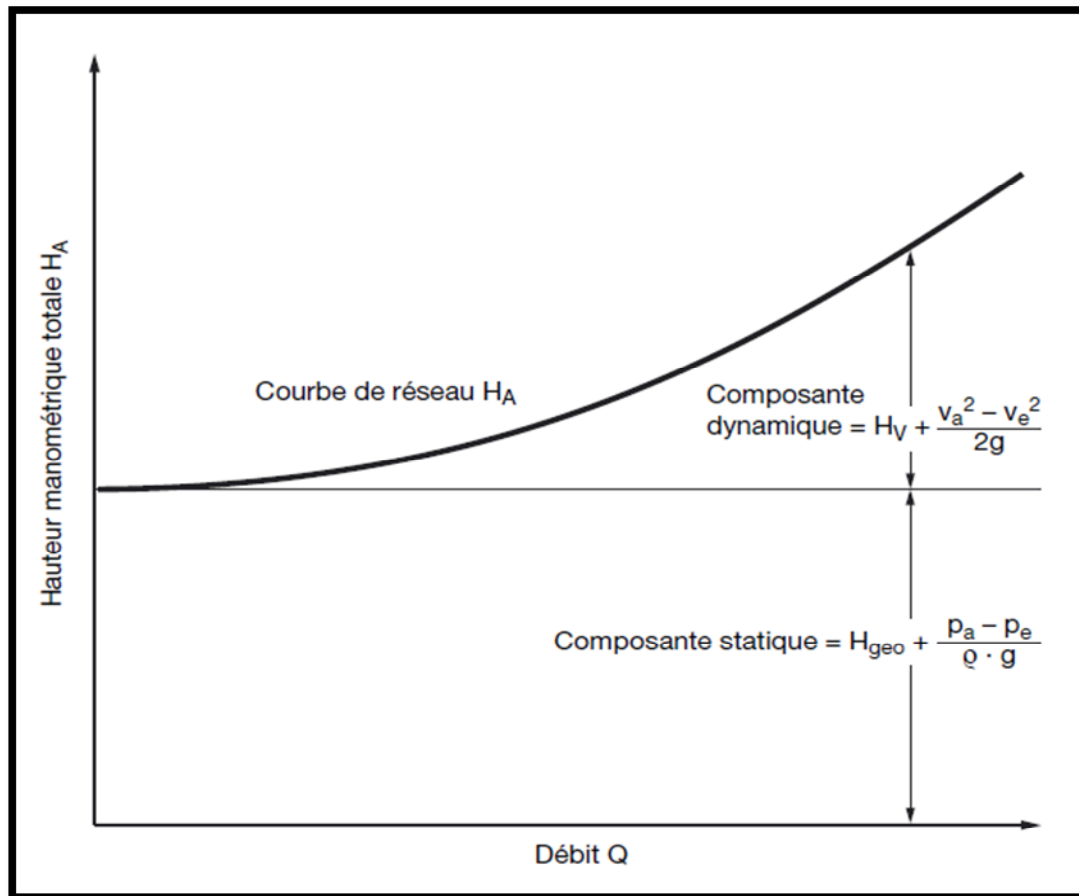


Figure IV.12: Courbe caractéristique de réseau (H) avec composante statique et composante dynamique

$$H = C_{dy} + C_{sta}$$

Pour : $Q = 0$

$$H = C_{sta} = H_{géo} + \frac{P_r - P_a}{\rho g} = 14,5 + \frac{11,36 - 1,03}{995,7 \times 9,81}$$

$$H = 120,25 \text{ m.}$$

Donc : composante cinématique = 120,25 m.

Pour : $Q > 0$

pour : $Q = 300 \text{ m}^3/\text{s}$.

On a $S_a = 0,049 \text{ m}^2$.

$$\text{Donc : } V_a = \frac{Q}{S_a} = \frac{300}{3600 \times 0,049} = 1,7 \text{ m/s.}$$

Ensuite $S_r = 0,018 \text{ m}^2$.

$$\text{Donc : } V_r = \frac{Q}{S_r} = \frac{300}{3600 \times 0,018} = 4,62 \text{ m/s.}$$

$$C_{dy} = H_V + \frac{V_r^2 - V_a^2}{2g} = 3,71 + H_V + \frac{(4,62)^2 - (1,7)^2}{2 \times 9,81} = 4,65 \text{ m.}$$

$$H_2 = C_{dy} + C_{sta} = 120,25 + 4,65 = 124,9 \text{ m.}$$

pour : $Q = 400 \text{ m}^3/\text{s}$.

$$\text{Donc : } V_a = \frac{400}{3600 \times 0,049} = 2,26 \text{ m/s.}$$

$$V_r = \frac{400}{3600 \times 0,018} = 6,17 \text{ m/s}$$

$$C_{dy} = 5,39 \text{ m.}$$

$$H_3 = C_{dy} + C_{sta} = 5,39 + 120,25 = 125,64 \text{ m.}$$

pour : $Q = 500 \text{ m}^3/\text{s}$.

$$\text{Donc : } V_a = \frac{500}{3600 \times 0,049} = 2,83 \text{ m/s.}$$

$$V_r = \frac{500}{3600 \times 0,018} = 7,71 \text{ m/s}$$

$$C_{dy} = 6,34 \text{ m.}$$

$$H_4 = C_{dy} + C_{sta} = 6,34 + 120,25 = 126,59 \text{ m.}$$

pour : $Q = 600 \text{ m}^3/\text{s}$.

$$\text{Donc : } V_a = \frac{600}{3600 \times 0,049} = 3,40 \text{ m/s.}$$

$$V_r = \frac{600}{3600 \times 0,018} = 9,25 \text{ m/s}$$

$$C_{dy} = 7,49 \text{ m.}$$

$$H_5 = C_{dy} + C_{sta} = 7,49 + 120,25 = 127,74 \text{ m.}$$

pour : $Q = 700 \text{ m}^3/\text{s.}$

$$\text{Donc : } V_a = \frac{700}{3600 \times 0,049} = 3,96 \text{ m/s.}$$

$$V_r = \frac{700}{3600 \times 0,018} = 10,80 \text{ m/s}$$

$$C_{dy} = 8,85 \text{ m.}$$

$$H_6 = C_{dy} + C_{sta} = 8,85 + 120,25 = 129,10 \text{ m.}$$

Q (m ³ /s)	0	300	400	500	600	700
H (m)	120,25	124,4	125,64	126,59	127,74	129,10

Tableau IV.8: Les coordonnées de la courbe de réseau

IV.5.2. La courbe de point de fonctionnement :

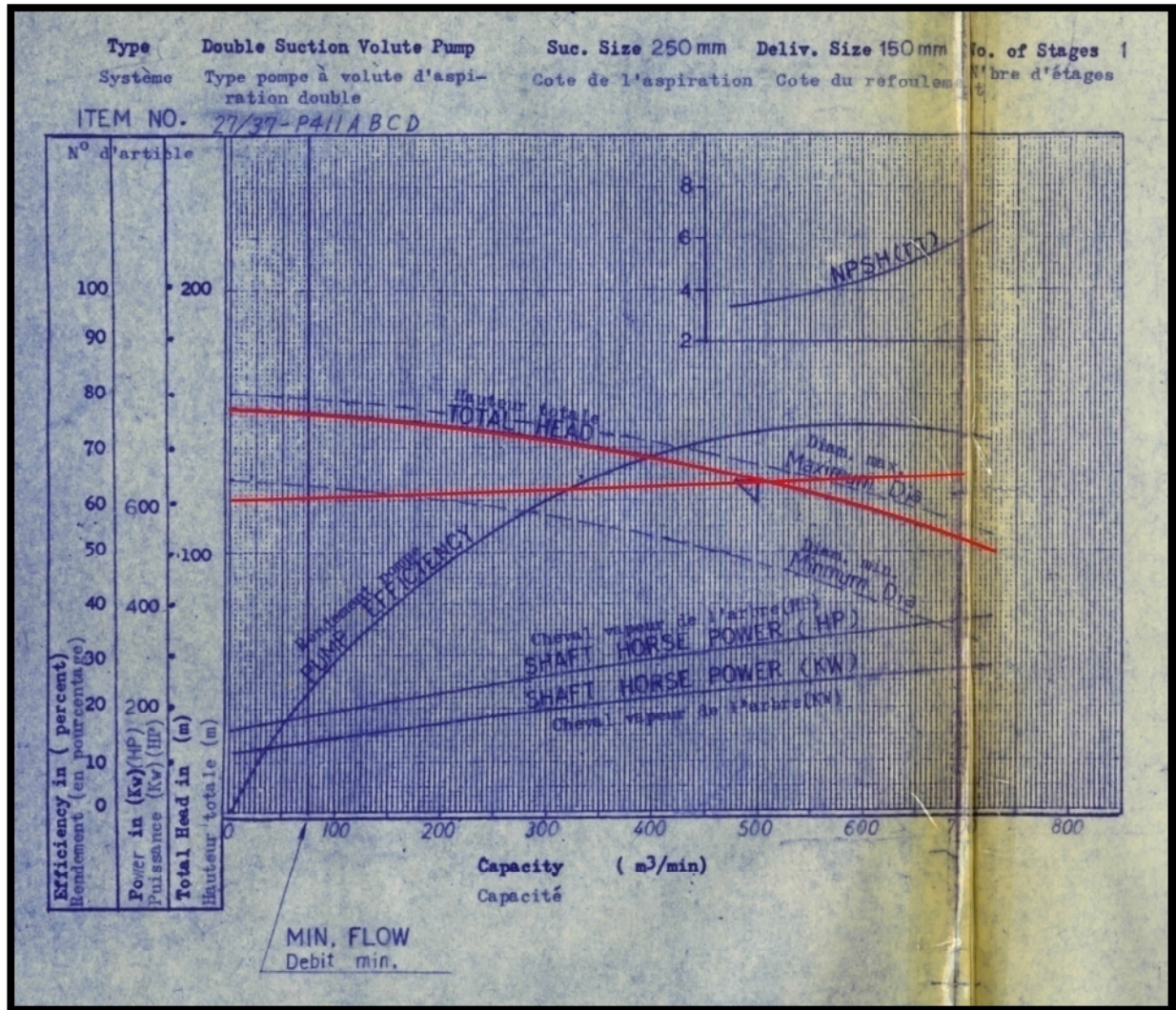


Figure IV.13: Point de fonctionnement de la pompe P411

IV.5.3. Interprétation entre les graphes des pompes, du constructeur et du réseau [2] :

Après avoir dessiné les courbes des quatre pompes sur le graphe du constructeur (figure IV.14) on a déduit les points de fonctionnements de ses pompes, qui sont :

- **Pompe P411 A:** $H = 126\text{m}$; $Q = 495\text{m}^3/\text{h}$.
- **Pompe P411 B:** $H = 124\text{m}$; $Q = 476\text{m}^3/\text{h}$.
- **Pompe P411 C:** $H = 125\text{m}$; $Q = 483\text{m}^3/\text{h}$.
- **Pompe P411 D:** $H = 124\text{m}$; $Q = 465\text{m}^3/\text{h}$.

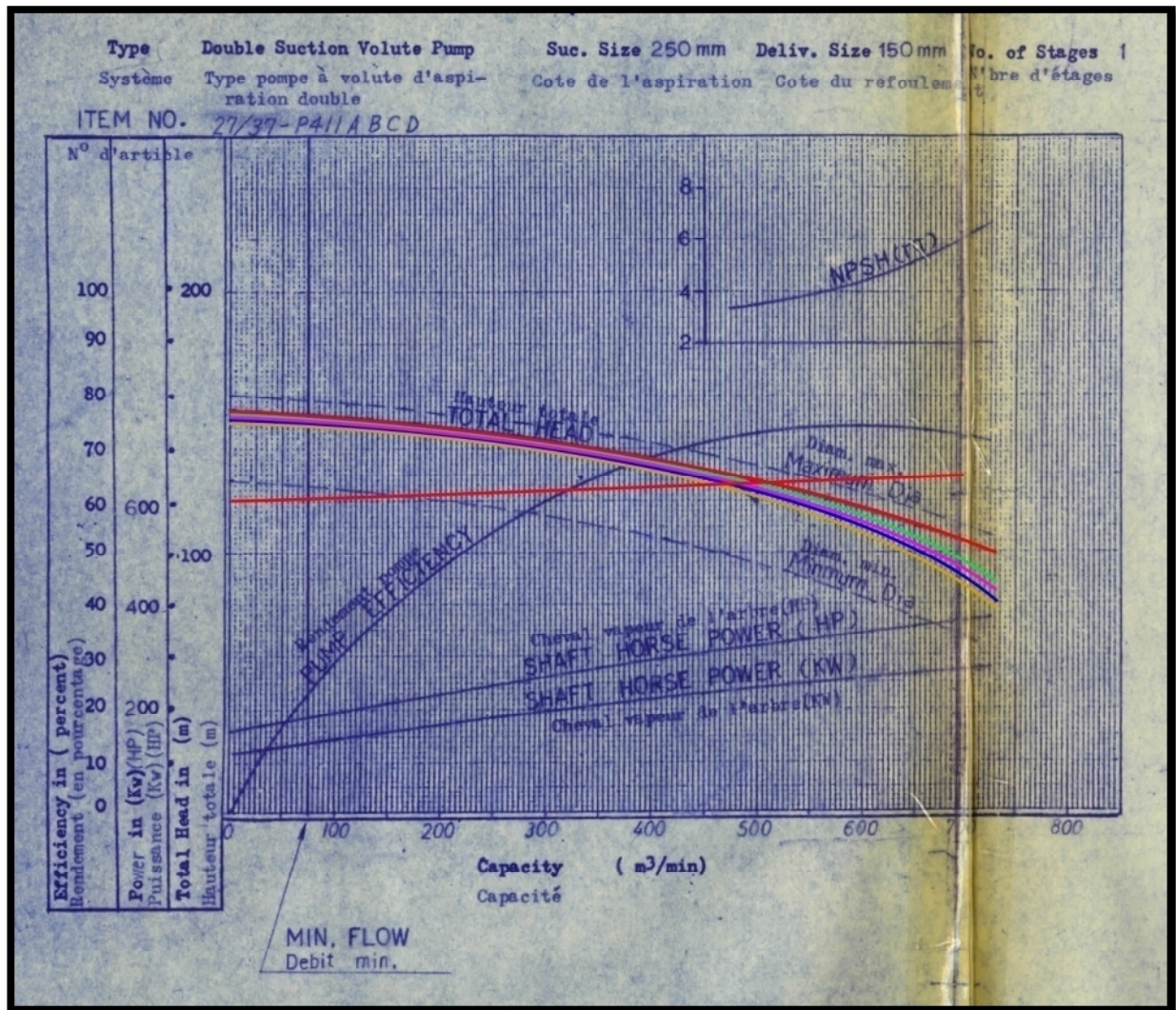


Figure IV.14: Courbe de comparaison entre les graphes des pompes, du constructeur et du réseau

En se référant aux normes NFPA 20/25, les résultats obtenus (les graphes du test de performance des pompes) ont été comparés avec celles des constructeurs (Figure IV.7) et interprétés par le personnels présent lors du test.

On à déduit que les pompes anti-incendie P411A/B/C/D, ont été relevés et analysés et déclarés acceptables par le groupe et ont donné également satisfaction (tests concluants), en termes de hauteurs et du débits $[H= f(Q)]$; et les point de fonctionnement des quatre pompes anti incendie converge dans l'intervalle de points de fonctionnement du constructeur et cela nous ramène à la conclusion que les quatre pompes fonctionnent dans des très bonnes conditions.

IV.6. Conclusion :

Les mesures de test de performance des pompes anti incendie est un facteur très important pour rendre plus efficace et plus fiable ces équipements stratégiques en cas d'intervention, signalant ainsi, un bon programme d'entretien préventif et une bonne prise en charge des anomalies signalées sont des leviers déterminants pour la fiabilisation de ces équipements.

Conclusion générale

Une étude théorique et pratique a été élaborée sur une pompe centrifuge P411 du système anti-incendie au sein de l'entreprise SONATRACH Hassi R'mel. Dans la partie étude théorique, un calcul hydraulique a été effectué pour déterminer les caractéristiques de la pompe tout en basant sur l'équation de Bernoulli, à partir des paramètres de fonctionnement prélevés sur le site et celles du constructeur.

Dans la partie pratique, nous avons eu la chance d'assister à quelques opérations d'essais générales de cette pompe. Ces opérations sont effectuées dans la station du système anti-incendie de sécurité de l'unité par l'équipe interne. Elles concernent la détection des pannes, et les éléments qui déclenchent un dysfonctionnement du système, entre autre nous avons eu l'opportunité de savoir comment se déroule une opération de sécurité sur le terrain. Celle ci nous a permis de visualiser aussi les organes externes composant cette pompe.

Ensuite dans la partie pratique, on a traité une opération de diagnostic de la pompe en service par la comparaison de ses performances aux différents régimes avec les données du constructeur.

Aussi, dans la partie expérimentale, on s'est basé sur les relevés des valeurs à savoir, la hauteur manométrique, les pressions et le débit. Ces valeurs ont été injectées dans les équations thermodynamiques et celles de la mécanique des fluides pour aboutir au rendement final (nominal).

Dans le troisième chapitre, on a procédé au dysfonctionnement de la pompe centrifuge en indiquant les différentes pannes et les éléments qui causent un mauvais fonctionnement de cette dernière.

Finalement, Les valeurs trouvées dans le chapitre IV calculés et expérimentés par les tests de performance de ces pompes ont été comparées graphiquement avec celles du constructeur. Cette comparaison nous a menée une satisfaction sur les résultats obtenus qui avoisine avec la fiche de calcul fourni par le constructeur, tout ca se traduit par une bonne gestion de ces pompes vis-à-vis leurs maintenance (curative ou préventive).

Références Bibliographiques

- [1] : Documents Situation et organisation du champ de HASSI R'MEL SONATRACH.
- [2] : Documents exploitation pour le module III (MPP III) documents SONATRACH.
- [3] : Fichier PDF : KHOUALED Et SAYAH mémoire En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique
«Investigation expérimentale du phénomène de cavitation dans les pompes» 2011.
- [4] : ENSPM Formation Industrie - IFP Training 2008 (institut français du pétrole).
- [5] : ENSPM Formation Industrie - IFP Training 2009 (institut français du pétrole).
- [6] : M. Matti Maricq, Chemical characterization of particulate emissions from diesel engines: A review; Journal of Aerosol Science Volume 38, Issue 11, November 2007.
- [7] : Document .Totale, MANUEL DE FORMATION COURS EXP-PR-EQ070-FR, Révision 0.1 Exploration et Production (Les Équipements, Les Pompes).
- [8] : Pompes centrifuges, hélico-centrifuges et axiales : cavitation *par* Jean-François LAPRAY, Ingénieur de l'École Nationale Supérieure d'Hydraulique et de Mécanique de Grenoble (ENSHMG), Chef du service technique hydraulique GEC-ALSTHOM BERGERON.
- [9] : Jeu Héng : l'usine nouvelle
Série : gestion industrielle Pratique de la maintenance préventive.
Dunod, Paris, 2002 ISBN 210065610.
- [10] : Fichier PDF : Imène MEJRI-CHTIOUI thèse pour obtenir le grade de docteur
«Analyse De L'écoulement Instationnaire Cavitant Dans Les Inducteurs»
Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Centre de Paris 2006.
- [11] : Fichier power point: Mr Ahmed SAYAH & Mr Hakim YAHIAOUI
« Séminaire Pompes centrifuges 2014» IAP. Boumerdes.

[12] : OURAGH Youcef

« Ecoulements forcés en hydraulique 1^{ere} partie et 2^{eme} partie».

[13] : Kosmowski I., P. Hergt: Förderung gasbeladener Medien mit Hilfe von Normal- und Sonderausführungen von Kreiselpumpen. KSB Technische Berichte 26 (1990), S. 14-19.

[14] : Schreyer H.: Stopfbuchslose Chemiepumpen mit Magnetantrieb. KSB Technische Berichte 24 (1988), S. 52-56.

[15] : VdS Schadenverhütung: VdS-Form 2092-S.1988.

[17] : Test de performance des pompes anti incendie documents SONATRACH, 2015.

لإكمال تأهيلنا وتعزيز اكتسابنا لتطوير
صناعية
يشمل هذا العمل دراسة هيدروليكية واعتمادية على
للحريق التي تم تصميمها
العمليات الحسابية
سلامة الموظفين .
جمعها
بين

Résumé

Afin de compléter notre formation et améliorer nos connaissances acquises au niveau de l'université avec la réalité industrielle des unités de production, un stage et un mémoire de fin d'étude ont été réalisés pour affirmer encore plus notre savoir et acquérir un état d'esprit industriel.

Ce travail comprend une étude hydraulique et de fiabilité sur une pompe centrifuge anti-incendie, qui a pour but le contrôle et le maintien du haut niveau de sécurité du personnel. Il contient une série de calculs et de comparaison entre les paramètres prélevés sur le site et les données du constructeur.

Abstract

To be graduate, and to strengthen our knowledge known at the university with the industrial reality of the production units, an internship and a dissertation has been made to assert further our knowledge and acquire an industrial spirit.

This work includes a hydraulic study, and reliability the centrifugal pump fireproof, which aims control and maintaining the high level of personnel security. This dissertation contains a series of calculations and comparison between the parameters collected on site and those of the supplier.