

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

**Université M'Hamed Bougara-Boumerdes**  
**Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie**



**Département Transport et Equipements des Hydrocarbures**

**Mémoire de fin d'études**  
**En vue de l'obtention du diplôme de**

**Master**

**Domaine** : Sciences et Technologies

**Filière** : Hydrocarbure

**Option** : Génie mécanique-Mécanique des unités Pétrochimiques

Présenté par : NAIDJA Yasser Badr Eddine

THEME

**Etude des caractéristiques d'une pompe  
centrifuge à double aspiration**

Devant le jury :

	Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Président de jury	Pr. K. MOHAMMEDI	PR	UMBB
Examineur	Dr. S. MEFTAH	MCA	UMBB
Examineur	Dr. H. FERROUDJI	MCB	UMBB
Encadreur	Dr. F. YAHI	MCB	UMBB

Boumerdes 2023

## Remercîment

Je tiens tout d'abord à exprimer ma gratitude envers Allah le tout-puissant pour m'avoir accordé la santé et la volonté nécessaires pour entreprendre et achever ce mémoire.

En préalable, j'exprime ma plus profonde gratitude envers mes parents. Ma mère bien-aimée, qui a enduré toutes les difficultés sans me laisser souffrir, et qui n'a ménagé aucun effort pour me rendre heureux. Mon cher père, qui ne cesse de me prodiguer des conseils, de m'encourager et de me soutenir tout au long de ce travail. Que Allah les protège et leur accorde chance et bonheur.

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements à Madame Yahi Fatma, qui a été mon encadrante tout au long de ce travail, pour sa patience, ses conseils, ses critiques constructives et sa rigueur lors de la préparation de ce mémoire.

Je souhaite exprimer ma gratitude envers Professeur K. Mohammadi pour avoir accepté de présider cette soutenance, ainsi qu'envers les examinateurs qui ont participé à cet événement.

Je souhaite adresser mon remerciement à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de cet ouvrage.

# Dédicace

*Je souhaite dédier ce travail :*

*À ma famille, qui m'a donné une éducation précieuse et dont l'amour a forgé la personne que je suis aujourd'hui. Je tiens à rendre hommage à la mémoire de mon grand-père Abdelwahab, à qui je suis profondément reconnaissant pour son amour éternel. Que ce mémoire soit le meilleur cadeau que je puisse lui offrir. Tu es toujours présent dans mon esprit et dans mon cœur.*

*À mes parents, maman Nadia et papa Nour Eddine, qui ont toujours été là pour moi. Vous m'avez offert un merveilleux exemple de travail acharné et de persévérance. Je suis redevable d'une éducation dont je suis fier.*

*À ma grand-mère Rahima, que Dieu te donne une longue et joyeuse vie. Merci pour ton amour et ton encouragement.*

*Je dédie également ce travail à ma fiancée Riyane, qui a été un soutien constant et une source de motivation tout au long de ce parcours. Tu es un modèle pour moi.*

# SOMMAIRE

<b>INTRODUCTION GENERAL</b> .....	<b>1</b>
<b>CHAPITRE 1 : COMPLEXE GNL1/Z</b> .....	<b>3</b>
1.1 Introduction :.....	3
1.2 Présentation du complexe GNL1/Z : .....	3
1.2.1 Carte technique du complexe GL1/Z :.....	3
1.2.2 Organigramme générale du complexe :.....	5
<b>CHAPITRE 2 : GENERALITES SUR LES POMPES</b> .....	<b>6</b>
2.1 Introduction :.....	6
2.2 Principes de base des pompes :.....	6
2.2.1 Structure de base :.....	7
2.2.2 L'aspiration : .....	7
2.2.3 Accélération et pression :.....	7
2.2.4 Éjection du fluide :.....	7
2.2.5 Fonctionnement continu : .....	7
2.3 Les différents types des pompes centrifuge :.....	8
2.3.1 Pompe centrifuge à canal latéral : .....	8
2.3.2 Pompe centrifuge multicellulaire :.....	8
2.3.3 Pompe centrifuge à roue ouverte :.....	9
2.3.4 Pompe centrifuge à roue semi-ouverte :.....	9
2.3.5 Pompe centrifuge auto-amorçant :.....	10
2.4 Théorie fondamentale de la pompe centrifuge :.....	11
2.4.1 Débit volumique $Q_v$ :.....	11
2.4.2 Hauteur manométrique $H_m$ :.....	11
2.4.3 Puissance $P$ :.....	11
2.4.4 Types de pertes :.....	12
2.4.5 Rendement $\eta$ :.....	12
2.5 NPSH :.....	12
2.6 LES POMPES CENTRUFIGE A DOUBLE ASPIRATION :.....	13
2.6.1 Définition :.....	13
2.6.2 Les avantage de la pompe à double :.....	14
2.6.3 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge a doublé aspiration : .....	14
2.6.3.1 Aspiration : .....	14
2.6.3.2 Chambre d'aspiration : .....	15

2.6.3.3	Impulsion :.....	15
2.6.3.4	Diffusion :.....	15
2.6.3.5	Éjection :.....	15
2.6.4	L'utilisation de pompes centrifuges à double aspiration :.....	15
2.6.4.1	Systèmes de refroidissement : .....	15
2.6.4.2	Approvisionnement en eau :.....	15
2.6.4.3	Systèmes HVAC : .....	15
2.6.4.4	Stations de pompage :.....	15
2.6.4.5	Industrie pétrolière et gazière : .....	16
2.6.5	La cavitation dans les pompes à double aspiration :.....	16
<b>CHAPITRE 3 : PARTIE CALCUL.....</b>		<b>17</b>
3.1	Caractéristiques techniques de la pompe :.....	17
3.2	Calcul de Vérification NPSH disponible :.....	17
3.3	Calcul Hydraulique :.....	18
3.3.1	Détermination des Paramètres Principaux :.....	18
3.3.1.1	Vitesse spécifique :.....	18
3.3.1.2	Diamètre de l'arrêté d'entrée ramené $Dr_1$ :.....	19
3.3.1.3	Rendement hydraulique : .....	20
3.3.1.4	Rendement volumétrique :.....	20
3.3.1.5	Rendement mécanique :.....	21
3.3.1.6	Rendement global : .....	21
3.3.1.7	Puissance consommée par la pompe : .....	21
3.3.1.8	Puissance du moteur d'entraînement :.....	22
3.3.1.9	Calcul des diamètres de l'arbre et du moyeu :.....	22
3.3.1.10	Détermination des paramètres du rotor a l'entrée :.....	23
3.3.1.11	Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue :.....	26
<b>CHAPITRE 4 : Etude Numérique.....</b>		<b>30</b>
4.1	Ansys BladeGen :.....	30
4.1.1	Conception de la pompe Via BladeGen :.....	30
4.1.2	Les Paramètre de la pompe :.....	31
4.2	Maillage via TurboGrid :.....	31
4.3	CFX simulation :.....	32
4.3.1	Installation des paramètres :.....	32
4.4	Résultats et discussions : .....	34
4.4.1	Régime Stationnaire :.....	34

4.4.1.1	Evolution de la pression :	34
4.4.1.2	Evolution de la pression totale dans le plan méridien :	35
4.4.1.3	Evolution de la pression statique dans le plan méridien :	36
4.4.1.4	Evolution de la vitesse circonférentielle :	37
4.4.1.5	Evolution de la vitesse relative :	38
4.4.1.6	L'évolution de la vitesse dans le plan méridien :	39
4.4.2	Régime instationnaire :	40
4.4.2.1	Cas de débit $Q_v = 1376 \text{ m}^3/\text{s}$ :	40
	Evolution de la pression :	40
	Evolution de la pression totale dans le plan méridien :	41
	Evolution de la pression statique dans le plan méridien :	42
	Evolution de la vitesse circonférentielle :	42
	Evolution de la vitesse relative :	43
	L'évolution de la vitesse dans le plan méridien :	44
4.4.2.2	Cas de débit $Q_v = 1900 \text{ m}^3/\text{s}$ :	44
	Evolution de la pression :	44
	Evolution de la pression totale dans le plan méridien :	45
	Evolution de la pression statique dans le plan méridien :	46
	Evolution de la vitesse circonférentielle :	46
	Evolution de la vitesse relative :	47
	L'évolution de la vitesse dans le plan méridien :	47
4.4.2.3	Vérification de la cavitation via CFX :	49
	Solution via CFX :	49
	CFX post-results :	50
4.4.2.4	Étude de la cavitation par la variation de la pression d'aspiration :	50
4.4.2.5	Résultats et discussion :	51
	La pression total et statique :	51
	La vitesse circonférentielle :	52
	la vitesse relative :	53
	Fraction volumique de l'Huile Torada à 25°:	54
	Fraction volumique de la vapeur d'Huile Torada à 25°:	55
	La pression totale :	56
	La pression statique:	57
	Les lignes de vitesse :	58
	Conclusion :	58
	<b>Conclusion General</b> .....	<b>59</b>



# LISTE DES FIGURES:

Figure 1-1 : Organigramme générale du complexe GNL1/Z .....	5
Figure 2-1 : principe de fonctionnement de pompe centrifuge .....	7
Figure 2-2 : Pompe centrifuge à canal latéral .....	8
Figure 2-3 : Pompe centrifuge multicellulaire .....	9
Figure 2-4 : Pompe centrifuge à roue ouverte .....	9
Figure 2-5 : Pompe centrifuge à roue semi-ouverte .....	10
Figure 2-6 : Pompe centrifuge auto-amorçant .....	10
Figure 2-7 : schéma de pompe centrifuge à double aspiration .....	14
Figure 2-8 : roue de pompe a double aspiration cavité .....	16
Figure 3-1 : La roue d'une pompe centrifuge .....	19
Figure 3-2 : Triangle de vitesse à l'entrée de la roue. ....	25
Figure 4-1 : les paramètre de la roue .....	30
Figure 4-2 : nombre des aubes et épaisseur .....	30
Figure 4-3 : Conception via BladGen .....	31
Figure 4-4 : Les Paramètre .....	31
Figure 4-5 : Maillage via TurboGrid .....	32
Figure 4-6 : Type de l'analyse (stationnaire) .....	32
Figure 4-7 : définition de composant ( la vitesse de rotation) .....	33
Figure 4-8 : la définition de les paramètre physique .....	33
Figure 4-9 : l'aube après la configuration .....	33
Figure 4-10 : l'évolution de la pression totale et statique le long de l'aubage (cas $Q_v=1376$ ) .....	34
Figure 4-11 : l'évolution de la pression totale et statique le long de l'aubage (cas $Q_v=1900$ ) .....	34
Figure 4-12 : Contours de la pression totale sous le plan méridien (cas $Q_v=1376$ ) .....	35
Figure 4-13 : Contours de la pression totale sous le plan méridien (cas $Q_v=1900$ ) .....	35
Figure 4-14 : l'évolution de la pression statique (cas $Q_v=1376$ ) .....	36
Figure 4-15 : l'évolution de la pression statique (cas $Q_v=1900$ ) .....	36
Figure 4-16 : l'évolution de la vitesse circumférentielle (cas $Q_v=1376$ ) .....	37
Figure 4-17 : l'évolution de la vitesse circumférentielle (cas $Q_v=1900$ ) .....	37
Figure 4-18 : l'évolution de la vitesse Relative (cas $Q_v=1376$ ) .....	38
Figure 4-19 : l'évolution de la vitesse Relative (cas $Q_v=1900$ ) .....	38
Figure 4-20 : l'évolution de la vitesse (cas $Q_v=1376$ ) .....	39
Figure 4-21 : l'évolution de la vitesse (cas $Q_v=1900$ ) .....	39
Figure 4-22 : l'évolution de la pression totale et statique le long de l'aubage régime transitoire (cas $Q_v=1376$ ) .....	40
Figure 4-23 : contours de la pression totale sous le plan méridien cas $Q_v=1376$ Transitoire .....	41
Figure 4-24 : l'évolution de la pression statique cas $Q_v=1376$ Transitoire .....	42
Figure 4-25 : l'évolution de la vitesse circumférentielle cas $Q_v=1376$ Transitoire .....	42
Figure 4-26 : l'évolution de la vitesse Relative cas $Q_v=1376$ Transitoire .....	43
Figure 4-27 : l'évolution de la vitesse cas $Q_v=1376$ Transitoire .....	44
Figure 4-28 : l'évolution de la pression totale et statique le long de l'aubage régime transitoire (cas $Q_v=1900$ ) .....	44
Figure 4-29 : l'évolution de la pression totale sous le plan méridien cas $Q_v=1900$ Transitoire .....	45
Figure 4-30 : l'évolution de la pression statique cas $Q_v=1900$ Transitoire .....	46
Figure 4-31 : l'évolution de la vitesse circumférentielle cas $Q_v=1900$ Transitoire .....	46
Figure 4-32 : l'évolution de la vitesse Relative cas $Q_v=1376$ Transitoire .....	47



Figure 4-33 : l'évolution de la vitesse cas $Q_v=1900\text{m}^3/\text{s}$ Transitoire .....	47
Figure 4-34 : Modélisation de la cavitation via ANSYS CFX.....	49
Figure 4-35 : l'évolution des paramètres de la pompe (cas $Q_v=1376$ ) .....	50
Figure 4-36 : l'évolution de la pression totale et statique le long de l'aubage (cas $Q_v=1376$ ). .....	51
Figure 4-37 ; l'évolution de la vitesse circumférentielle (cas $Q_v=1376$ ) .....	52
Figure 4-38 : l'évolution de la vitesse relative (cas $Q_v=1376$ ) .....	53
Figure 4-39 : Fraction volumique de l'Huile Torada.....	54
Figure 4-40 : Fraction volumique de la vapeur d'Huile Torada .....	55
Figure 4-41 : contours de la pression total en présence de cavitation .....	56
Figure 4-42 : Contours de la pression statice en présence de cavitation.....	57
Figure 4-43 : Contours des vitesses en présence de cavitation .....	58

## **LISTE DES TABLEAUX:**

Table 1-1 : description du complexe GNL1/Z.....	4
Table 2-1 : Types de pertes.....	12
Table 3-1 : Spécifications techniques de la pompe.....	17
Table 3-2 : paramètre pour calcul de NPSH.....	18
Table 3-3 : Classification des pompes en fonction de la vitesse spécifique .....	18
Table 3-4 : Tableaux Comparative Avec Herzallah.....	28
Table 4-1 : Tableaux De résultat De deux débits et comparer avec le fournisseur.....	40
Table 4-2 : Tableaux De résultat De deux débits Régime Transitoire Best Maillage .....	48
Table 4-3 : Pression d'aspiration en fonction de NPSH.....	51

## **Résumé :**

Dans le but d'étudier la pompe à double aspiration, nous avons réalisé ce travail qui se décompose en deux parties : La première partie est consacrée au calcul des caractéristiques de fonctionnement de la pompe étudiée en effectuant un calcul de vérification. La deuxième partie porte sur une simulation numérique réalisée par le programme (ANSYS-CFX) afin de déterminer les caractéristiques de la pompe étudiée. et les résultats obtenus dans cette partie seront analysés et comparés à ceux obtenus dans le calcul de vérification ainsi qu'à ceux fournis par le fabricant et ceux calculés par Herzallah. Puis nous avons réalisé une étude sur le phénomène de cavitation pour analyser l'apparition de la phase vapeur dans le champ tournant de la pompe.

## **Abstract :**

With the aim of studying the double suction pump, we did this work, which is divided into two parts: The first part is dedicated to calculating the operating characteristics of the studied pump by performing a verification calculation. The second part focuses on a numerical simulation carried out by (ANSYS-CFX) program in order to determine the characteristics of the studied pump. and the results obtained in this part will be analyzed and compared with those obtained in the verification calculation as well as with those provided by the manufacturer and those calculated by Herzallah. Then we predict the cavitation phenomenon in order to analyze the appearance of the vapor phase in the rotating field of the pump.

## **ملخص :**

بهدف دراسة مضخة الشفط المزدوج قمنا بهذا العمل الذي ينقسم إلى جزأين: الجزء الأول مخصص لحساب خصائص تشغيل المضخة المدروسة من خلال إجراء حساب. و الجزء الثاني يركز على محاكاة رقمية نفذها برنامج (ANSYS-CFX) لتحديد خصائص المضخة المدروسة. وسيتم تحليل النتائج التي تم الحصول عليها في هذا الجزء ومقارنتها مع تلك التي تم الحصول عليها في حساب التحقق وكذلك مع تلك المقدمة من قبل الشركة المصنعة وتلك التي قام حرز الله بحسابها. ثم قمنا بدراسة ظاهرة التجويف لتحليل مظهر طور البخار في المجال الدوار للمضخة.

# **INTRODUCTION GENERAL**

### Introduction General :

L'étude d'une pompe centrifuge à double aspiration est une exploration passionnante de l'une des technologies de pompage les plus couramment utilisées dans l'industrie. Les pompes centrifuges à double aspiration sont des dispositifs mécaniques conçus pour transférer des fluides d'un endroit à un autre en utilisant la force centrifuge générée par la rotation d'un rotor.

L'utilisation d'ANSYS pour l'étude des pompes centrifuges permettent aux ingénieurs de modéliser, simuler et analyser le comportement des pompes, tant du point de vue fluide que structurel. Cela aide à améliorer les performances, à optimiser la conception et à garantir la fiabilité de ces dispositifs essentiels dans de nombreux domaines de l'ingénierie.

Le concept de double aspiration se réfère au fait que ces pompes sont équipées de deux orifices d'aspiration, placés symétriquement de part et d'autre de l'impulseur. Cette conception particulière permet d'obtenir un équilibre hydraulique optimal et une réduction des forces axiales, ce qui augmente la stabilité et la fiabilité de la pompe.

L'étude approfondie implique la compréhension de ses composants essentiels, tels que l'impulseur, le corps de pompe, les roulements, les joints d'étanchéité et les systèmes de commande. Il est également important d'analyser les performances hydrauliques de la pompe, y compris le débit, la pression, l'efficacité et la hauteur manométrique totale.

De plus, l'étude de ces pompes comprend souvent des aspects tels que la modélisation et la simulation numérique des écoulements à l'intérieur de la pompe, l'optimisation des paramètres de fonctionnement, l'analyse de la cavitation et des vibrations, ainsi que l'entretien préventif et la résolution des problèmes courants.

L'étude d'une pompe centrifuge à double aspiration constitue une opportunité pour explorer les principes fondamentaux de la mécanique des fluides, de la dynamique des fluides et de la conception des systèmes de pompage. Elle offre une meilleure compréhension du fonctionnement de ces dispositifs essentiels et permet de développer des compétences pratiques dans le domaine de l'ingénierie des fluides. Ainsi, comment peut-on optimiser les caractéristiques de conception d'une pompe à double aspiration afin de minimiser le phénomène de cavitation et d'améliorer ses performances hydrauliques ?

Pour répondre à cette question, nous avons commencé par effectuer un calcul de vérification permettant d'établir le point de fonctionnement de la pompe étudiée. Ensuite, nous avons entrepris une étude numérique en utilisant le logiciel Ansys-CFX afin de comparer les résultats obtenus précédemment avec ceux de Y. HARZELLAH et les données du constructeur. Enfin, une simulation numérique dédiée à la prédiction du phénomène de cavitation au sein de cette pompe a été réalisée à l'aide du logiciel Ansys-CFX.

Ce mémoire est divisé en quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la présentation du lieu de stage, à savoir "Le COMPLEXE GNL1/Z".

Le deuxième chapitre offre un aperçu des différentes pompes centrifuges, de leur fonctionnement, ainsi que de leurs classifications et caractéristiques. En mettant l'accent sur la présentation de la pompe centrifuge à double aspiration.

## **INTRODUCTION GENERAL**

---

Au chapitre trois, on aborde le calcul de vérification et le dimensionnement de la pompe étudiée.

Par la suite, le chapitre quatre traite de l'étude du phénomène de cavitation.

Enfin, une conclusion générale clôture ce mémoire.

# **CHAPITRE 1 : COMPLEXE GNL1/Z**

### **1.1 Introduction :**

Le gaz naturel est un mélange d'hydrocarbures saturés gazeux de même origine que le pétrole.

D'un point de vue énergétique, 1 000 m<sup>3</sup> de gaz naturel sont équivalents à une tonne de pétrole. La composition du gaz naturel est très variable selon les régions où il s'est formé. Par exemple, le gaz naturel extrait du gisement de Lacq contient du sulfure d'hydrogène, composé gazeux qu'il faut éliminer.

L'exploitation du gaz naturel commence généralement par une extraction en phase liquide du butane, du propane et des essences naturelles. Le gaz résiduel, appelé gaz sec, est constitué principalement de méthane (70 à 95 p. 100 en volume) et d'éthane. Le gaz sec est principalement utilisé pour le chauffage ou comme carburant, mais il sert également de base pour la fabrication de matières plastiques ou de produits pharmaceutiques. Le gaz naturel est une source de combustibles actuellement en constant développement.

Le commerce international de gaz naturel est sous-développement plein. Ces dernières années, l'Algérie joue là un rôle actif comme son économie est basée à l'origine sur l'exportation des hydrocarbures de que le GNL présente la plus grande partie.

En fait l'Algérie a eu des réserves importantes de 3000 milliards mètres cubiques (quatrièmement place mondiale après l'ex l'URSS, IRAN et les USA) et développée pour quinze années un programme important afin d'exporter 60 milliards mètres cubiques de gaz par année dans les années quatre-vingt-dix.

La réserve de gaz de la zone de Hassi R' mel est considérable. Une partie de ce gaz qui est extrait c.-à-d. 70% est transporté à la région industrielle d'Arzew, a localisé à l'ouverture de la côte méditerranéenne.

Deux complexes GL1/Z et GL2/Z forment la plus grande totalité de liquéfaction, connu sur la côte méditerranéenne. L'usine a conçu pour autoriser à assurer le transport dans la forme liquide de gaz naturel.

L'objectif de liquéfaction de gaz naturel est réduit son volume de 600 fois pour faciliter le transport.

### **1.2 Présentation du complexe GNL1/Z :**

#### **1.2.1 Carte technique du complexe GL1/Z :**

Le complexe GL1/Z fait partie des six complexes de liquéfaction qui appartient à l'activité (EN AVAL) de l'entreprise SONATRACH national et a pour mission de traiter le gaz naturel transporté par gazoduc en provenance de Hassi R'mel en gaz naturel liquéfié GNL avec possibilité d'extraction du propane, du butane et de la gazoline, ce gaz est ensuite transporté dans les méthaniers (bateau transportant du méthane) à destination de l'étranger.



## CHAPITRE 1 : COMPLEXE GNL1/Z

A la sortie des puits, le gaz naturel est un mélange d'hydrocarbures légers dont la teneur en méthane prépondérante ( $\geq 80\%$ ). Il contient également en proportion décroissante des traces d'hydrocarbures lourds, en plus d'éléments non combustibles tels que le CO<sub>2</sub> (gaz carbonique) et le He (hélium)

Le complexe GL1/Z se compose de 6 trains de liquéfaction identique chacun à une capacité de production de 9000 m<sup>3</sup> de GNL par jour.

Table 1-1 : description du complexe GNL1/Z

<b>Situation géographique</b>	Situé sur la côte, à 40km la ville d'Oran, dans la daïra de Béthioua.
<b>Surface</b>	<b>Étendues</b> sur une surface de 72 hectares de que 56 hectares ont occupé par les installations
<b>Constructeur</b>	Inc Bechtel (USA) dans le cadre d'un contrat clé dans la main
<b>Objectif</b>	Traitement du GN qui signifie la séparation et la transformation dans NGL.
<b>Source De provision</b>	Les champs de gaz de Hassi R'mel.
<b>Produit</b>	Le gaz naturel Liquéfié. Gasoline.
<b>Capacité de production</b>	17.5 millions m <sup>3</sup> / année de NGL & 123.000 tonnes / année de Gasoline.
<b>Nombre de trains</b>	Six (06) trains qui traitent 9000m <sup>3</sup> de GN / Jour en moyenne.
<b>Production D'électricité</b>	3*18 MW (associé dans le réseau Sonelgaz).
<b>Pris d'eau de mer</b>	6*33.000m <sup>3</sup> /h
<b>La production d'eau a distillé</b>	6*45 m <sup>3</sup> /h
<b>Production de vapeur</b>	21 chaudières de 136 T/h, et 04 autre de 400T/h dans le processus q produit de la vapeur haute pression nécessaire à l'entraînement des turbines et des compresseurs.
<b>Capacité de stockage</b>	3 réservoirs de 100.000m <sup>3</sup> & deux (02) ferrys de gasoline de 45.000 chacun.
<b>Clients</b>	Gaz de France (France). Distrigaz (Belgique & USA). Sonatrading (USA). Panhandal (USA). ENI (Italie).

### 1.2.2 Organigramme générale du complexe :

Le GL1Z complexe est dirigé d'après un tableau de l'organisation très déterminé afin de maîtriser les tâches, il est composé d'une direction générale, deux directions des pièces et les départements de contrôle, comme le montre l'organigramme suivant :

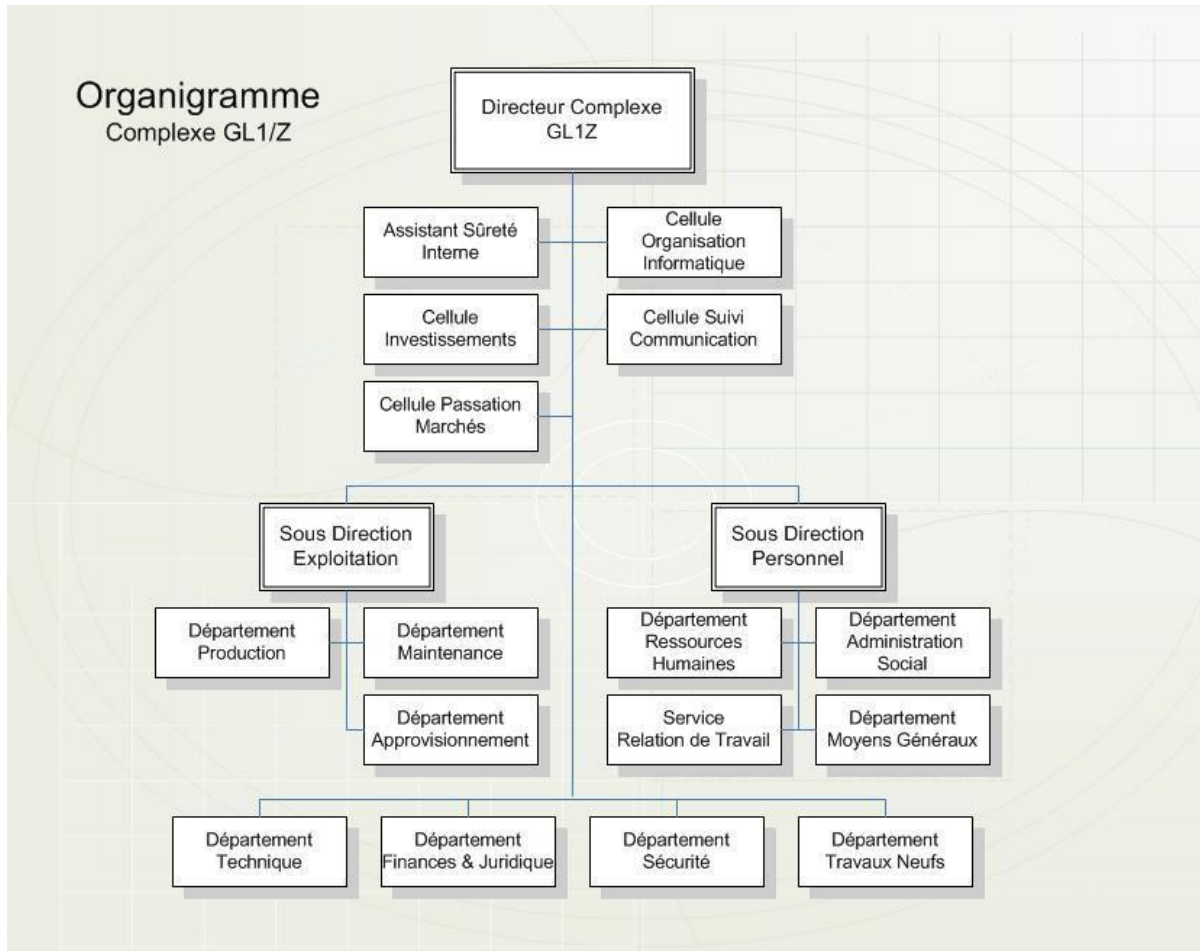


Figure 1-1 : Organigramme générale du complexe GNL1/Z

# **CHAPITRE 2 : GENERALITES SUR LES POMPES**

### 2.1 Introduction :

Toute machine qui transfère de l'énergie mécanique à un liquide peut être classée comme une pompe. Cette énergie se manifeste principalement sous deux formes : cinétique, qui affecte le débit, et potentielle, qui influence la pression.

En fin de compte, une pompe est essentiellement un ascenseur d'énergie : le liquide qui entre par son entrée d'aspiration ou d'alimentation avec un certain niveau d'énergie en ressort avec un niveau plus élevé. Sans entrer dans les détails, on peut regrouper ces pompes en trois grandes catégories en fonction de la manière dont elles transfèrent leur énergie : les pompes volumétriques, les pompes centrifuges et les pompes axiales. De nombreuses pompes dites roto-dynamiques combinent les effets centrifuges et axiaux, comme les pompes hélico-centrifuges ou simplement mixtes.

Chaque catégorie se subdivise encore en plusieurs types de pompes en fonction de leur conception ou de la combinaison de leurs principes de fonctionnement, en lien avec leurs applications spécifiques ou leurs limitations.

### 2.2 Principes de base des pompes :

Les pompes sont des dispositifs qui permettent le transfert d'énergie entre un fluide et un mécanisme approprié. Selon les conditions d'utilisation, ces machines transmettent principalement de l'énergie potentielle au fluide en augmentant la pression en aval, ou principalement de l'énergie cinétique en mettant le fluide en mouvement.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend de nombreux facteurs liés à l'étude des écoulements :

- Les propriétés du fluide telles que la masse volumique, la viscosité, la compressibilité, etc.
- Les caractéristiques de l'installation telles que la longueur, le diamètre, la rugosité, les singularités.
- Les caractéristiques de l'écoulement telles que la vitesse, le débit, la hauteur de soulèvement, la pression.

Le principe de base de toute pompe est de déplacer un liquide d'un réservoir vers un autre, avec l'un des réservoirs étant situé à un niveau inférieur en amont de la pompe, à une faible pression d'aspiration, tandis que l'autre réservoir est situé en aval à une pression de refoulement nettement supérieure. En général, le principe consiste à fournir au liquide la pression nécessaire pour le déplacer d'un point à un autre. Les pompes sont des dispositifs qui génèrent une différence de pression entre les conduites d'entrée et de sortie. Selon les

conditions d'utilisation, ces machines transfèrent de l'énergie potentielle (en augmentant la pression en aval) ou de l'énergie cinétique en mettant le fluide en mouvement.

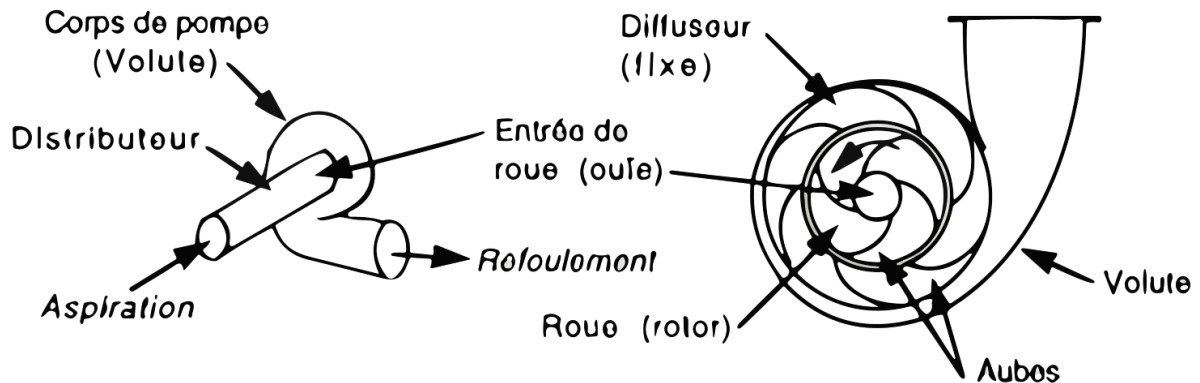


Figure 2-1 : principe de fonctionnement de pompe centrifuge

### 2.2.1 Structure de base :

Une pompe centrifuge est composée de plusieurs parties essentielles. Le boîtier de la pompe, également appelé volute, est une structure en forme de spirale qui recueille le fluide à pomper. Le rotor, également appelé impeller, est une roue à aubes fixée à un arbre qui tourne à grande vitesse pour créer la force centrifuge. Il y a aussi une entrée où le fluide pénètre dans la pompe, et une sortie où le fluide est expulsé.

### 2.2.2 L'aspiration :

Lorsque la pompe centrifuge est en marche, le rotor tourne et crée une force centrifuge. Au démarrage, le fluide est aspiré dans l'entrée de la pompe grâce à une différence de pression entre l'entrée et la sortie. Le fluide pénètre dans le boîtier de la pompe et se dirige vers le rotor.

### 2.2.3 Accélération et pression :

Le rotor de la pompe centrifuge est doté d'aubes incurvées qui accélèrent le fluide lorsqu'elles tournent. L'accélération du fluide génère une force centrifuge qui pousse le fluide vers l'extérieur, contre les parois du boîtier de la pompe. Cette action crée une augmentation de la pression du fluide.

### 2.2.4 Éjection du fluide :

Une fois que le fluide a été accéléré et que sa pression a augmenté, il est éjecté par l'ouverture de sortie de la pompe centrifuge. Le fluide est ensuite dirigé vers le système de tuyauterie où il peut être utilisé pour diverses applications, telles que le transfert de liquides d'un réservoir à un autre ou le déplacement de l'eau dans un système de plomberie.

### 2.2.5 Fonctionnement continu :

Les pompes centrifuges sont généralement conçues pour fonctionner en continu, ce qui signifie qu'elles maintiennent un flux constant de fluide. La rotation continue du rotor assure un débit constant, permettant ainsi de maintenir la pression nécessaire dans le système.

Il convient de noter que les pompes centrifuges peuvent varier en taille et en complexité en fonction de leur application spécifique. Elles sont largement utilisées dans de nombreux domaines tels que l'industrie, l'agriculture, le génie civil et les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation.

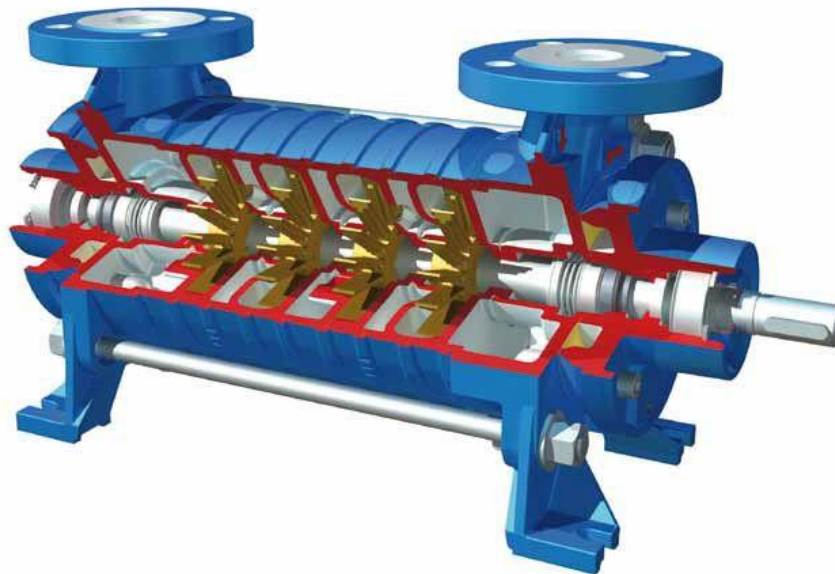
### 2.3 Les différents types des pompes centrifuge :

Il existe plusieurs types de pompes centrifuges, chacun ayant des caractéristiques et des applications spécifiques. Voici certains des types de pompes centrifuges les plus couramment utilisés :

C'est le type le plus courant de pompe centrifuge. Elle est dotée d'un boîtier en forme de spirale appelé volute, qui guide le fluide du rotor vers la sortie. Les pompes centrifuges à volute sont généralement utilisées pour les applications de pompage à débit élevé et à faible pression.

#### 2.3.1 Pompe centrifuge à canal latéral :

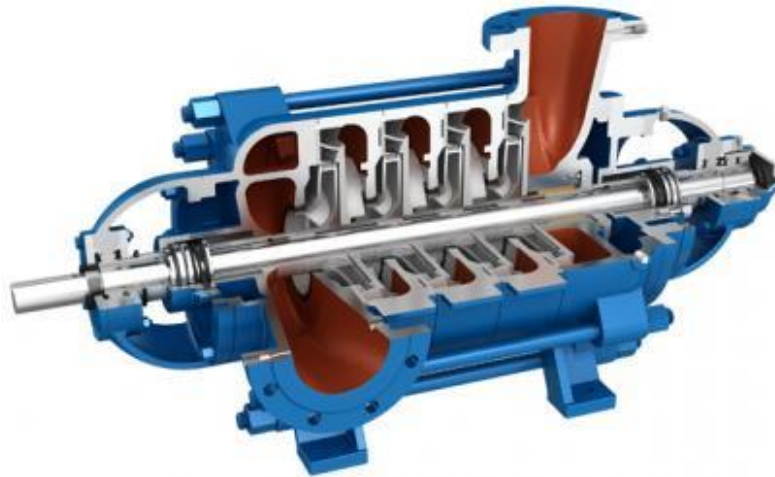
Ce type de pompe centrifuge est utilisé pour les applications nécessitant un vide élevé, comme dans les systèmes de vide industriels. Elle utilise des canaux latéraux pour comprimer et éjecter le fluide.



*Figure 2-2 : Pompe centrifuge à canal latéral*

#### 2.3.2 Pompe centrifuge multicellulaire :

Les pompes centrifuges multicellulaires sont composées de plusieurs étages, avec des roues à aubes multiples montées sur un seul arbre. Chaque étage ajoute de l'énergie au fluide, permettant de générer des pressions plus élevées. Elles sont utilisées pour les applications nécessitant des pressions élevées, telles que l'approvisionnement en eau dans les bâtiments de grande hauteur.



*Figure 2-3 : Pompe centrifuge multicellulaire*

### **2.3.3 Pompe centrifuge à roue ouverte :**

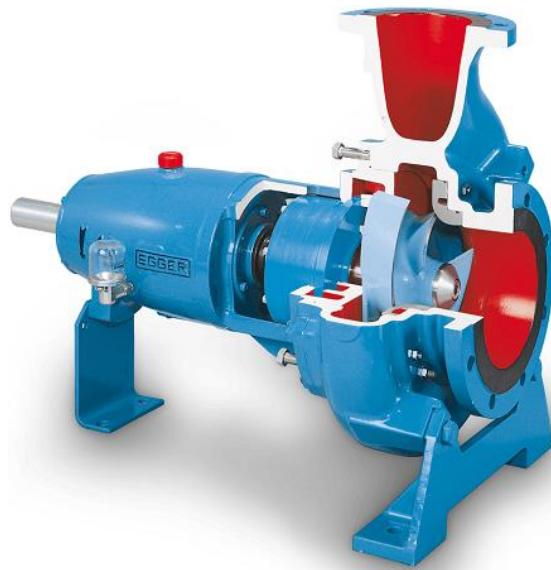
Ce type de pompe centrifuge est conçu avec un rotor à aubes ouvertes qui permet le passage de particules solides dans le fluide sans obstruction. Elles sont couramment utilisées dans les applications de traitement des eaux usées et dans l'industrie minière.



*Figure 2-4 : Pompe centrifuge à roue ouverte*

### **2.3.4 Pompe centrifuge à roue semi-ouverte :**

Ces pompes centrifuges sont similaires aux pompes à roue ouverte, mais elles ont des aubes partiellement fermées. Elles sont utilisées pour le pompage de liquides contenant des particules solides de plus grande taille.

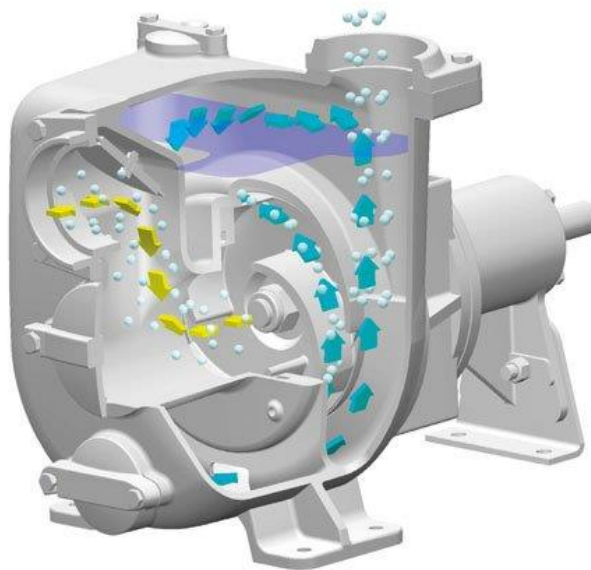


*Figure 2-5 : Pompe centrifuge à roue semi-ouverte*

### **2.3.5 Pompe centrifuge auto-amorçant :**

Contrairement aux autres types de pompes centrifuges, les pompes auto-amorçantes sont capables de s'amorcer automatiquement, c'est-à-dire de créer un vide pour aspirer le fluide sans qu'il soit nécessaire de le remplir manuellement. Elles sont souvent utilisées dans les applications de pompage où l'amorçage conventionnel est difficile ou impossible.

Ces exemples représentent seulement quelques-uns des nombreux types de pompes centrifuges disponibles sur le marché. Il est important de sélectionner le type de pompe centrifuge adapté en fonction des caractéristiques du fluide à pomper, des débits et des pressions requises, ainsi que des conditions spécifiques de l'application.



*Figure 2-6 : Pompe centrifuge auto-amorçant*



### 2.4 Théorie fondamentale de la pompe centrifuge :

Les principaux paramètres qui caractérisent une pompe sont :

- La hauteur manométrique  $H_m$
- Le débit volumique  $Q_v$
- Le rendement  $\eta$

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique  $H$  et le rendement  $\eta$  sont tracés en fonction du débit.

#### 2.4.1 Débit volumique $Q_v$ :

Le débit volumique « $Q_v$ » caractérise la quantité de liquide qui passe à travers une section donnée (section de refoulement) « $S$ » par unité de temps « $t$ ». Cette quantité de liquide est aussi caractérisée par la vitesse de passage à travers cette section.

$$Q_v = V.S$$

#### 2.4.2 Hauteur manométrique $H_m$ :

On appelle hauteur manométrique  $H$  d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. Si  $HTA$  est la charge totale du liquide à l'aspiration et  $HTR$  la charge totale du fluide à l'orifice du refoulement, la Hauteur manométrique de la pompe est :

$$H_m = HTA - HTR$$

La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique  $H = f(Q_v)$ . Cette différence de pression entre la pression amont et la pression en aval en fonction du débit constitue la caractéristique de la pompe. La hauteur manométrique est généralement exprimée en hauteur de colonne d'eau (mètre de colonne d'eau : mCE).

Pour déterminer la hauteur manométrique il faudra bien faire attention de considérer les pressions totale  $P_A$  (avant la pompe) et  $P_R$  (après la pompe).

$H_m$  est calculé à partir de la formule suivante :

$$H_m = \frac{P_A - P_R}{\rho g}$$

#### 2.4.3 Puissance $P$ :

La puissance utile est la puissance absorbée : la puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe est la puissance absorbée  $P_a$  de cette pompe. La puissance transmise au fluide est appelée puissance hydraulique utile  $P_u$ . Le rapport de la puissance utile  $P_u$  et la puissance absorbée  $P_a$  est le rendement global de la pompe  $\eta_g$ .

**2.4.4 Types de pertes :***Table 2-1 : Types de pertes*

Type	Lieu de perte
<b>Mécanique</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>- Pert dans paliers radiaux.</li><li>- Perte dans paliers axiaux.</li><li>- Pertes d'accouplement.</li><li>- Pertes dans la garniture mécanique.</li><li>Pertes par frottement des surfaces immergées en rotation :<ul style="list-style-type: none"><li>- Pertes par frottement de disque.</li><li>- Pertes par frottement sur un cylindre.</li></ul></li></ul>
<b>Par fuites</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>-Fuite d'une garniture d'ouïe mono étage.</li><li>- Fuite sur barrage arrière d'une roue équilibrée.</li><li>- Fuite au piston d'équilibrage.</li><li>- Fuite à l'extrémité des aubes.</li><li>- Fuite externes.</li></ul>
<b>hydraulique</b>	Les pertes hydrauliques sont constituées par : <ul style="list-style-type: none"><li>- Les pertes dans le conduit d'amenée.</li><li>- Les pertes dans les roues.</li><li>- Les pertes dans les diffuseurs lisses.</li><li>- Les Pertes dans les canaux de retour.</li><li>- Les pertes dans la volute.</li></ul>

**2.4.5 Rendement  $\eta$  :**

Le rendement  $\eta$  d'une pompe est le rapport de la puissance totale utile P (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance  $P_a$  absorbée par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur). Si  $Q_v$  est le débit volumique du liquide,  $\rho$  sa masse volumique, et H la hauteur manométrique de la pompe, la puissance P et le rendement  $\eta$  sont donnée par :

$$P_a = Q_v \cdot \rho g H$$

et

$$\eta = \frac{Q_v \cdot \rho g H}{P_a}$$

Le rendement de la pompe varie et passe par un maximum pour le débit maximal autour duquel la pompe doit être utilisée.

**2.5 NPSH :**

Le NPSH (Net Positive Suction Head) est un terme utilisé en génie mécanique pour décrire la quantité de pression disponible à l'aspiration d'une pompe afin d'éviter la cavitation. La cavitation se produit lorsque la pression à l'aspiration de la pompe devient trop faible,

provoquant l'ébullition du liquide et la formation de bulles de vapeur. Cela peut entraîner une perte d'efficacité de la pompe, des dommages aux composants de la pompe et des vibrations excessives.

Le NPSH est mesuré en termes de hauteur de liquide, généralement exprimée en mètres (m) ou en pieds (ft). Il est calculé en tenant compte de plusieurs facteurs, tels que la pression atmosphérique, la hauteur statique du liquide d'aspiration, les pertes de charge dues à la friction dans les conduites et les accessoires, ainsi que d'autres pertes de charge spécifiques à la configuration du système.

Le NPSH requis (NPSHr) est la valeur minimale de NPSH nécessaire pour éviter la cavitation dans une pompe spécifique. Il est fourni par le fabricant de la pompe et doit être comparé au NPSH disponible (NPSHa) dans le système où la pompe sera installée. Si le NPSHa est inférieur au NPSHr, il y a un risque de cavitation, ce qui peut entraîner des problèmes de performance et de fiabilité de la pompe.

L'équation pour calculer le NPSH disponible est la suivante :

$$\text{NPSH} = H_a - H_{vp} - H_f - H_v$$

**$H_a$**  : est la hauteur manométrique absolue à l'aspiration de la pompe, exprimée en mètres (m) ou en pieds (ft). Elle représente la différence de hauteur entre le niveau du liquide d'aspiration et le point de référence de pression.

**$H_{vp}$**  : est la perte de charge due à la vapeur dans la conduite d'aspiration, exprimée en mètres (m) ou en pieds (ft). Si la pression à l'aspiration est trop basse, le liquide peut s'évaporer partiellement, créant de la vapeur et augmentant la perte de charge.

**$H_f$**  : est la perte de charge due à la friction dans les conduites et les accessoires d'aspiration, exprimée en mètres (m) ou en pieds (ft). Elle dépend des caractéristiques du système de tuyauterie.

**$H_v$**  : est la perte de charge due à d'autres facteurs spécifiques au système, tels que les coudes, les vannes ou les filtres, exprimée en mètres (m) ou en pieds (ft).

Le NPSH doit être supérieur ou égal au NPSH requis (NPSHr) spécifié par le fabricant de la pompe pour éviter la cavitation. Si le NPSHa est inférieur au NPSHr, il y a un risque de cavitation

## 2.6 LES POMPES CENTRIFUGE A DOUBLE ASPIRATION :

### 2.6.1 Définition :

Une pompe à double aspiration est un type de pompe centrifuge utilisée pour le transfert de fluides. Contrairement aux pompes à simple aspiration, qui n'ont qu'une seule ouverture d'aspiration, les pompes à double aspiration ont deux ouvertures d'aspiration diamétralement opposées. Cela permet à la pompe de tirer le fluide des deux côtés, ce qui offre plusieurs avantages.

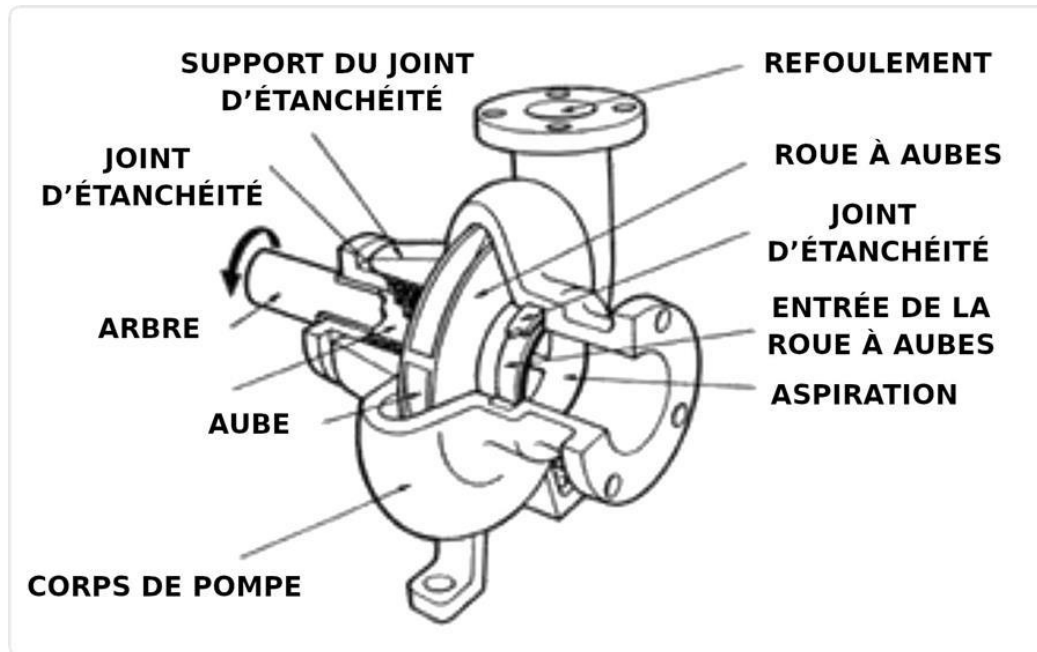


Figure 2-7 : schéma de pompe centrifuge à double aspiration

### 2.6.2 Les avantages de la pompe à double :

L'un des principaux avantages de la pompe à double aspiration est sa capacité à réduire les forces axiales. Les forces axiales se produisent dans les pompes centrifuges lorsqu'il y a un déséquilibre de pression de part et d'autre de l'impulseur, ce qui peut entraîner des vibrations et des dommages à la pompe. En utilisant deux ouvertures d'aspiration, la pompe à double aspiration équilibre les forces axiales et réduit ainsi le risque de vibrations excessives.

Un autre avantage de la pompe à double aspiration est son efficacité élevée. En tirant le fluide des deux côtés, la pompe répartit la charge hydraulique sur les deux côtés de l'impulseur, ce qui réduit les contraintes sur les pales de l'impulseur et améliore l'efficacité globale de la pompe.

### 2.6.3 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge à double aspiration :

Le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge à double aspiration repose sur le transfert de l'énergie cinétique du fluide en mouvement vers l'énergie de pression, permettant ainsi de déplacer le fluide d'une zone de basse pression vers une zone de haute pression.

Voici les étapes clés du fonctionnement d'une pompe centrifuge à double aspiration :

#### 2.6.3.1 Aspiration :

La pompe centrifuge à double aspiration possède deux ouvertures d'aspiration diamétralement opposées. Le fluide est aspiré des deux côtés de la pompe par ces ouvertures. Cette conception permet une répartition plus équilibrée des forces axiales et réduit les vibrations potentielles.

### **2.6.3.2 Chambre d'aspiration :**

Une fois que le fluide est aspiré dans la pompe, il pénètre dans une chambre d'aspiration où la vitesse du fluide augmente. Cette accélération est provoquée par la forme de l'impulseur, qui est une roue tournante dotée de pales.

### **2.6.3.3 Impulsion :**

Lorsque le fluide atteint la périphérie de l'impulseur, sa vitesse est maximale. L'impulseur transfère ensuite l'énergie cinétique du fluide en énergie de pression. Les pales de l'impulseur sont conçues de manière à diriger le fluide vers la sortie de la pompe.

### **2.6.3.4 Diffusion :**

Après avoir quitté l'impulseur, le fluide entre dans le boîtier de la pompe, où il subit une diffusion. La diffusion réduit la vitesse du fluide et augmente sa pression. Le boîtier de la pompe est conçu pour guider le fluide de manière à optimiser cette transformation.

### **2.6.3.5 Éjection :**

Le fluide, maintenant à une pression plus élevée, est éjecté par la sortie de la pompe vers le système ou le réseau de distribution. La pression élevée permet au fluide de surmonter les résistances et de circuler dans le système.

## **2.6.4 L'utilisation de pompes centrifuges à double aspiration :**

L'utilisation de pompes centrifuges à double aspiration présente plusieurs avantages dans diverses applications. Voici quelques cas où ces pompes peuvent être utilisées avec succès :

### **2.6.4.1 Systèmes de refroidissement :**

Les pompes centrifuges à double aspiration sont couramment utilisées dans les systèmes de refroidissement industriels, tels que les centrales électriques, les installations de traitement thermique et les usines de fabrication. Grâce à leur capacité à gérer de grands débits, ces pompes sont efficaces pour transporter des fluides de refroidissement, assurant ainsi un refroidissement adéquat des équipements.

### **2.6.4.2 Approvisionnement en eau :**

Les pompes à double aspiration sont largement utilisées dans les systèmes d'approvisionnement en eau municipaux et industriels. Elles permettent de pomper efficacement de grandes quantités d'eau pour la distribution à grande échelle, l'irrigation agricole et d'autres applications similaires.

### **2.6.4.3 Systèmes HVAC :**

Dans les systèmes de chauffage, ventilation et climatisation (HVAC), les pompes centrifuges à double aspiration sont utilisées pour la circulation d'eau chaude ou froide. Elles offrent une meilleure régulation du débit et une plus grande flexibilité pour s'adapter aux variations de la demande de chaleur ou de froid.

### **2.6.4.4 Stations de pompage :**

Les stations de pompage, qu'il s'agisse d'eau potable, d'eaux usées ou d'autres liquides, bénéficient de l'utilisation de pompes centrifuges à double aspiration. Ces pompes offrent une

meilleure fiabilité et une capacité accrue à gérer les variations de débit, assurant ainsi un pompage efficace et une distribution uniforme.

### 2.6.4.5 Industrie pétrolière et gazière :

Dans l'industrie pétrolière et gazière, les pompes centrifuges à double aspiration sont utilisées pour le transfert de fluides, le transport de pétrole brut, le traitement des eaux usées et d'autres applications liées à l'exploration et à la production d'hydrocarbures.

### 2.6.5 La cavitation dans les pompes à double aspiration :

La cavitation dans les pompes à double aspiration est un phénomène qui peut se produire lorsque la pression locale dans la pompe devient inférieure à la pression de vapeur du liquide pompé. Cela entraîne la formation de bulles de vapeur dans le liquide, qui implosent ensuite lorsqu'elles sont soumises à une pression plus élevée, ce qui peut endommager la pompe et réduire son efficacité.

Dans le cas des pompes à double aspiration, le liquide est aspiré par deux ouvertures opposées de la pompe, ce qui permet une meilleure répartition des forces axiales et réduit les vibrations. Cependant, cela ne garantit pas que la cavitation ne se produira pas.

La cavitation peut survenir dans les pompes à double aspiration si les conditions appropriées sont réunies, telles qu'une pression d'aspiration insuffisante, une hauteur de refoulement excessive, une température élevée du liquide pompé ou une conception inadéquate de la pompe. Lorsque la cavitation se produit, les bulles de vapeur peuvent entraîner des dommages aux surfaces internes de la pompe, notamment les aubes, les paliers et les joints d'étanchéité.

Pour prévenir la cavitation dans les pompes à double aspiration, il est important de maintenir des conditions de fonctionnement appropriées. Cela peut impliquer de s'assurer que la pression d'aspiration est suffisante pour éviter la formation de bulles de vapeur, de contrôler la hauteur de refoulement pour éviter une chute excessive de pression ou de refroidir le liquide pompé si sa température est élevée. Une conception adéquate de la pompe, notamment en ce qui concerne les profils d'aubes et les zones de passage, peut également contribuer à réduire le risque de cavitation.

En résumé, bien que les pompes à double aspiration offrent certains avantages en termes de réduction des forces axiales et des vibrations, elles ne sont pas à l'abri du phénomène de cavitation. Il est essentiel de prendre des mesures pour éviter la cavitation et préserver le bon fonctionnement de la pompe.



*Figure 2-8 : roue de pompe a double aspiration cavité*

# **CHAPITRE 3 : PARTIE CALCUL**

**3.1 Caractéristiques techniques de la pompe :***Table 3-1 : Spécifications techniques de la pompe*

Constructeur	Marushichi
Type	Centrifuge
Modèle	DVH450X400
Liquide	Huile chaude TORADA TC.32
Hauteur totale	67, 2 m
Débit	Débit 1376-1900 m <sup>3</sup> /hr
Vitesse de rotation	1480 tr/min
Puissance	329Kw
Température nor/max	124 °C/180 °C
Viscosité d'huile	2,7 CP
NPSH disponible/requis	22 m /6 m
Pression aspiration nor/max	1,6-3,9Kg/cm <sup>2</sup>
Pression de refoulement	8 Kg force/ cm <sup>2</sup>

**3.2 Calcul de Vérification NPSH disponible :**

Le calcul de NPSH disponible a pour but de vérifier, en comparant avec NPSH requis on vérifie, si notre pompe est en état de cavitation :

$$NPSH = H_{asp} + \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} - \Sigma H$$

$P_a$  : La pression d'aspiration

$P_v$  : la tension de vapeur de fluide (eau)

$H_{asp}$  : Hauteur d'aspiration

$\Sigma H$  : est la somme de toutes les pertes de charge de l'installation.



*Table 3-2 : paramètre pour calcul de NPSH*

P <sub>aspiration</sub> [Pa]	P <sub>vaporisation</sub> [Pa]	H <sub>aspiration</sub> [m]	ρ [Kg/m <sup>3</sup> ]	g [m/s]	ΣH [m]
160000 pa	3167 pa	1.5 m	763	9.81	0

$$NPSH_{\text{disponible}} = 1.5 + \frac{160000 - 3167}{763 * 9.81} - 0$$

$$NPSH_{\text{disponible}} = 22.45$$

### 3.3 Calcul Hydraulique :

#### 3.3.1 Détermination des Paramètres Principaux :

##### 3.3.1.1 Vitesse spécifique :

La vitesse spécifique est un paramètre qui représente une autre caractéristique importante des pompes centrifuges et des turbopompes. Elle correspond à la vitesse de rotation de l'impulseur d'une pompe étalon similaire, qui crée un régime de fonctionnement similaire (avec une hauteur de refoulement de 1 m, une densité de 103 kg/m<sup>3</sup> et un débit de 75 x 10<sup>-3</sup> m<sup>3</sup>/s). La vitesse spécifique permet de caractériser la forme et le type du rotor. En fonction de la valeur de la vitesse spécifique, les pompes peuvent être classées comme indiqué dans le tableau.

*Table 3-3 : Classification des pompes en fonction de la vitesse spécifique*

n <sub>s</sub>	Type de pompe
n <sub>s</sub> < 80 tr/min	Pompe centrifuge a vitesse faible
80 jusqu'à 150 tr/min	Pompe centrifuge a vitesse moyenne
150 jusqu'à 300 tr/min	Pompe centrifuge a vitesse rapide
300 jusqu'à 600 tr/min	Pompe hélico-centrifuge
600 jusqu'à 1200 tr/min	Pompe axial

On a :

$$n_s = 3.65.n.\frac{Q^{1/2}}{H/i^{3/4}}$$

$n$  : vitesse de rotation.

$Q$  : débit volumétrique de la pompe.

$H$  : hauteur manométrique.

$i$  : nombre d'étages. (Pour  $i=1$ )

Alors :

$$n_s = 3.65.1480.\frac{(1376/3600)^{1/2}}{(67.2)^{3/4}} = 142.29 \text{ tr/min}$$

Le résultat obtenu nous montre que la pompe étudiée fait partie des pompes centrifuges à vitesse moyenne.

### 3.3.1.2 Diamètre de l'arrêté d'entrée ramené $D_{r1}$ :

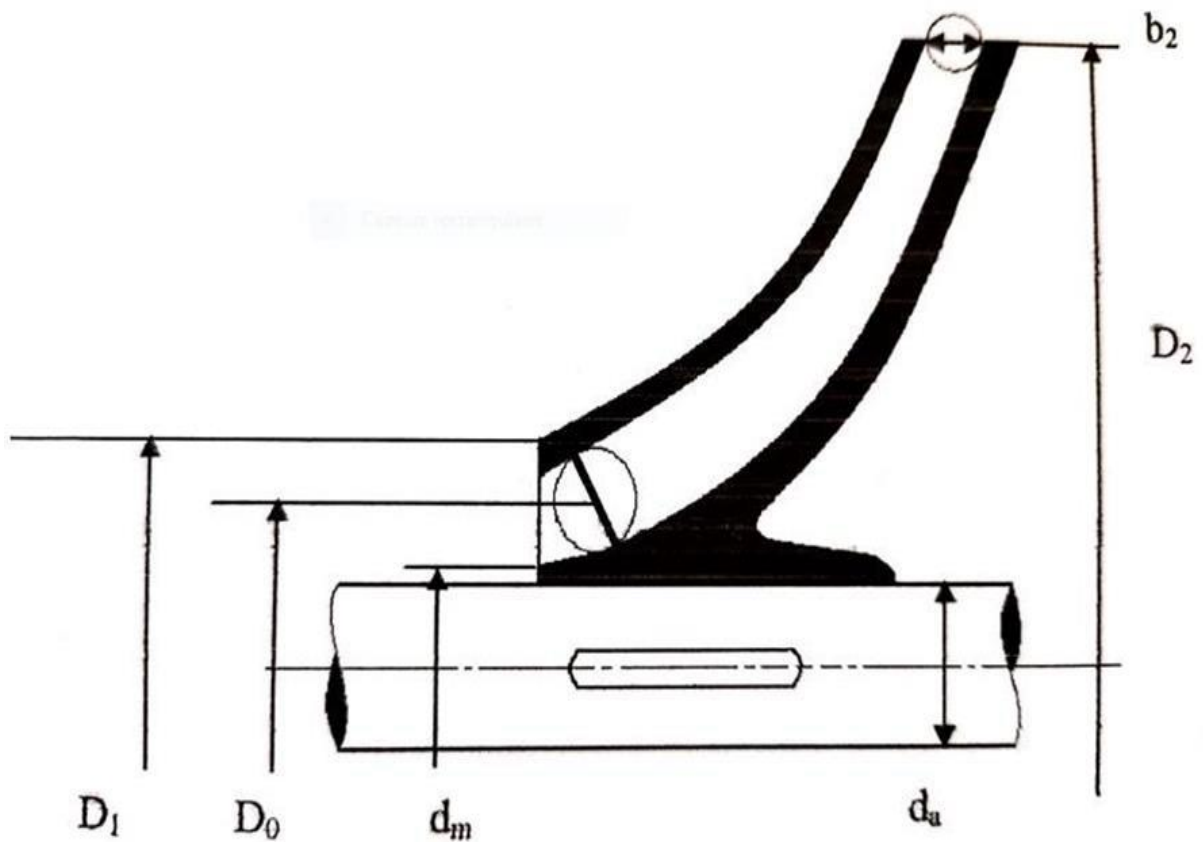


Figure 3-1 : La roue d'une pompe centrifuge

On a :

$$D_{r1}^2 = D_0^2 - d_m^2$$

$D_{r1}$  : Diamètre de l'arrêté d'entré ramené.

$D_0$  : Diamètre de l'arrêté d'entré.

$d_m$  : Diamètre du moyen de la roue.

$$D_{r1} = K_0 \cdot (Q/n)^{1/3}$$

$K_0$  : coefficient de calcul en [m], varie entre 3.6 et 5 selon la construction et la destination de la pompe pour développer la condition d'aspiration on prend  $K_0=4,4$ .

$n$  : vitesse de rotation en [tr/min].

$Q$  : Débit réel de la pompe en [m<sup>3</sup>/s].

D'où :

$$D_{r1} = 4.4 \cdot \left( \frac{(1900/3600)}{1480} \right)^{1/3} = 312.02 \text{mm}$$

### 3.3.1.3 Rendement hydraulique :

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{[\log(D_{r1}) - 0.172]^2}$$

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{[\log(312.02) - 0.172]^2} = 92.22\%$$

On note qu'il y'a des pertes de charge théorique (hauteur) de la pompe qui représentent 7.78% de la hauteur et qui sont causées par les frottements du fluide lors que son passage dans la pompe.

### 3.3.1.4 Rendement volumétrique :

On a :

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68(n_s)^{-\frac{2}{3}}}$$

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68(142.29)^{-\frac{2}{3}}} = 97.57\%$$

On constate qu'il y'a des pertes de débit dans la pompe qui représentent 2,43%.

### 3.3.1.5 Rendement mécanique :

Il caractérise les pertes de puissance dues aux frottements mécaniques dans les garnitures mécaniques, les paliers, la butée et les surfaces externes du rotor.

On a :

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}$$

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{820}{142.29^2}} = 96,11\%$$

Les pertes de puissance mécanique sont dissipées dans les paliers et la butée sous forme de frottements ces pertes représentent 3,89%.

### 3.3.1.6 Rendement global :

Le rendement global est le rapport entre la puissance hydraulique fournie par la pompe et la puissance mécanique absorbé.

$$\eta_g = \eta_h * \eta_m * \eta_v$$

$$\eta_g = 0,9222 * 0,9757 * 0,9611 = 86,49\%$$

### 3.3.1.7 Puissance consommée par la pompe :

$$P_{ab} = \frac{P_{utile}}{\eta_g}$$

$$P_{ab} = \frac{\rho g Q_V H}{\eta_g}$$

$$P_{ab} = \frac{1000 * 9.81 * 1600 * 67.2}{0,8649 * 3600}$$

$$P_{ab} = 338.76 \text{ KW}$$

### 3.3.1.8 Puissance du moteur d'entraînement :

$$P_m = K \cdot P_{ab}$$

K : coefficient de réserve, pour assurer un entraînement sans risque, On prend  $K=1,15$ .

$$P_m = 1,15 \cdot 338,76$$

$$P_m = 389,57 \text{ KW.}$$

### 3.3.1.9 Calcul des diamètres de l'arbre et du moyeu :

#### 3.3.1.9.1 Diamètre de l'arbre :

L'arbre de la pompe, ayant une section circulaire, est exposé à des forces externes, notamment la force de torsion. Cette force de torsion est utilisée pour dimensionner correctement l'arbre en utilisant le couple de torsion, qui est calculé à l'aide de la formule :

$$C_t = [t] \cdot W_t$$

$C_t$  : étant le couple de torsion.

$[t]$  : la contrainte limite de résistance à la torsion.

$W_t$  : le module de résistance à la torsion de la section.

Avec :

$$W_t = \frac{\pi d_a^3}{16}$$

$$\text{La vitesse angulaire } \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1480}{30} = 155 \text{ rad/s}$$

$$\text{Couple de torsion : } C_t = \frac{P_m}{\omega} = \frac{389570}{155} = 2513,35 \text{ (N.m)}$$

$$\text{on a : } \begin{cases} \tau_{\max} \leq [t] \\ \tau_{\max} = \frac{M_t}{\frac{\pi d_a^3}{16}} \end{cases} \quad d_a \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot [t]}}$$

Le matériau de l'arbre est de l'acier inoxydable fortement allié.

n : coefficient de sécurité dans la mécanique on prend n=5

$$\tau = \frac{Re}{n} = \frac{187,5 \cdot 10^6}{5} = 3,75 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$d_a \geq \sqrt[3]{\frac{16,2513,55}{\pi \cdot 3,75 \cdot 10^7}} = 0,069887 \text{ m}$$

$$d_a \geq 69,887 \text{ mm}$$

### 3.3.1.9.2 Diamètre de moyeu de la roue :

$$d_m = (1,2-1,25) \cdot d_a$$

$$d_m = 1,25 \cdot 110 = 137,5 \text{ mm}$$

$$d_m = 137,5 \text{ mm}$$

### 3.3.1.10 Détermination des paramètres du rotor à l'entrée :

#### 3.3.1.10.1 Débit de circulation dans la pompe :

$$Q_c = \frac{Q_v}{\eta_v} = \frac{1376}{0,9611} = 1431,69 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$Q_c = 0,398 \text{ m}^3/\text{s}$$

#### 3.3.1.10.2 Diamètre maximale de l'arrête d'entrée :

$$D_1 = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot Q_c}{\pi \cdot V_0} + d_m^2\right)}$$

$V_0$  : vitesse absolue à l'entrée.

$$V_0 = (0,06-0,08) \cdot \sqrt[3]{Q_c \cdot n} = (0,06-0,08) \cdot \sqrt[3]{0,398 \cdot 1480^2}$$

$$V_0 = (0,06-0,08) \cdot 95,53$$

$$V_0 = (5,73-7,64) \text{ m/s}$$

$$D_1' = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 0.398}{\pi \cdot 5.73} + 0.1375^2\right)} = 0.328 \text{ m} = 328 \text{ mm}$$

$$D_1'' = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 0.398}{\pi \cdot 7.64} + 0.1375^2\right)} = 0.292 \text{ m} = 292 \text{ mm}$$

$$D_1 = \frac{D_1' + D_1''}{2} = \frac{328 + 292}{2} = 310 \text{ mm}$$

$$D_1 = 310 \text{ mm}$$

### 3.3.1.10.3 La vitesse absolue à l'entrée de la roue :

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_c}{\pi \cdot (D_1^2 - D_m^2)} = \frac{4 \cdot 0.398}{\pi \cdot (0.310^2 - 0.1375^2)}$$

$$V_0 = 6.56 \text{ m/s}$$

### 3.3.1.10.4 Diamètre moyen de l'arbre d'entre $D_0$ :

$$0.7 D_1 \leq D_0 \leq 0.9 D_1$$

$$D_0 = \frac{(0.7 + 0.9) \cdot 0.310}{2} = 0.248 \text{ m}$$

$$D_0 = 248 \text{ mm}$$

### 3.3.1.10.5 Calcul de largeur de la fente à l'entrée de la roue (b) :

Sans tenir compte de l'épaisseur de l'aube:

$$b_1 = \frac{Q_c}{\pi \cdot D_0 \cdot V_{1,m}}$$

$V_{1,m}$  : Composante radiale de la vitesse absolue de liquide à l'entrée de la roue le cas où l'entrée est parfaitement radiale  $\alpha = \pi/2$

$$V_{1,m} = V_0 = 6.56 \text{ m/s}$$

$$b_1 = \frac{0.398}{\pi \cdot 0.248 \cdot 6.56} = 0.07787 \text{ m}$$

Donc:

$$b_1 = 80 \text{ mm}$$

### 3.3.1.10.6 Angle de l'arbre à l'entrée de la roue $\beta_1$ :

A cause de l'épaisseur des aubes, la section de courant du liquide à l'entrée des aubes diminue, donc la vitesse du liquide augmente, et pour tenir compte de cette augmentation, la vitesse absolue à l'entrée est multipliée par un coefficient  $k_1$  tel que  $k_1 = [1,1-1,5]$ .

$K_1$  : coefficient de rétrécissement.

$V_{1m}$  : vitesse absolue de liquide à l'entrée de la roue.

$$V_{1m} = K_1 \cdot V_1' m$$

$$V_{1m} = 1,15 \cdot 6,56 = 7,544 \text{ m/s}$$

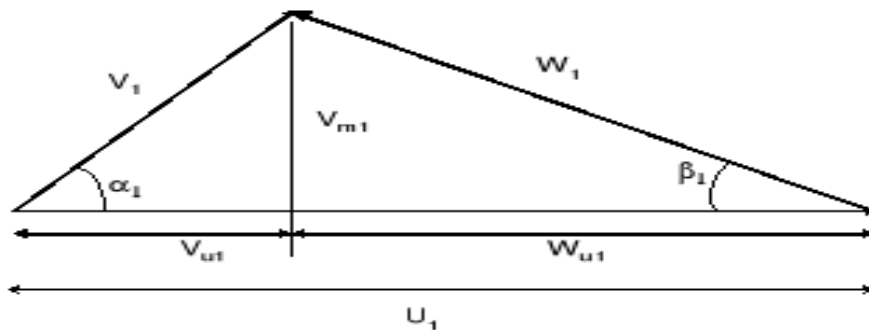


Figure 3-2 : Triangle de vitesse à l'entrée de la roue.

### 3.3.1.10.7 Vitesse tangentielle à l'entrée de la roue ( $U_1$ ) :

On a :

$$\operatorname{tg} \beta_{1,0} = V_{1m} / U_1$$

$$U_1 = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_0}{2} = \frac{\pi \cdot 1480 \cdot 0,248}{60} = 19,22 \text{ m/s}$$

Donc :

$$\tan \beta_{1,0} = \frac{7,544}{19,22} = 0,39$$

D'où :

$$\beta_{1,0} = 21,3^\circ$$

L'angle d'aube à l'entrée  $\beta_1$  est  $\beta_1 = \beta_{1,0} + \delta$



Où  $\delta$  Est l'angle d'attaque pour le calcul  $3^\circ \leq \delta \leq 8^\circ$

On choisit  $\delta=3^\circ$

Donc :  $\beta_1=24.3^\circ$

Vu que l'analyse du fonctionnement des pompes a montré que le rendement hydraulique d'une pompe est maximal pour  $20^\circ \leq \beta_1 \leq 25^\circ$ . on peut constater que la valeur de  $\beta_1=24.3^\circ$  est parfaite.

### 3.3.1.11 Détermination des paramètres du rotor à la sortie de la roue :

#### 3.3.1.11.1 Charge théorique en tenant compte de nombre d'aubes :

$$H_{th} = \frac{H/i}{\eta_h} = \frac{67.2}{0.9222} = 72.87 \text{ m}$$

#### 3.3.1.11.2 Vitesse circonférentielle à la sortie du rotor :

$$U_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{th}} = \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 72.87} = 37.81 \text{ m/s}$$

$$U_2 = 37.81 \text{ m/s}$$

#### 3.3.1.11.3 Diamètre de la roue à la sortie D2 :

on a:

$$U_2 = \frac{\pi n D_2}{60}$$

$$D_2 = \frac{U_2 \cdot 60}{\pi n} = \frac{60 \cdot 37.81}{3.14 \cdot 1480} = 0.488 \text{ m}$$

$$D_2 = 488 \text{ mm}$$

#### 3.3.1.11.4 Angle de l'aube à la sortie de la roue $\beta_1$ :

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_1 \cdot \frac{W_1 \cdot K_1}{W_2 \cdot K_2} \cdot \frac{V_{2'm}}{V_{1'm}}$$

$V_{2'm}$  : Composante méridienne à la sortie.

$$V_{2'm} = 0.8 \cdot V_{1'm} = 0.8 \cdot 6.56 = 5.248 \text{ m/s}$$

$$V_{2'm} = 5.248 \text{ m/s}$$

$K_1, K_2$  : coefficients de rétrécissement à l'entrée et à la sortie  $K_1=1,15, K_2=1,1$

$W_1, W_2$  : vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue, pour minimiser les pertes on prend  $W_1/W_2=1,1$

Alors:

$$\sin\beta_2=0,41.1,1.\frac{1,15}{1,1}.\frac{5,248}{6,56} = 0,38$$

D'où:

$$\beta_2=22,3^\circ$$

### 3.3.1.11.5 Nombre d'aubes :

$$Z = 6,5 * \frac{D_1+D_2}{D_2-D_1} \sin\frac{\beta_1+\beta_2}{2}$$

$$Z = 6,5 * \frac{0,31+0,488}{0,488-0,31} \sin\frac{24,3+22,3}{2} = 11,7$$

$$Z = 12 \text{ aubes}$$

$$Z_{\text{réel}} = 6 \text{ aubes}$$

### 3.3.1.11.6 Largeur de la fente à la sortie de la roue $b_2$ :

$$b_2 = \frac{Q_c}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2l,m}}$$

$$b_2 = \frac{0,398}{\pi * 0,488 * 5,248} = 0,04947\text{m}$$

$$b_2 = 49,46 \text{ mm}$$

### 3.3.1.11.7 Calcule des vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue :

$$W_1 = K_1 \cdot \frac{V_{1l,m}}{\sin\beta_1} = 1,2 * \frac{6,56}{\sin 24,3} = 19,68\text{m/s}$$

$$W_2 = K_2 \cdot \frac{V_{2l,m}}{\sin\beta_2} = 1,1 * \frac{5,248}{\sin 22,3} = 15,19\text{m/s}$$

### 3.3.1.11.8 Epaisseur de l'aube :

on a:

## CHAPITRE 3 : PARTIE CALCUL

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot e}{\pi \cdot d_1 \cdot \sin \beta_1}}$$

Alors :

$$e = \frac{(K_1 - 1)(\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_1)}{K_1 \cdot Z} = \frac{(1,15 - 1)(3,14 \cdot 0,31 \cdot \sin(24,3))}{1,15 \cdot 6} = 0,009 \text{ m}$$

$$e = 9 \text{ mm}$$

❖ L'erreur absolue est calculée par la formule suivante:

$$E.a = \left| 1 - \frac{\text{valeur présente}}{\text{valeur trouvée par Harzallah}} \right| \cdot 100$$

Table 3-4 : Tableaux Comparative Avec Harzallah

Paramètre	Désignation	Valeur trouvé par Harzallah	Valeur présentes	L'erreur relative(%)
<b>n<sub>s</sub></b>	Vitesse spécifique (tr/min)	<b>167.2</b>	<b>142.29</b>	<b>14.9</b>
<b>D<sub>r1</sub></b>	Diamètre d'arrêt d'entrée ramené(mm)	<b>319</b>	<b>312.02</b>	<b>2.189</b>
<b>η<sub>h</sub></b>	Rendement hydraulique (%)	<b>92.27</b>	<b>92.22</b>	<b>0.05</b>
<b>η<sub>v</sub></b>	Rendement volumétrique (%)	<b>97.56</b>	<b>97.57</b>	<b>0.01</b>
<b>η<sub>m</sub></b>	Rendement mécanique (%)	<b>96.10</b>	<b>96.11</b>	<b>0.01</b>
<b>η<sub>g</sub></b>	Rendement global (%)	<b>86.51</b>	<b>86.49</b>	<b>0.02</b>
<b>P<sub>ab</sub></b>	Puissance absorbé (kwatt)	<b>321.74</b>	<b>338.76</b>	<b>5.3</b>
<b>P<sub>m</sub></b>	Puissance mécanique (kwatt)	<b>370</b>	<b>389.57</b>	<b>5.2</b>
<b>ω</b>	Vitesse angulaire (rad/s)	<b>154.90</b>	<b>155</b>	<b>0.06</b>
<b>C<sub>t</sub></b>	Couple de torsion (N.m)	<b>2388.64</b>	<b>2513.35</b>	<b>5.22</b>
<b>d<sub>a</sub></b>	Diamètre de l'arbre (mm)	<b>110</b>	<b>110</b>	<b>0</b>
<b>d<sub>m</sub></b>	Diamètre du moyeu de la roue (mm)	<b>137.5</b>	<b>137.5</b>	<b>0</b>
<b>Q<sub>c</sub></b>	Débit de circulation dans la pompe	<b>0.53965</b>	<b>0.398</b>	<b>26.25</b>
<b>D<sub>1</sub></b>	Diamètre maximale de l'arrêt d'entrée	<b>337.4</b>	<b>310</b>	<b>8.12</b>
<b>V<sub>0</sub></b>	Vitesse absolue à l'entrée (m/s)	<b>7.24</b>	<b>6.56</b>	<b>9.39</b>
<b>D<sub>0</sub></b>	Diamètre moyen de l'arbre d'entré	<b>270</b>	<b>248</b>	<b>8.15</b>
<b>b<sub>1</sub></b>	Largeur de la fente à l'entrée de la roue	<b>80</b>	<b>80</b>	<b>0</b>
<b>V<sub>1m</sub></b>	Vitesse absolue de liquide à l'entrée de la roue	<b>8.326</b>	<b>7.544</b>	<b>9.39</b>
<b>U<sub>1</sub></b>	Vitesse tangentielle à l'entrée de la roue	<b>20.914</b>	<b>19.22</b>	<b>8.1</b>
<b>β<sub>1</sub></b>	Angle de l'arbre à l'entrée de la roue (°)	<b>24.7</b>	<b>24.3</b>	<b>16.61</b>

### CHAPITRE 3 : PARTIE CALCUL

---

<b>H<sub>th</sub></b>	Charge théorique(m)	<b>72.83</b>	<b>72.87</b>	<b>0.05</b>
<b>U<sub>2</sub></b>	Vitesse circonférentielle à la sortie du rotor	<b>37.80</b>	<b>37.81</b>	<b>0.02</b>
<b>D<sub>2</sub></b>	Diamètre de la roue à la sortie(mm)	<b>488</b>	<b>488</b>	<b>0</b>
<b>β<sub>2</sub></b>	Angle de l'aube à la sortie de la roue (°)	<b>22.62</b>	<b>22.3</b>	<b>1.41</b>
<b>Z</b>	Nombre d'aubes	<b>6</b>	<b>6</b>	<b>0</b>
<b>b<sub>2</sub></b>	Largeur de la fente à la sortie de la roue	<b>55</b>	<b>49.46</b>	<b>10.07</b>
<b>K<sub>1</sub></b>	Coefficient de rétrécissement	<b>1.15</b>	<b>1.15</b>	<b>0</b>
<b>K<sub>2</sub></b>	Coefficient de rétrécissement	<b>1.1</b>	<b>1.1</b>	<b>0</b>
<b>W<sub>1</sub></b>	Vitesse relative à l'entrée et la sortie de la roue	<b>19.92</b>	<b>19.68</b>	<b>1.20</b>
<b>W<sub>2</sub></b>	Vitesse relative à l'entrée et la sortie de la roue	<b>16.52</b>	<b>15.19</b>	<b>8.05</b>
<b>e</b>	Epaisseur de l'aube(mm)	<b>9</b>	<b>9</b>	<b>00</b>

Les résultats obtenus par le calcul de vérification sont en très bon accord avec ceux obtenus par Herzallah avec des erreurs relatives voisines de 2% pour la plupart des paramètres. Par conséquent les valeurs des vitesses, la largeur de la fente à la sortie, l'angle de l'arbre à l'entrée de la roue ainsi que le diamètre moyen de la roue, le couple et la puissance mécanique ont des erreurs relatives appartenant à l'intervalle [5.2, 14.9].et cela est dû au choix du débit minimal pour notre travail.

# **CHAPITRE 4 : Etude Numérique**

### 4.1 Ansys BladeGen :

ANSYS BladeGen est un logiciel de conception de pales de turbomachines développé par ANSYS, une société spécialisée dans les solutions de simulation et d'analyse d'ingénierie. Il s'agit d'un outil dédié à la conception et à l'optimisation des pales de turbines à gaz, de compresseurs et d'autres types de machines tournantes.

#### 4.1.1 Conception de la pompe Via BladeGen :

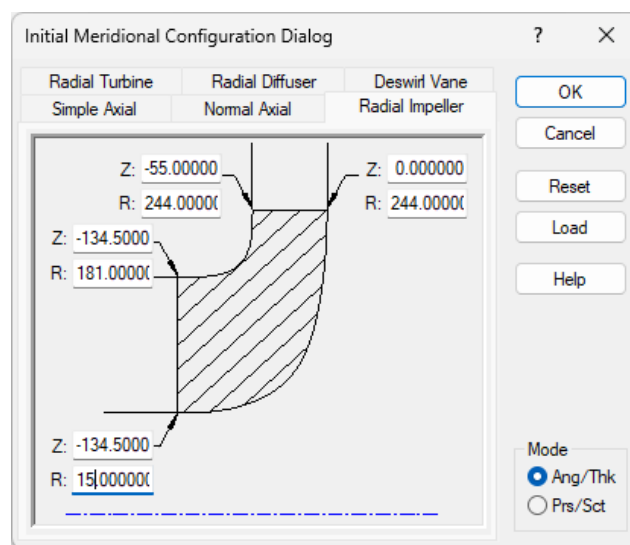


Figure 4-1 : les paramètres de la roue

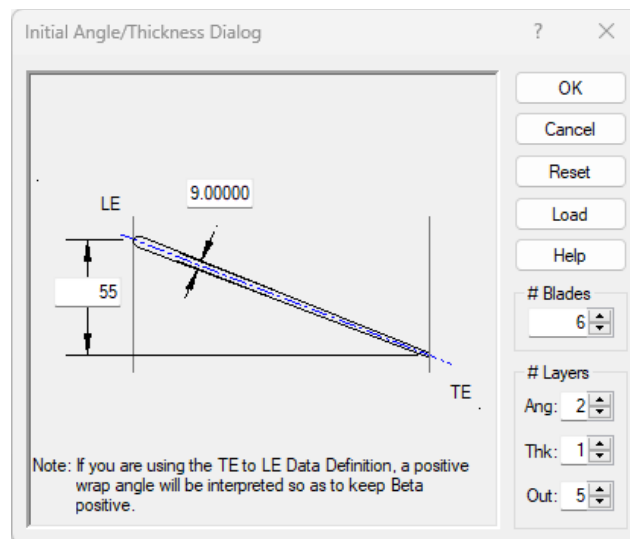


Figure 4-2 : nombre des aubes et épaisseur

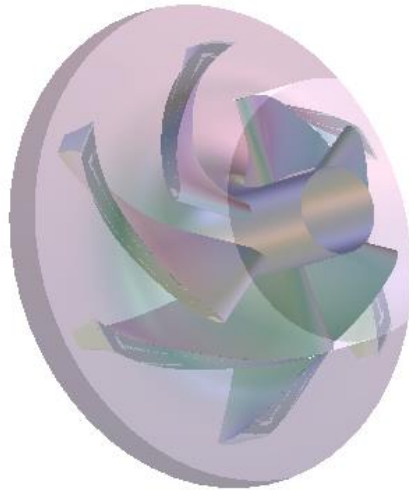


Figure 4-3 : Conception via BladGen

### 4.1.2 Les Paramètre de la pompe :

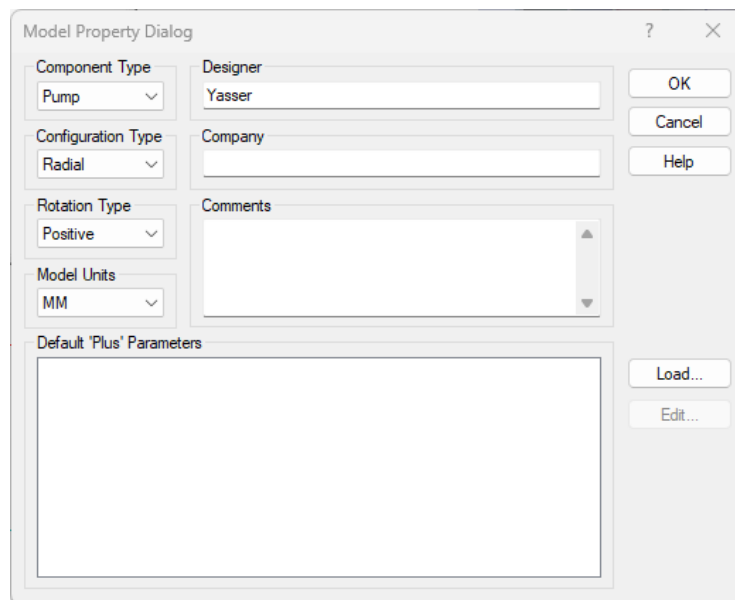


Figure 4-4 : Les Paramètre

## 4.2 Maillage via TurboGrid :

Le maillage via TurboGrid est un processus utilisé dans le domaine de la simulation numérique et de la mécanique des fluides pour générer des grilles de maillage structurées ou non structurées. TurboGrid est un logiciel développé par Siemens Digital Industries Software qui permet de créer des maillages de haute qualité pour des simulations CFD (Computational Fluid Dynamics) sur des géométries complexes.

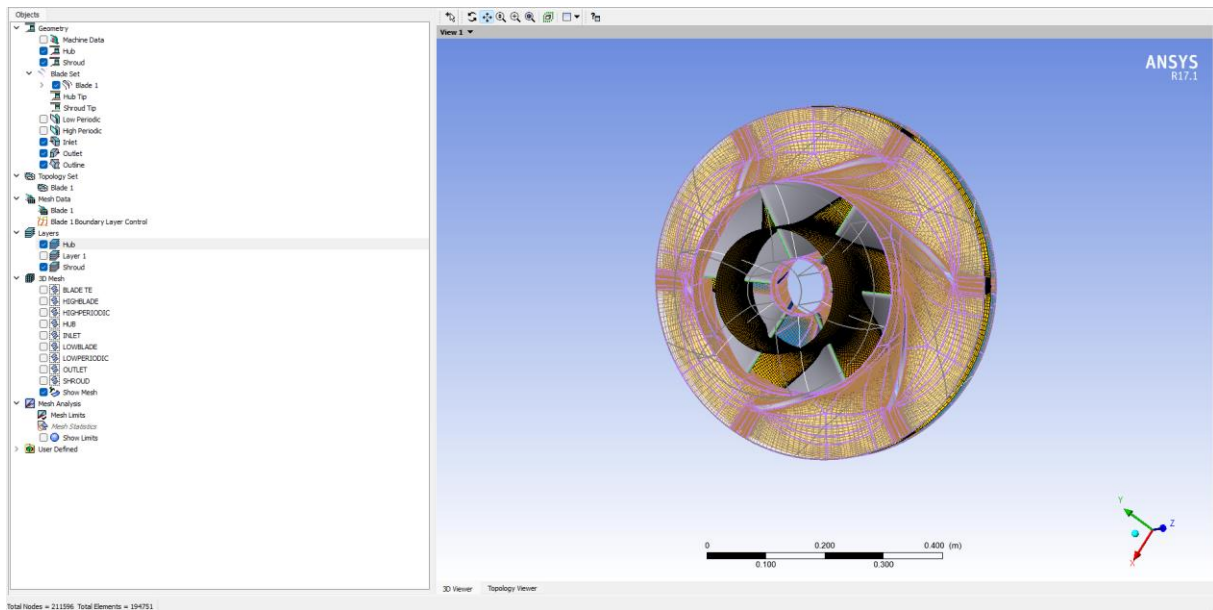


Figure 4-5 : Maillage via TurboGrid

### 4.3 CFX simulation :

CFX est un logiciel de simulation numérique développé par Siemens Digital Industries Software, spécifiquement conçu pour les analyses de mécanique des fluides computationnelle (CFD). Il permet de résoudre numériquement les équations fondamentales de la dynamique des fluides pour prédire le comportement des écoulements, des transferts de chaleur et des phénomènes de turbulence.

#### 4.3.1 Installation des paramètres :

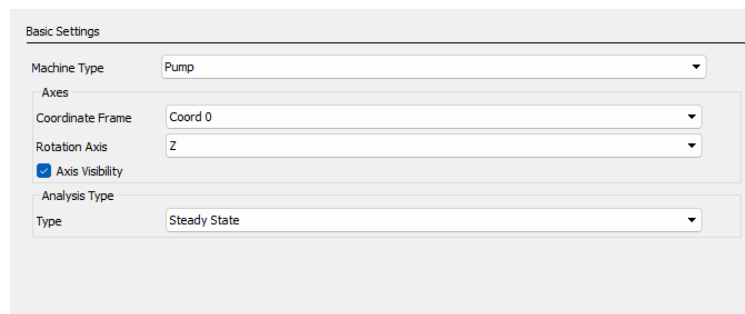


Figure 4-6 : Type de l'analyse (stationnaire)



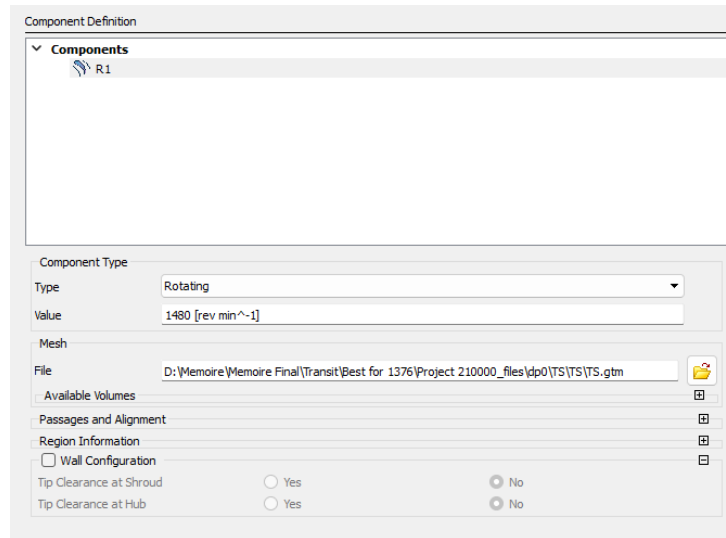


Figure 4-7 : définition de composant ( la vitesse de rotation)

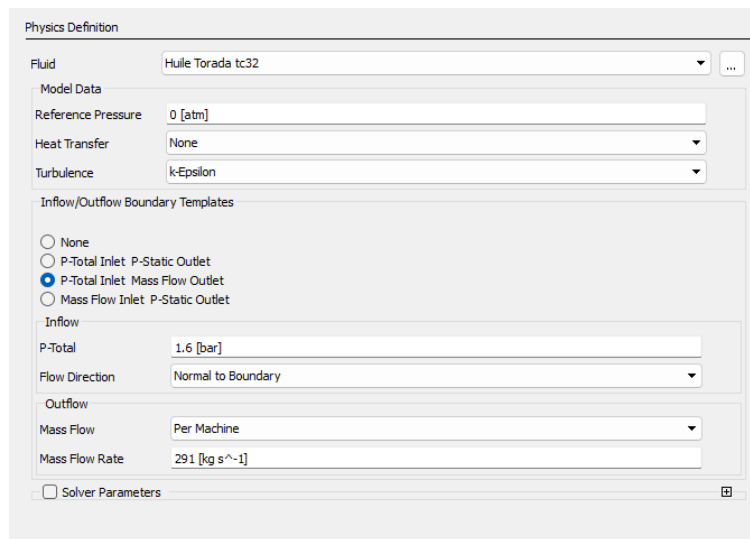


Figure 4-8 : la définition de les paramètre physique

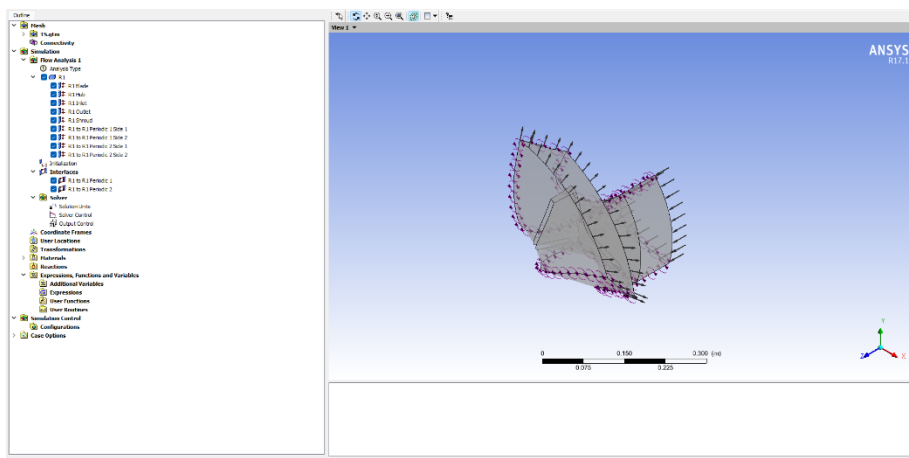


Figure 4-9 : l'aube après la configuration

4.4 Résultats et discussions :

4.4.1 Régime Stationnaire :

4.4.1.1 Evolution de la pression :

Résultats au débit  $Q_v = 1376 \text{ m}^3/\text{h}$  :

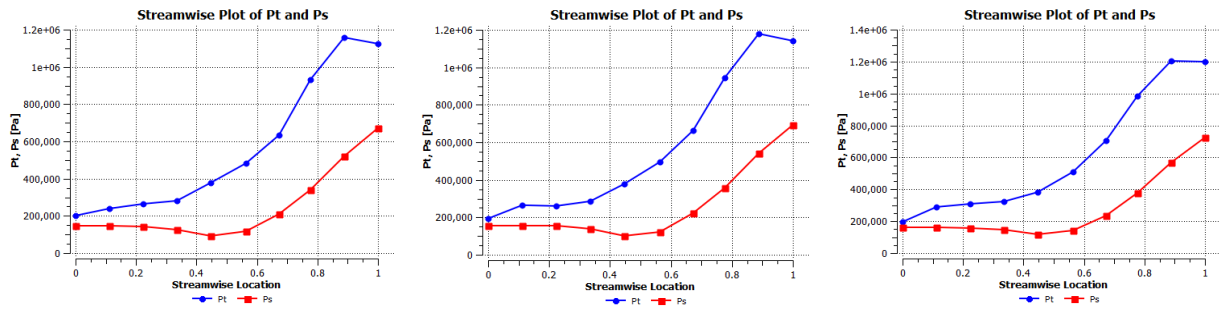


Figure 4-10 : l'évolution de la pression totale et statique le long de l'aubage (cas  $Q_v=1376$ )

Résultats au débit  $Q_v = 1900 \text{ m}^3/\text{h}$  :

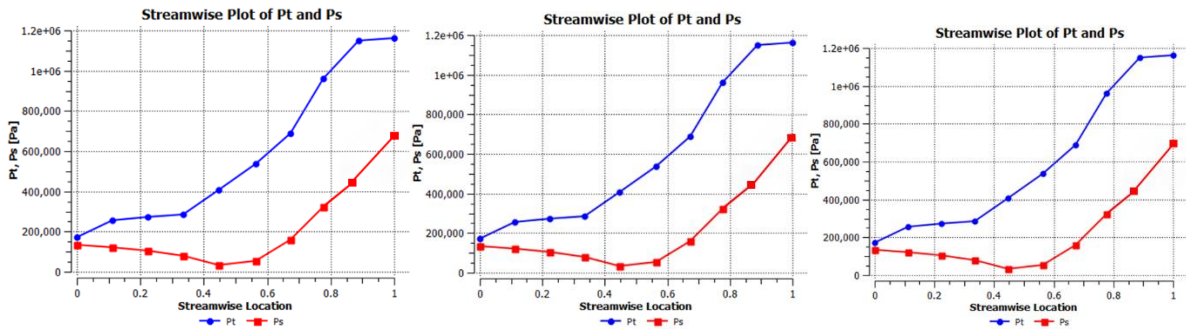


Figure 4-11 : l'évolution de la pression totale et statique le long de l'aubage (cas  $Q_v=1900$ )

Les Figures 4-10 et 4-11 décrit les changements de pression statique et dynamique à l'intérieur de la pompe. On constate que les pressions restent constantes près de l'entrée, mais commencent à augmenter à partir de la position 0.4. Elles atteignent leur valeur maximale à la sortie de l'aube, s'élevant à 7 bars, soit 80% de la hauteur totale de l'aube. Cette augmentation est causée par la variation de la pression dynamique, qui est déterminée par l'équation :

$$P_{\text{dynamique}} = \frac{1}{2} * \rho * U^2$$

On remarque que la pression totale est supérieure à la pression statique sur toute la longueur de l'aube, ce qui s'explique par le fait que :  $P_{\text{totale}} = P_{\text{statique}} + P_{\text{dynamique}}$ .

### 4.4.1.2 Evolution de la pression totale dans le plan méridien :

Résultats au débit  $Q_v = 1376 \text{ m}^3/\text{h}$  :

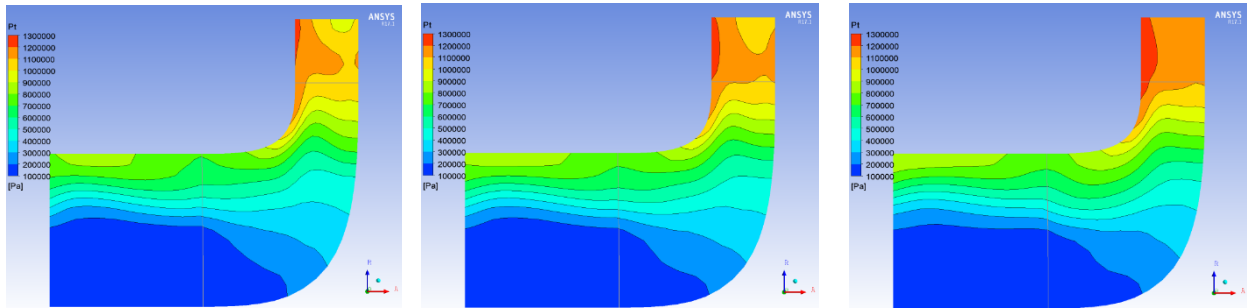


Figure 4-12 : Contours de la pression totale sous le plan méridien (cas  $Q_v=1376$ )

Résultats au débit  $Q_v = 1900 \text{ m}^3/\text{h}$  :

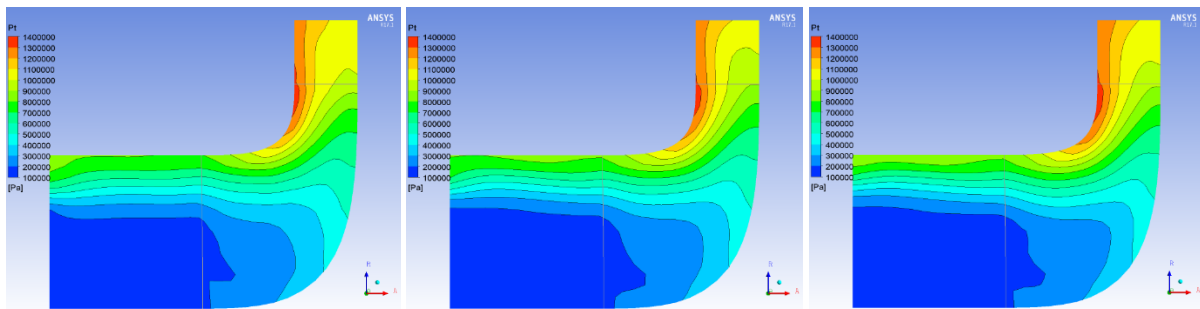


Figure 4-13 : Contours de la pression totale sous le plan méridien (cas  $Q_v=1900$ )

Le figure 4-12 4-13 décrit la répartition de la pression totale le long de l'aube. On observe une augmentation progressive de la pression totale en se déplaçant de l'entrée vers la sortie, mais cette augmentation n'est pas régulière.

On remarque également qu'à la sortie de l'aube (bord de fuite), la pression est significativement élevée sur les parois en raison du phénomène de recirculation du fluide.

### 4.4.1.3 Evolution de la pression statique dans le plan méridien :

Résultats au débit  $Q_v = 1376 \text{ m}^3/\text{h}$  :

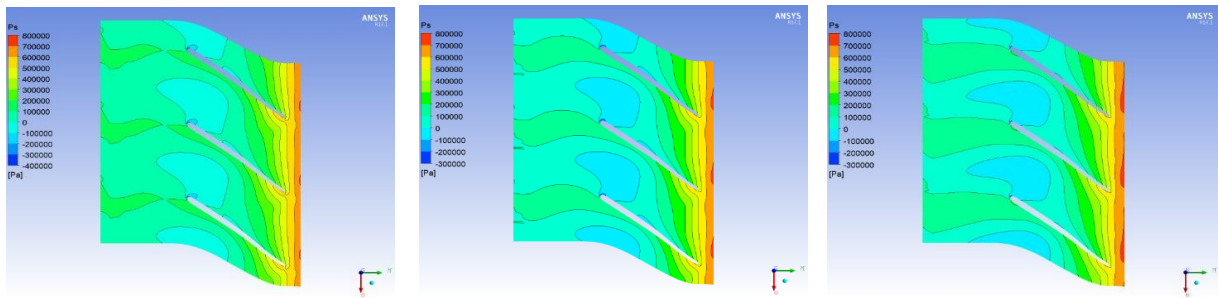


Figure 4-14 : l'évolution de la pression statique (cas  $Q_v=1376$ )

Résultats au débit  $Q_v = 1900 \text{ m}^3/\text{h}$  :

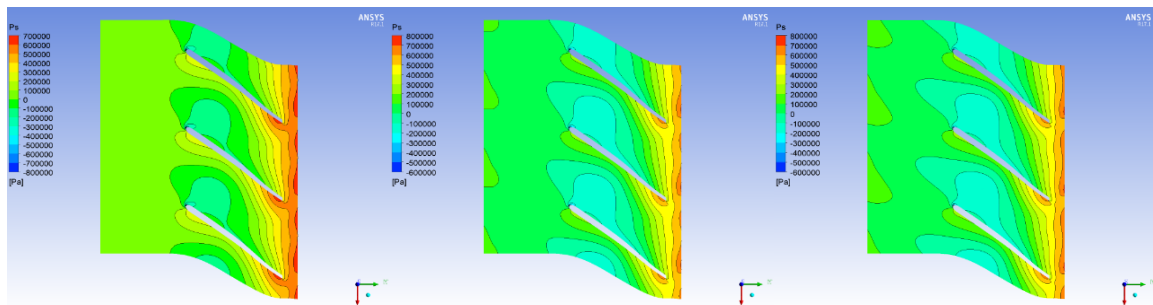


Figure 4-15 : l'évolution de la pression statique (cas  $Q_v=1900$ )

Les Figures 4-14 4-14 illustrent la répartition de la pression statique. On observe une augmentation de la pression statique en se déplaçant de l'entrée vers la sortie.

La pression est plus prononcée au niveau de la partie supérieure de l'aube, ce qui signifie que le fluide impacte davantage cette partie par rapport à la partie inférieure.

4.4.1.4 Evolution de la vitesse circonférentielle :

Résultats au débit  $Q_v = 1376 \text{ m}^3/\text{h}$  :

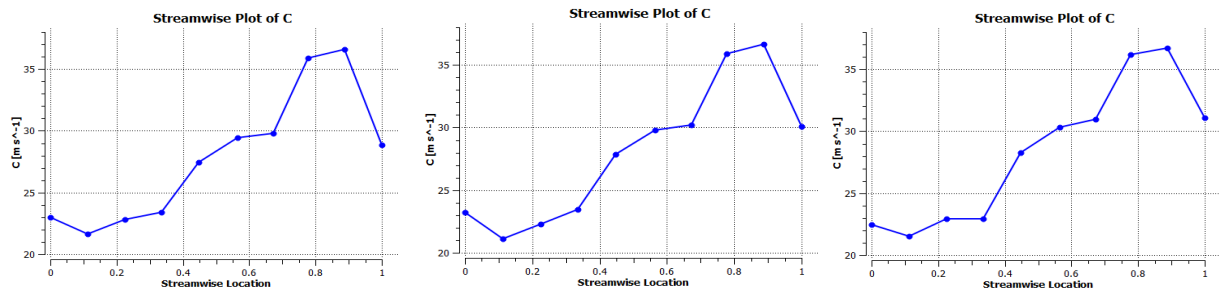


Figure 4-16 : l'évolution de la vitesse circonférentielle (cas  $Q_v=1376$ ).

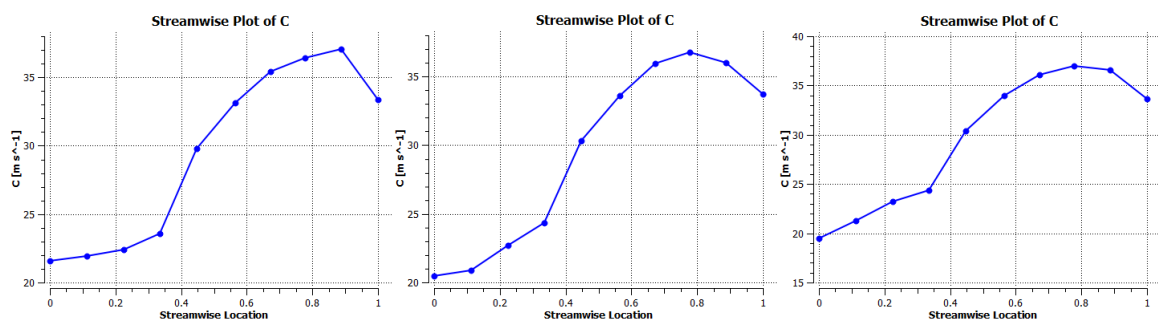


Figure 4-17 : l'évolution de la vitesse circonférentielle (cas  $Q_v=1900$ ).

Les courbes des Figures 4-17 et 4-18 présentées démontrent la variation de la vitesse circonférentielle le long de l'aube. On remarque qu'à partir de l'entrée de l'aube, la vitesse augmente progressivement pour atteindre un maximum au niveau du bord d'attaque et du bord de fuite, avec des valeurs comprises entre 33 et 35 m/s (la valeur maximale fournie étant de 37,81 m/s). Ensuite, la vitesse diminue en se dirigeant vers la sortie de l'aube.

4.4.1.5 Evolution de la vitesse relative :

Résultats au débit  $Q_v = 1376 \text{ m}^3/\text{h}$  :

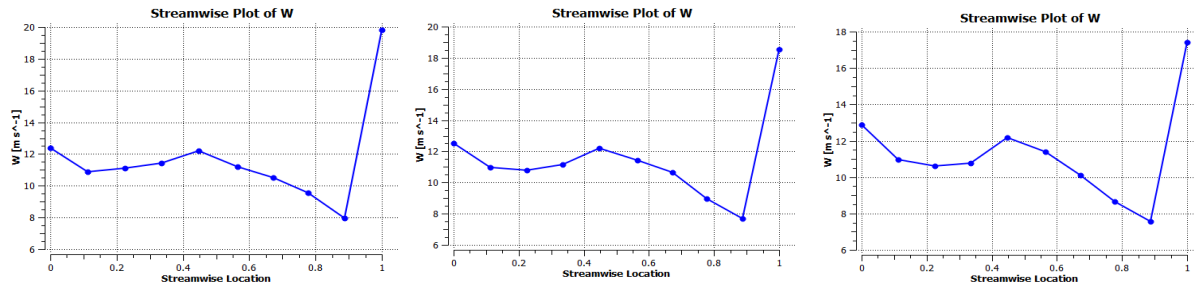


Figure 4-18 : l'évolution de la vitesse Relative (cas  $Q_v=1376$ )

Résultats au débit  $Q_v = 1900 \text{ m}^3/\text{h}$  :

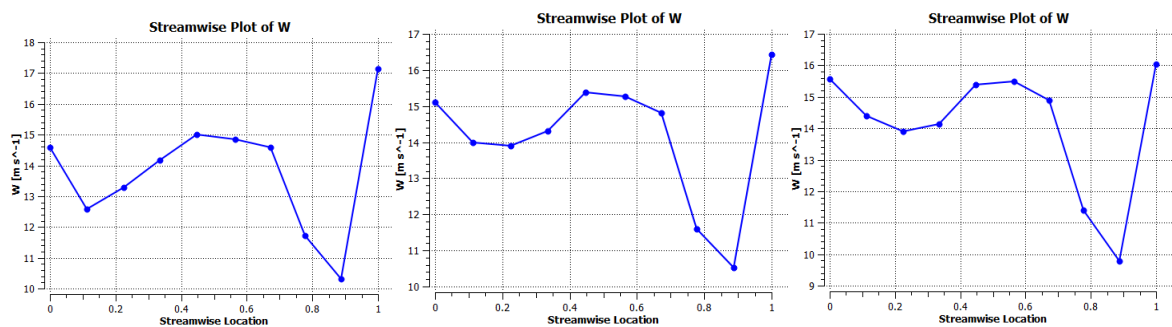


Figure 4-19 : l'évolution de la vitesse Relative (cas  $Q_v=1900$ )

Les courbes des figures 4-19 et 4-20 présentent l'évolution de la vitesse relative tout au long de l'aube. On observe qu'à partir de l'entrée de l'aube, la vitesse a tendance à décroître, puis augmente légèrement à partir du point 0.2. Elle diminue à nouveau jusqu'au point 0.9, atteignant une vitesse minimale située entre 9 et 11 m/s. Ensuite, la vitesse augmente de manière exponentielle vers la sortie de l'aube, avec une valeur comprise entre 16 et 18 m/s (selon les intervalles fournis par le fournisseur, et entre 15.19 et 18.4 m/s).

### 4.4.1.6 L'évolution de la vitesse dans le plan méridien :

#### 4.4.1.6.1 Résultats au débit $Q_V = 1376 \text{ m}^3/\text{h}$ :

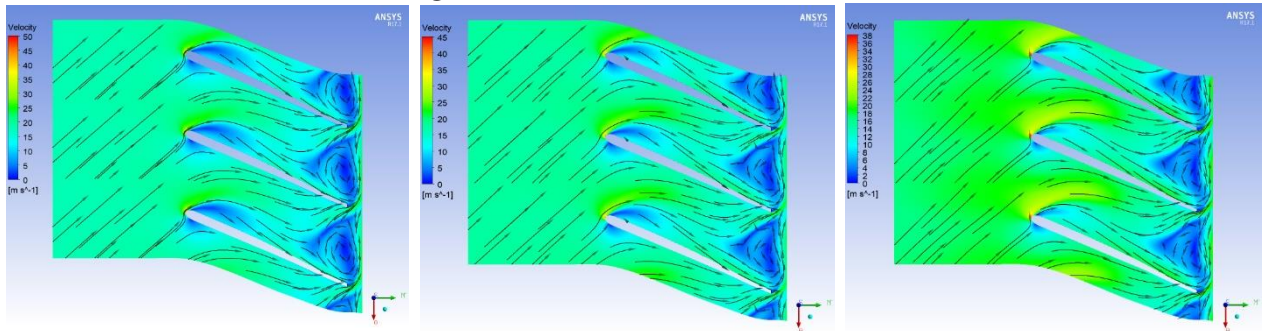


Figure 4-20 : l'évolution de la vitesse (cas  $Q_v=1376$ )

#### 4.4.1.6.2 Résultats au débit $Q_V = 1900 \text{ m}^3/\text{h}$ :

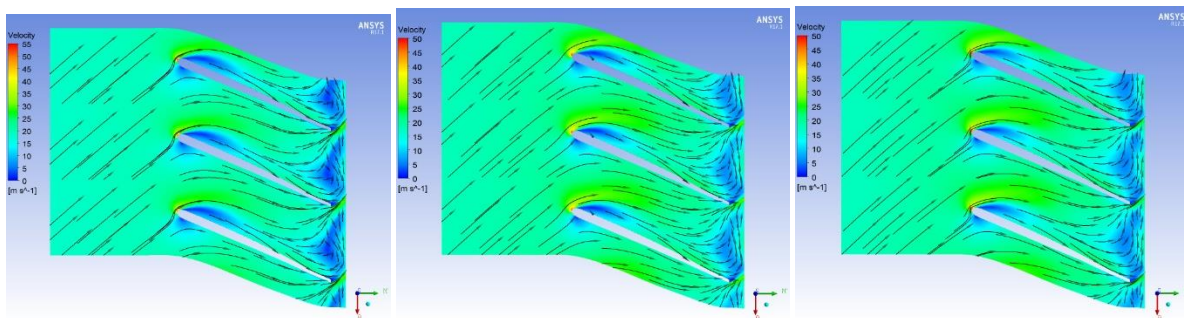


Figure 4-21 : l'évolution de la vitesse (cas  $Q_v=1900$ )

Les Figures 4-20 et 4-21 présentent révèlent les contours de la vitesse le long de l'aube. On observe que la vitesse est maximale au niveau du bord de l'aube (bord d'attaque et de fuite) et augmente progressivement en se dirigeant vers la sortie de l'aube.

#### ❖ Comparaison avec le fournisseur :

On va le calculer par la formule suivante :

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{P_{\text{CON}} - P_{\text{CAL}}}{P_{\text{CON}}} * 100$$

Avec :

$P_{\text{constructeur}}$  : pression donnée par constructeur.

$P_{\text{calculé}}$  : pression calculée par le logiciel.

Table 4-1 : Tableaux De résultat De deux débits et comparer avec le fournisseur

Débit (m <sup>3</sup> /s)	1376					1900				
	P <sub>entrée</sub> (bar)	Débit massique (kg/s)	P <sub>sortie</sub> calculé (bar)	P <sub>sortie</sub> constructeur (bar)	$\frac{\Delta p}{p}$ (%)	P <sub>entrée</sub> (bar)	Débit massique (kg/s)	P <sub>sortie</sub> (cal) (bar)	P <sub>sortie</sub> (con) (bar)	$\frac{\Delta p}{p}$ (%)
Maillage1 (140000 nœuds)	1.6	291.63	6.7	7	3.75	1.6	402	6.7	7	4.2
Maillage2 (210000 nœuds)	1.6	291.63	6.964	7	0.45	1.6	402	6.9	7	1.4
Maillage3 (309888 nœuds)	1.6	291.63	7.2	7	2.5	1.6	402	7.2	7	2.8

**4.4.2 Régime instationnaire :**

**4.4.2.1 Cas de débit  $Q_v = 1376 \text{ m}^3/\text{s}$**

Evolution de la pression :

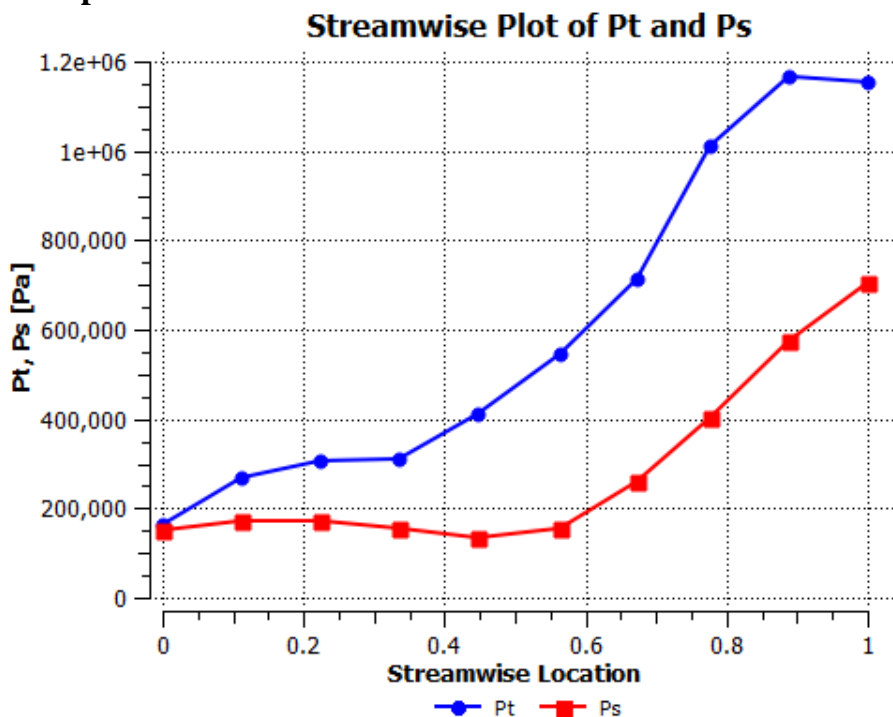


Figure 4-22 : l'évolution de la pression totale et statique le long de l'aube régime transitoire (cas  $Q_v=1376$ )



La figures 4-22 ci-dessus décrit les changements de pression statique et dynamique à l'intérieur de la pompe. On constate que les pressions restent constantes près de l'entrée, mais commencent à augmenter à partir de la position 0.5. Elles atteignent leur valeur maximale à la sortie de l'aube, s'élevant à 7 bars, soit 100% de la hauteur totale de l'aube. Cette augmentation est causée par la variation de la pression dynamique, qui est déterminée par l'équation :

$$P_{\text{dynamique}} = \frac{1}{2} * \rho * U^2$$

On remarque que la pression totale est supérieure à la pression statique sur toute la longueur de l'aube, ce qui s'explique par le fait que :  $P_{\text{totale}} = P_{\text{statique}} + P_{\text{dynamique}}$ .

### Evolution de la pression totale dans le plan méridien :

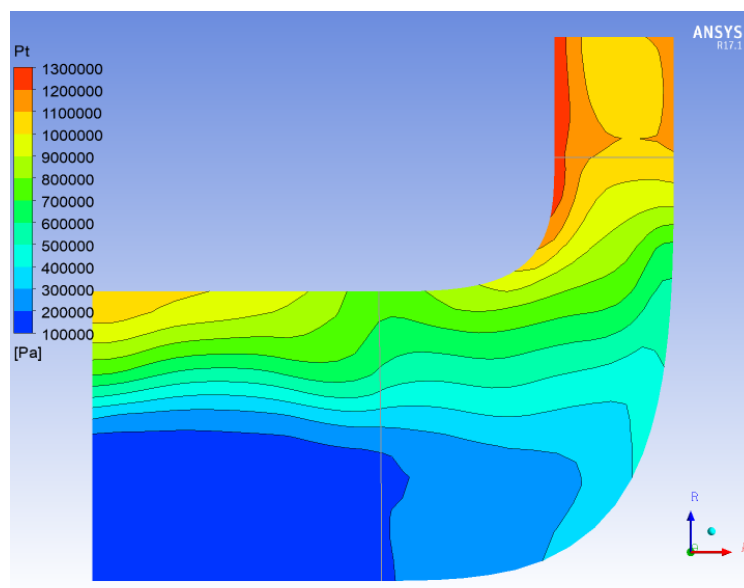


Figure 4-23 : contours de la pression totale sous le plan méridien cas  $Q_v=1376$  Transitoire

La figures 4-23 décrit la répartition de la pression totale le long de l'aube. On observe une augmentation progressive de la pression totale en se déplaçant de l'entrée vers la sortie, mais cette augmentation n'est pas régulière.

On remarque également qu'à la sortie de l'aube (bord de fuite), la pression est significativement élevée sur les parois en raison du phénomène de recirculation du fluide.

### Evolution de la pression statique dans le plan méridien :

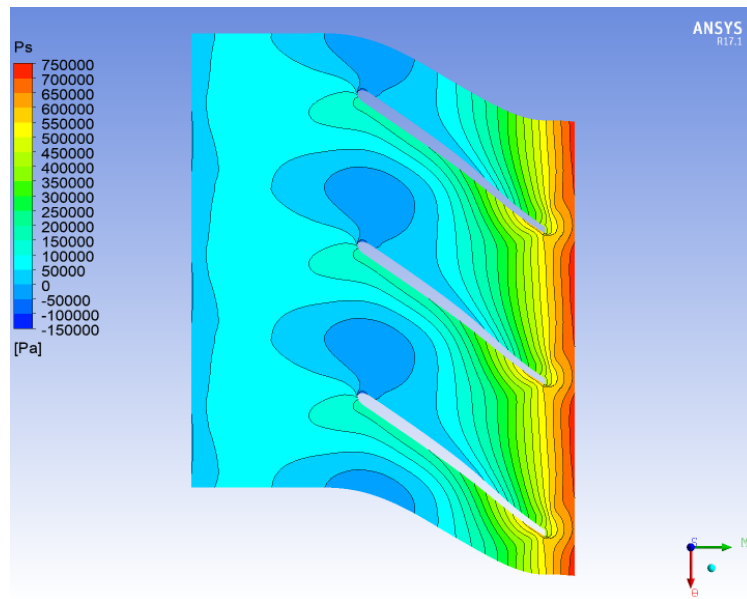


Figure 4-24 : l'évolution de la pression statique cas  $Q_v=1376$  Transitoire

La Figures 4-24 illustrent la répartition de la pression statique. On observe une augmentation de la pression statique en se déplaçant de l'entrée vers la sortie.

La pression est plus prononcée au niveau de la partie supérieure de l'aube, ce qui signifie que le fluide impacte davantage cette partie par rapport à la partie inférieure.

### Evolution de la vitesse circumférentielle :

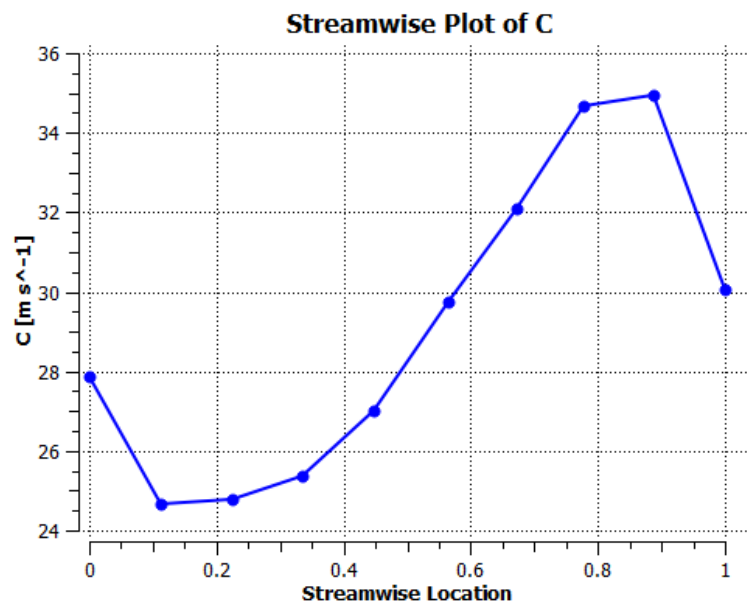


Figure 4-25 : l'évolution de la vitesse circumférentielle cas  $Q_v=1376$  Transitoire

La courbe de figures 4-25 présentées démontrent la variation de la vitesse circumférentielle le long de l'aube. On remarque qu'à partir de l'entrée de l'aube, la vitesse augmente progressivement pour atteindre un maximum au niveau du bord d'attaque et du bord

de fuite, avec des valeurs comprises entre 30 et 31 m/s (la valeur maximale fournie étant de 37,81 m/s). Ensuite, la vitesse diminue en se dirigeant vers la sortie de l'aube.

- À partir de l'entrée de l'aube, la vitesse circumférentielle augmente progressivement. Cela signifie que le fluide gagne de la vitesse à mesure qu'il traverse l'aube de la pompe. Cette augmentation de vitesse est due à la forme et à la conception de l'aube, qui sont conçues pour accélérer le fluide et augmenter son énergie cinétique.

### Evolution de la vitesse relative :

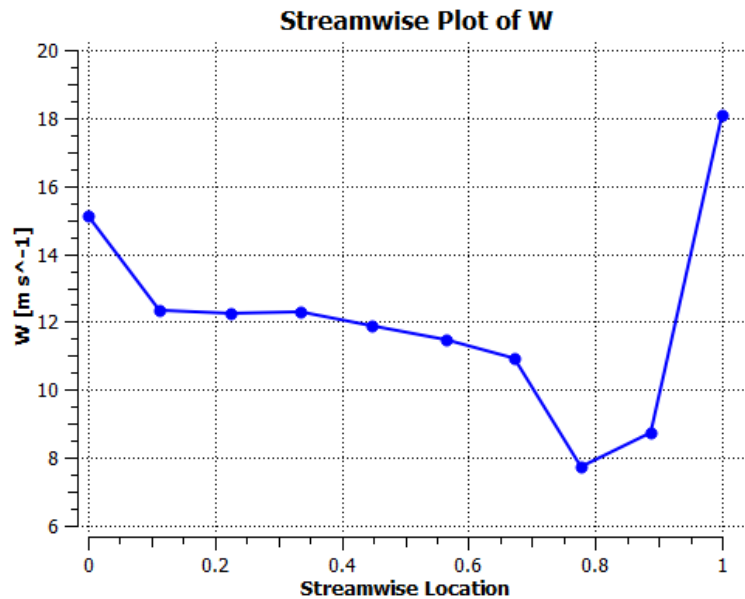


Figure 4-26 : l'évolution de la vitesse Relative cas  $Q_v=1376$  Transitoire

La courbe de figures 4-26 présente la vitesse relative tout au long de l'aube. On observe qu'à partir de l'entrée de l'aube, la vitesse a tendance à décroître, puis augmente légèrement à partir du point 0.1. Elle diminue à nouveau jusqu'au point 0.7, atteignant une vitesse minimale située entre 10 et 12 m/s. Ensuite, la vitesse augmente de manière exponentielle vers la sortie de l'aube, avec une valeur comprise est 18m/s (selon les intervalles fournis par le fournisseur, et entre 15.19 et 18.4 m/s).

### L'évolution de la vitesse dans le plan méridien :

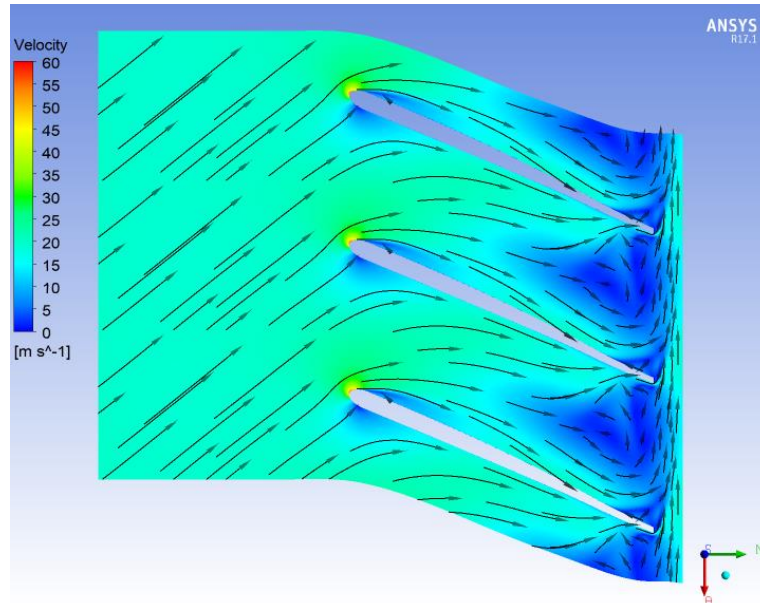


Figure 4-27 : l'évolution de la vitesse cas  $Q_v=1376$  Transitoire

Les données présentées révèlent la variation de la vitesse le long de l'aube. On observe que la vitesse est maximale au niveau du bord de l'aube (bord d'attaque et de fuite) et augmente progressivement en se dirigeant vers la sortie de l'aube.

#### 4.4.2.2 Cas de débit $Q_v = 1900 \text{ m}^3/\text{s}$ :

##### Evolution de la pression :

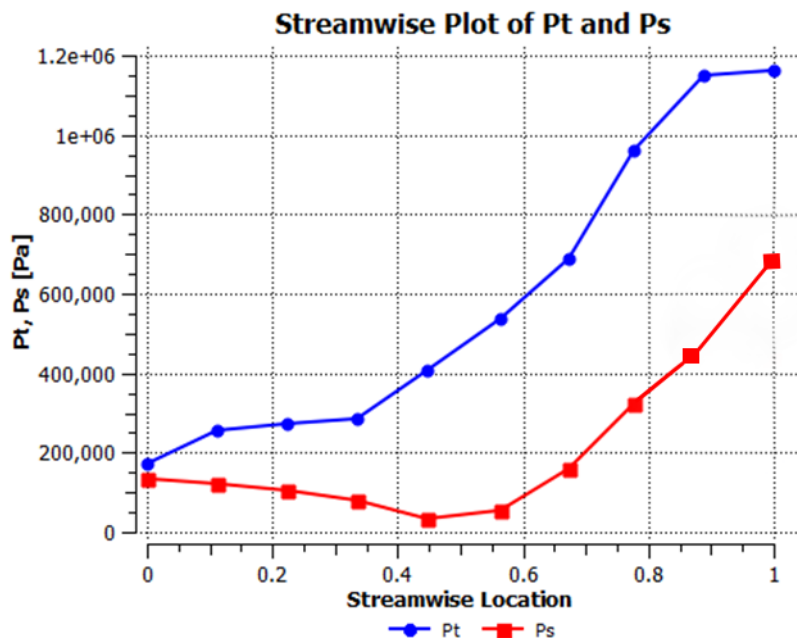


Figure 4-28 : l'évolution de la pression totale et statique le long de l'aubage régime transitoire (cas  $Q_v=1900$ )

Le paragraphe ci-dessus décrit les changements de pression statique et dynamique à l'intérieur de la pompe. On constate que les pressions restent constantes près de l'entrée, mais commencent à augmenter à partir de la position 0.5. Elles atteignent leur valeur maximale à la sortie de l'aube, s'élevant à 7 bars, soit 80% de la hauteur totale de l'aube. Cette augmentation est causée par la variation de la pression dynamique, qui est déterminée par l'équation :  $P_{\text{dynamique}} = \frac{1}{2} * \rho * U^2$

On remarque que la pression totale est supérieure à la pression statique sur toute la longueur de l'aube, ce qui s'explique par le fait que :  $P_{\text{totale}} = P_{\text{statique}} + P_{\text{dynamique}}$ .

### Evolution de la pression totale dans le plan méridien :

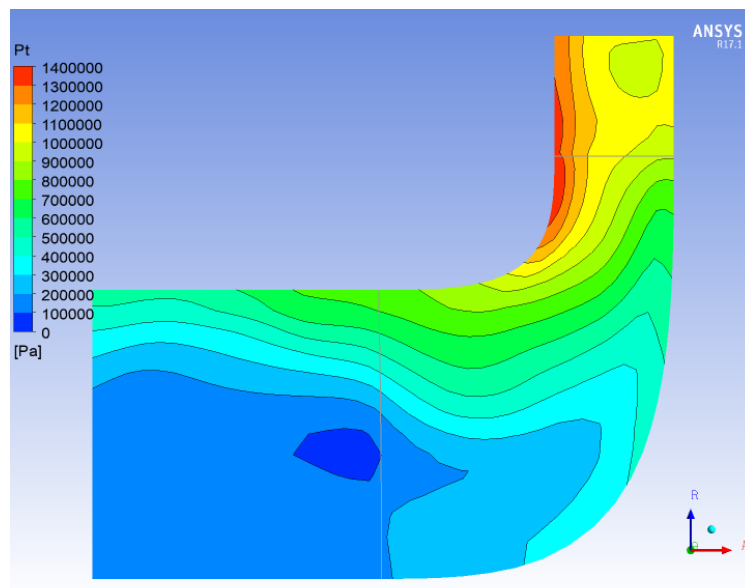


Figure 4-29 : l'évolution de la pression totale sous le plan méridien cas  $Q_v=1900$  Transitoire

Le paragraphe décrit la répartition de la pression totale le long de l'aube. On observe une augmentation progressive de la pression totale en se déplaçant de l'entrée vers la sortie, mais cette augmentation n'est pas régulière.

On remarque également qu'à la sortie de l'aube (bord de fuite), la pression est significativement élevée sur les parois en raison du phénomène de recirculation du fluide.

### Evolution de la pression statique dans le plan méridien :

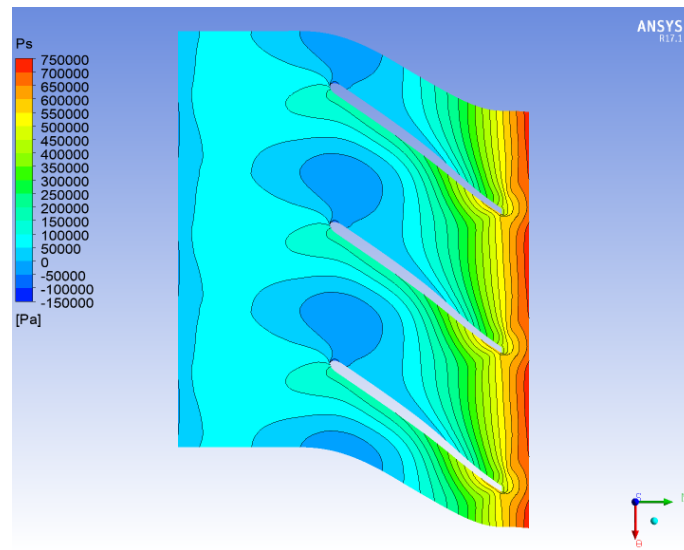


Figure 4-30 : l'évolution de la pression statique cas  $Q_v=1900$  Transitoire

Les graphiques illustrent la répartition de la pression statique. On observe une augmentation de la pression statique en se déplaçant de l'entrée vers la sortie.

La pression est plus prononcée au niveau de la partie supérieure de l'aube, ce qui signifie que le fluide impacte davantage cette partie par rapport à la partie inférieure.

### Evolution de la vitesse circonférentielle :

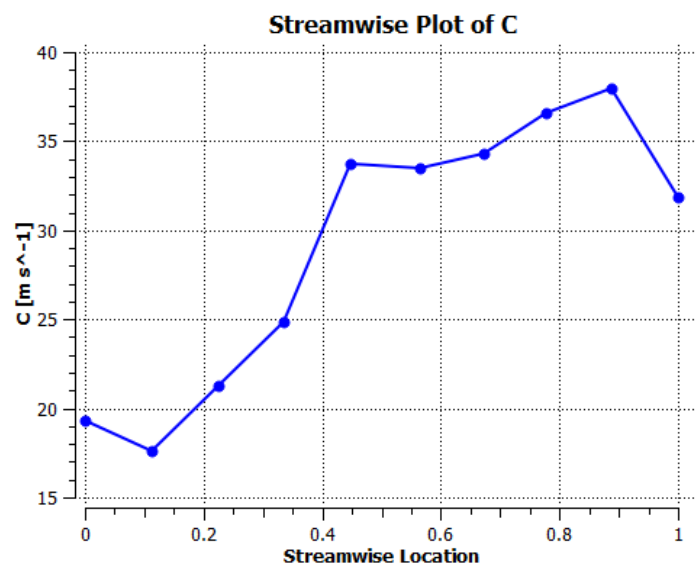


Figure 4-31 : l'évolution de la vitesse circonférentielle cas  $Q_v=1900$  Transitoire

Les données présentées démontrent la variation de la vitesse circonférentielle le long de l'aube. On remarque qu'à partir de l'entrée de l'aube, la vitesse augmente progressivement pour atteindre un maximum au niveau du bord d'attaque et du bord de fuite, avec des valeurs

comprises entre 31 et 34 m/s (la valeur maximale fournie étant de 37,81 m/s). Ensuite, la vitesse diminue en se dirigeant vers la sortie de l'aube.

### Evolution de la vitesse relative :

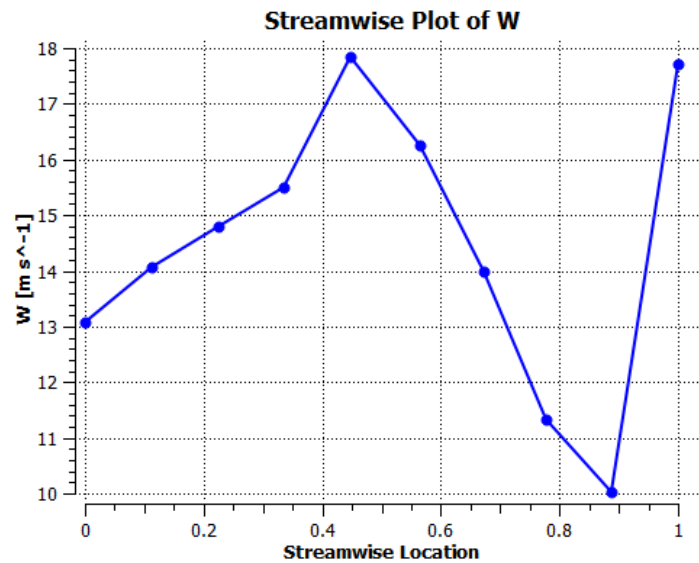


Figure 4-32 : : l'évolution de la vitesse Relative cas  $Q_v=1376$  Transitoire

Les données fournies mettent en évidence la variation de la vitesse relative tout au long de l'aube. On observe qu'à partir de l'entrée de l'aube, la vitesse a augmenté légèrement à partir du point 0.1. Elle diminue à nouveau jusqu'au point 0.4, atteignant une vitesse minimale située entre 9 et 10 m/s. Ensuite, la vitesse augmente de manière exponentielle vers la sortie de l'aube, avec une valeur comprise entre 17 et 18 m/s (selon les intervalles fournis par le fournisseur, et entre 15.19 et 18.4 m/s).

### L'évolution de la vitesse dans le plan méridien :

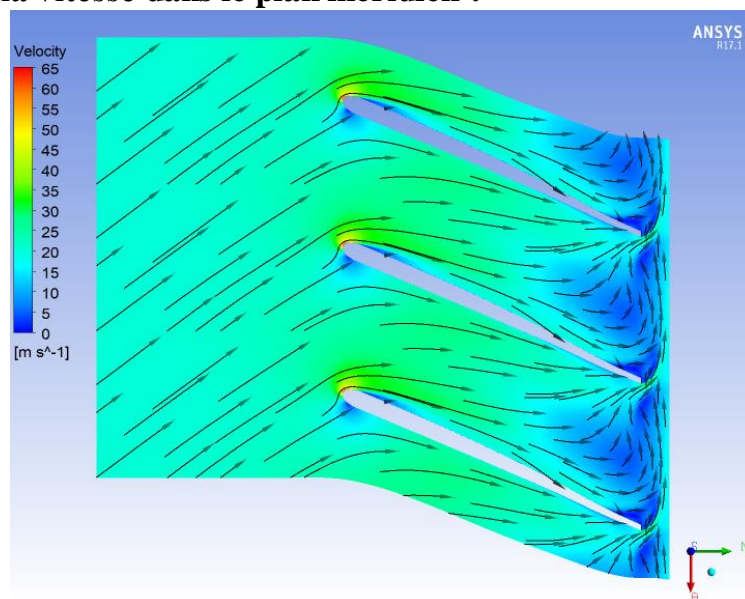


Figure 4-33 : l'évolution de la vitesse cas  $Q_v=1900\text{m}^3/\text{s}$  Transitoire

## CHAPITRE 4 : Etude Numérique

---

Les données présentées révèlent la variation de la vitesse le long de l'aube. On observe que la vitesse est maximale au niveau du bord de l'aube (bord d'attaque et de fuite) et augmente progressivement en se dirigeant vers la sortie de l'aube.

### ❖ Comparaison avec le fournisseur :

On va le calculer par la formule suivante :

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{P_{\text{CON}} - P_{\text{CAL}}}{P_{\text{CON}}} * 100$$

**Avec :**

$P_{\text{constructeur}}$  : pression donnée par constructeur.

$P_{\text{calculé}}$  : pression calculée par le logiciel.

Table 4-2 : Tableaux De résultat De deux débits Régime Transitoire Best Maillage

Débit ( $m^3/s$ )	1376					1900				
	$P_{\text{entrée}}$ (bar)	Débit massique (kg/s)	$P_{\text{sortie}}$ (cal) (bar)	$P_{\text{sortie}}$ (con) (bar)	$\frac{\Delta p}{p}$ (%)	$P_{\text{entrée}}$ (bar)	Débit massique (kg/s)	$P_{\text{sortie}}$ (cal) (bar)	$P_{\text{sortie}}$ (con) (bar)	$\frac{\Delta p}{p}$ (%)
Best Maillage (210000)	1.6	291.63	6.84	7	2.28	1.6	402	6.9	7	1.4



### 4.4.2.3 Vérification de la cavitation via CFX :

Pour vérifier la cavitation à l'aide de CFX, on doit suivre les étapes suivantes :

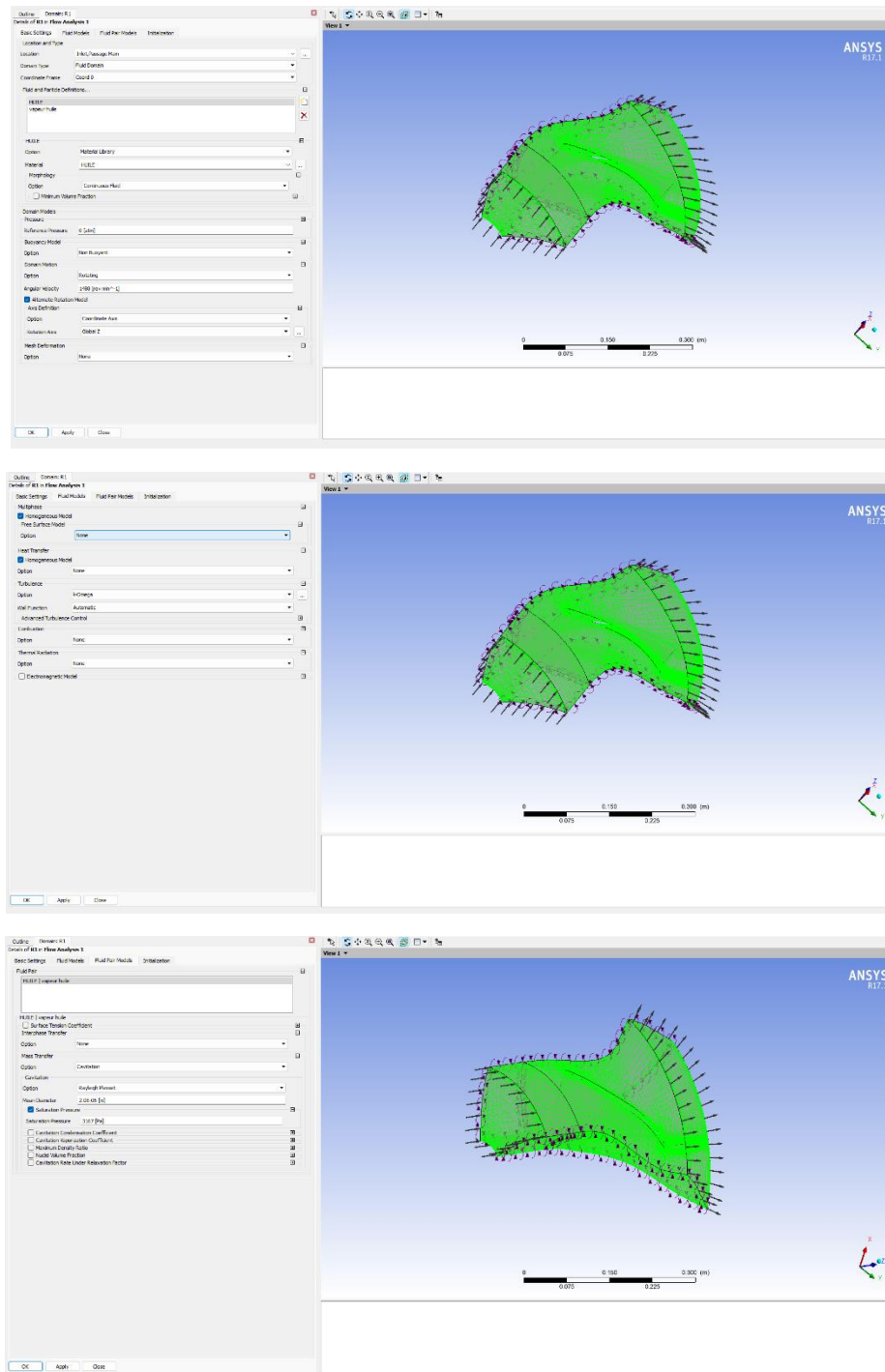


Figure 4-34 : Modélisation de la cavitation via ANSYS CFX

### Solution via CFX :

Lorsque vous lancez une simulation avec CFX, CFX SOLUTION est chargé de résoudre les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et d'autres propriétés physiques du fluide. Ces équations sont discrétisées et résolues de manière itérative sur un maillage tridimensionnel pour obtenir les champs de variables fluidiques, tels que la pression, la vitesse, la température, etc., à travers le domaine de simulation.

### CFX post-results :

CFX POST est un outil puissant et polyvalent pour l'analyse et la visualisation des résultats de simulation fluide obtenus avec ANSYS CFX. Il aide les utilisateurs à comprendre le comportement des fluides dans diverses applications et à prendre des décisions éclairées en matière de conception et d'optimisation.

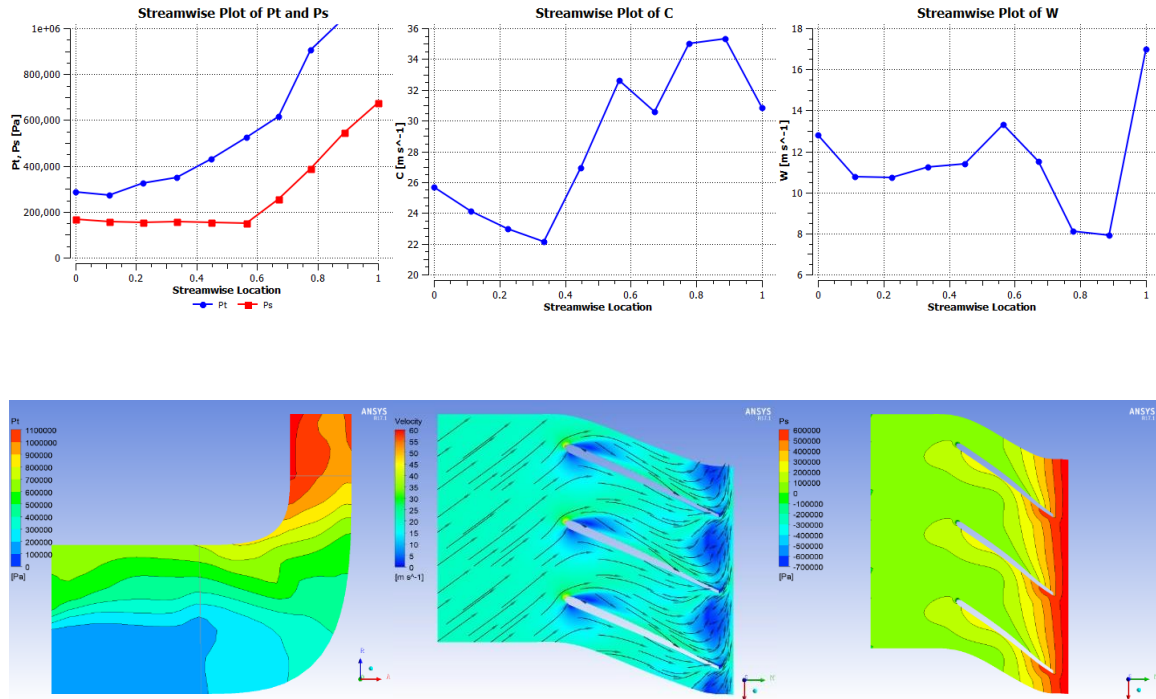


Figure 4-35 : l'évolution des paramètres de la pompe (cas  $Q_v=1376$ )

Les résultats de la simulation indiquent que le phénomène de cavitation est évité, car la pression d'entrée est maintenue à un niveau supérieur à la pression de vapeur saturante ( $P_{entrée} > P_{vap}$ ) et que le NPSH requis est inférieur au NPSH disponible.

#### 4.4.2.4 Étude de la cavitation par la variation de la pression d'aspiration :

On va calculer la pression d'aspiration à partir de cette équation :

$$NPSH = H_{asp} + \frac{P_a - P_v}{\rho \cdot g} - \sum H$$

$P_a$  : La pression d'aspiration

$P_v$  : la tension de vapeur de fluide (eau)

$H_{asp}$  : Hauteur d'aspiration

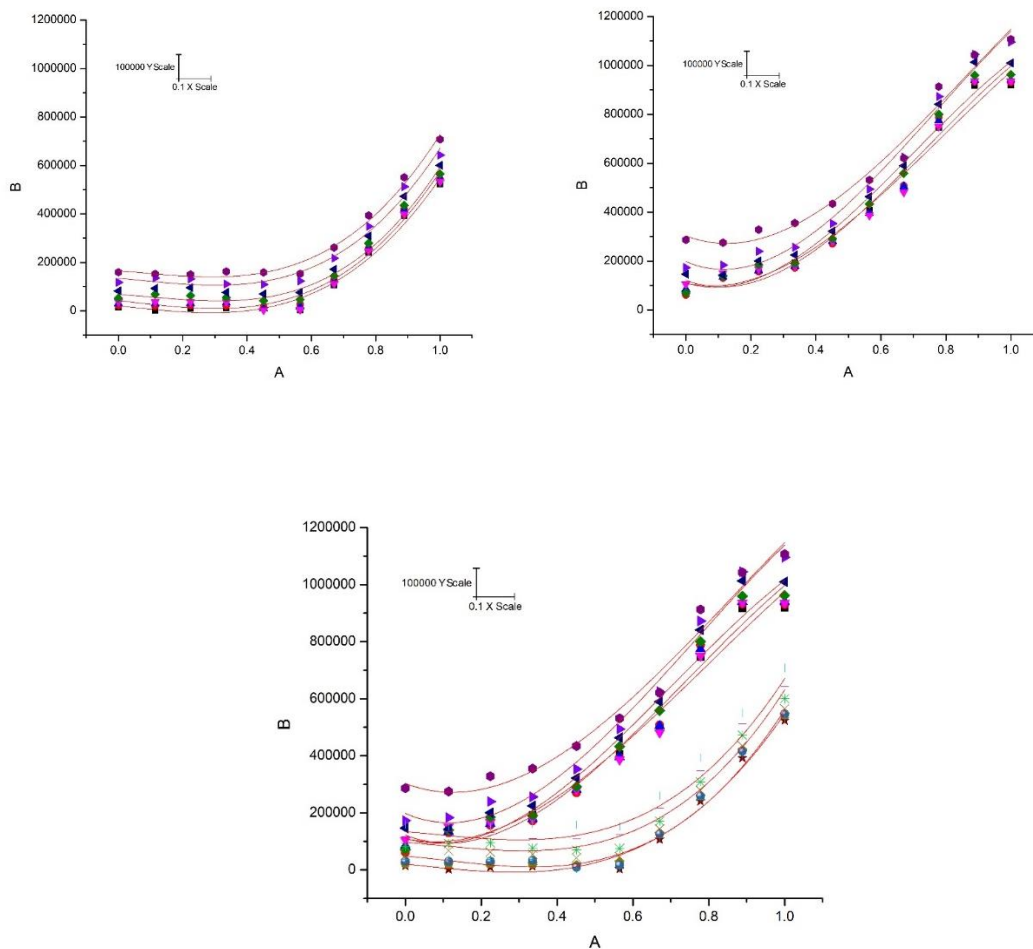
$\sum H$  : est la somme de toutes les pertes de charge de l'installation

*Table 4-3 : Pression d'aspiration en fonction de NPSH*

NPSH	H <sub>aspiration</sub>	P <sub>vapor</sub>	$\rho$	g	P <sub>aspiration</sub>
3	1.5	3167	763	9.81	14394.55
4	1.5	3167	763	9.81	21879.58
5	1.5	3167	763	9.81	29364.61
6	1.5	3167	763	9.81	36849.64
8	1.5	3167	763	9.81	51819.7
12	1.5	3167	763	9.81	81759.82
16	1.5	3167	763	9.81	111699.9
22	1.5	3167	763	9.81	156610.1

**4.4.2.5 Résultats et discussion :**

**La pression total et statique :**



*Figure 4-36 : l'évolution de la pression totale et statique le long de l'aubage (cas  $Q_v=1376$ ).*

La figure présente l'évolution des pressions statique et dynamique au sein de la pompe.

Au voisinage de l'entrée de la pompe, les pressions statique et dynamique sont constantes. Cela signifie que le fluide entre dans la pompe avec une certaine pression statique et une certaine vitesse, et ces valeurs restent relativement constantes sur une certaine distance.

À partir de la position 0.45, les pressions statique et dynamique commencent à augmenter. Cette augmentation est principalement due à la variation de la pression dynamique, qui est donnée par l'équation :  $p_{dyn} = 1/2\rho U^2$ , où  $\rho$  est la densité du fluide et  $U$  est la vitesse du fluide.

À la sortie de l'aube de la pompe, les pressions statique et dynamique atteignent leur valeur maximale. La pression totale à cet endroit est la somme de la pression statique et de la pression dynamique, conformément à l'équation :  $P_t = P_s + P_{dynamique}$ .

La pression totale est donc plus grande que la pression statique tout au long de l'aube. Cela est dû à la contribution de la pression dynamique, qui augmente à mesure que le fluide passe à travers l'aube de la pompe.

### La vitesse circonférentielle :

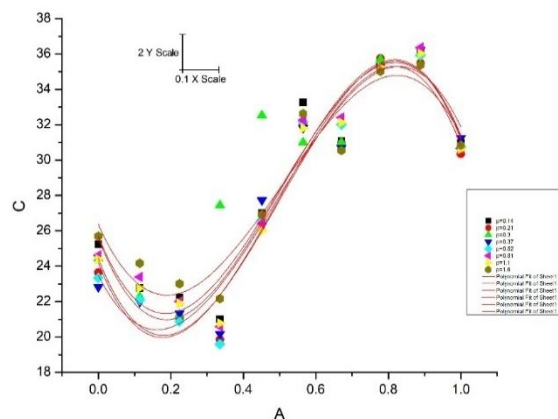


Figure 4-37 ; l'évolution de la vitesse circonférentielle (cas  $Q_v=1376$ )

À partir de l'entrée de l'aube, la vitesse circonférentielle a tendance à augmenter progressivement. Cela signifie que le fluide gagne de la vitesse à mesure qu'il traverse l'aube de la pompe. Cette augmentation de vitesse est due à la forme et au design de l'aube, qui sont conçus pour accélérer le fluide et augmenter son énergie cinétique.

La vitesse circonférentielle atteint une vitesse maximale au niveau du bord d'attaque et du bord de fuite de l'aube, généralement entre 30 et 34 m/s (d'après les données fournies par le fournisseur). C'est à ces endroits que la forme de l'aube et la conception de la pompe permettent d'atteindre la vitesse maximale du fluide. La vitesse maximale peut varier légèrement en fonction des spécifications et des caractéristiques de la pompe.

Au-delà du bord de fuite, la vitesse circonférentielle diminue en s'éloignant de l'aube. Cela est dû aux effets de diffusion et de turbulence, ainsi qu'à l'énergie transférée au fluide pour augmenter la pression statique et dynamique. La décélération du fluide est nécessaire pour convertir son énergie cinétique en énergie de pression.

### la vitesse relative :

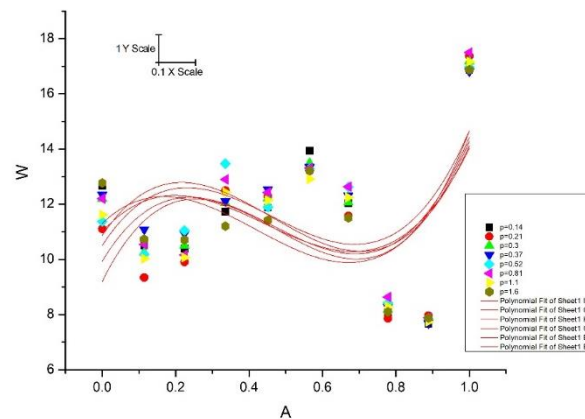


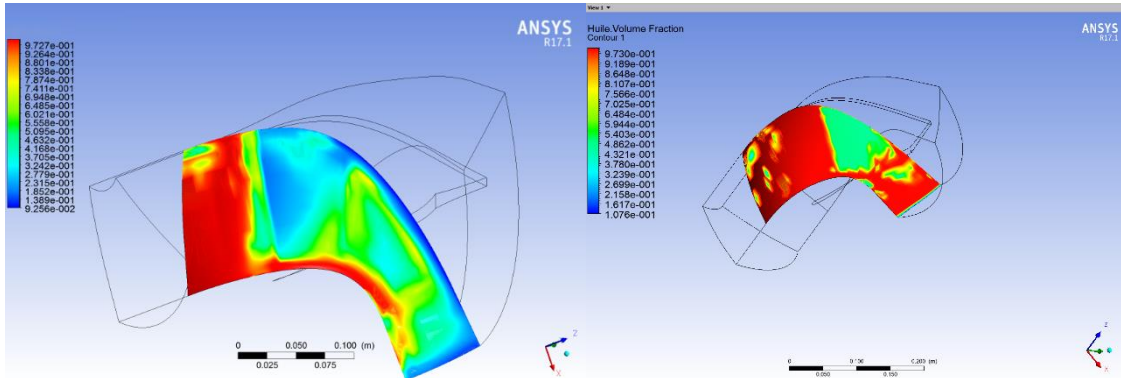
Figure 4-38 : l'évolution de la vitesse relative (cas  $Qv=1376$ )

À partir de l'entrée de l'aube, la vitesse relative a tendance à diminuer. Cela signifie que la vitesse du fluide par rapport à l'aube diminue progressivement à mesure qu'il traverse l'aube de la pompe. Cette diminution de la vitesse relative est généralement causée par une combinaison d'effets, tels que l'élargissement de l'aube et la conversion de l'énergie cinétique du fluide en énergie de pression.

Au point 0.4, on observe une légère augmentation de la vitesse relative. Cela peut être dû à des variations de la forme de l'aube ou à d'autres facteurs de conception spécifiques de la pompe. Cependant, cette augmentation est suivie d'une nouvelle diminution de la vitesse relative jusqu'au point 0.7, où elle atteint une vitesse minimale.

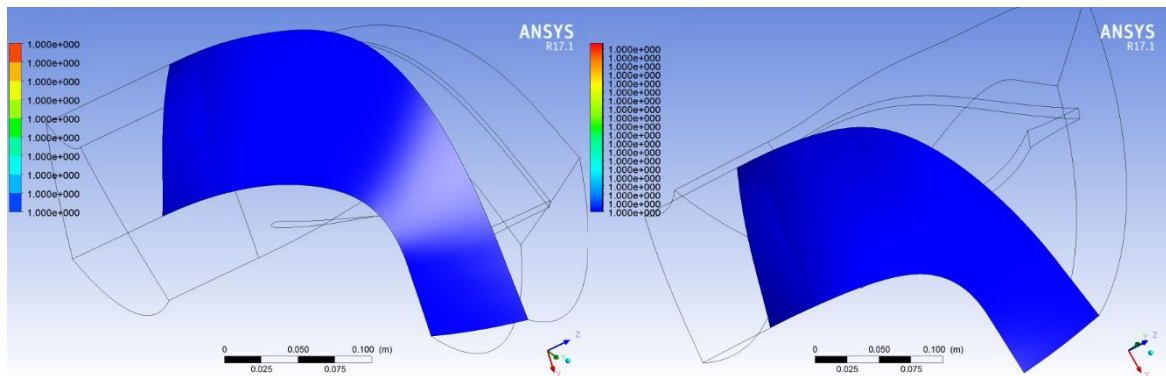
Entre les points 0.7 et la sortie de l'aube, la vitesse relative augmente de manière exponentielle. Cela indique que le fluide gagne de la vitesse par rapport à l'aube de manière significative à mesure qu'il se rapproche de la sortie de l'aube. La vitesse relative à la sortie de l'aube est généralement comprise entre 16 et 18 m/s (selon les intervalles fournis par le fournisseur), voire entre 16 et 18 m/s.

Fraction volumique de l’Huile Torada à 25°:



$P= 0.21 \text{ bar}$

$P= 0.37 \text{ bar}$



$P= 0.52 \text{ bar}$

$P= 1.6 \text{ bar}$

Figure 4-39 : Fraction volumique de l’Huile Torada

### Fraction volumique de la vapeur d'huile Torada à 25°:

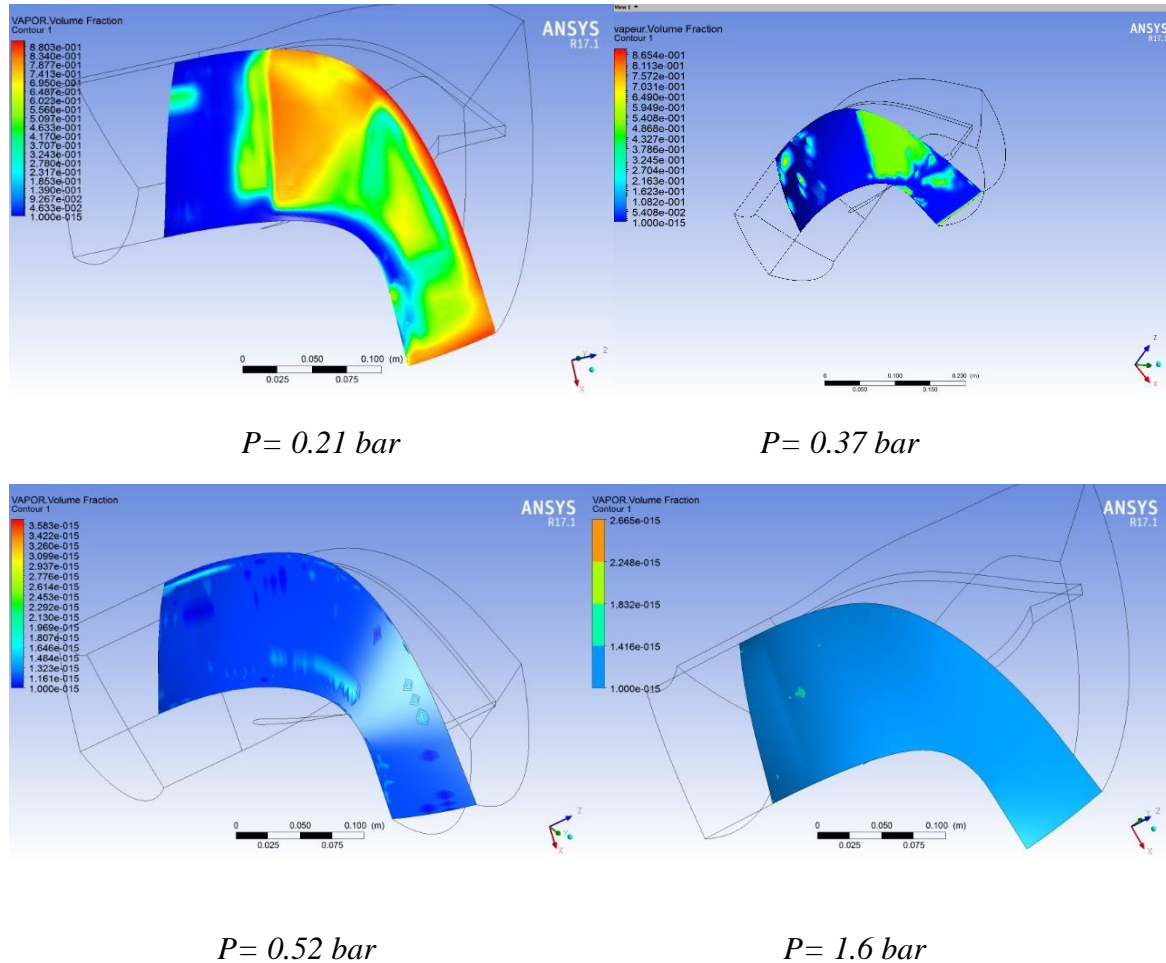


Figure 4-40 : Fraction volumique de la vapeur d'huile Torada

On remarque que pour un  $NPSH_{requis} = 6$  équivalents à une pression de  $P = 0.37 \text{ bar}$  la phase vapeur commence à apparaître et augmente progressivement pour atteindre une valeur maximale autour de l'aube.

- Cela indique que la pression du fluide atteint ou dépasse la pression de vapeur saturante à cet endroit. La diminution de la pression favorise la formation de bulles de vapeur, ce qui conduit à une augmentation de la phase vapeur.

Pour la pression  $P = 0.21$  la cavitation est présente fortement.

- Cela signifie que la pression est suffisamment basse pour provoquer une cavitation significative. La baisse de pression entraîne la formation de bulles de vapeur, qui, lorsqu'elles se déplacent vers une zone de pression plus élevée, peuvent imploser violemment, entraînant des dommages ou une usure sur les surfaces environnantes.

Pour les pressions  $P = 0.52$  et  $P = 1.6$  le taux de la phase vapeur est extrêmement négligeables et presque nulle.

- Cela suggère que la pression est suffisamment élevée pour éviter une formation significative de bulles de vapeur. Par conséquent, la phase vapeur est presque inexistante à ces niveaux de pression.

### La pression totale :

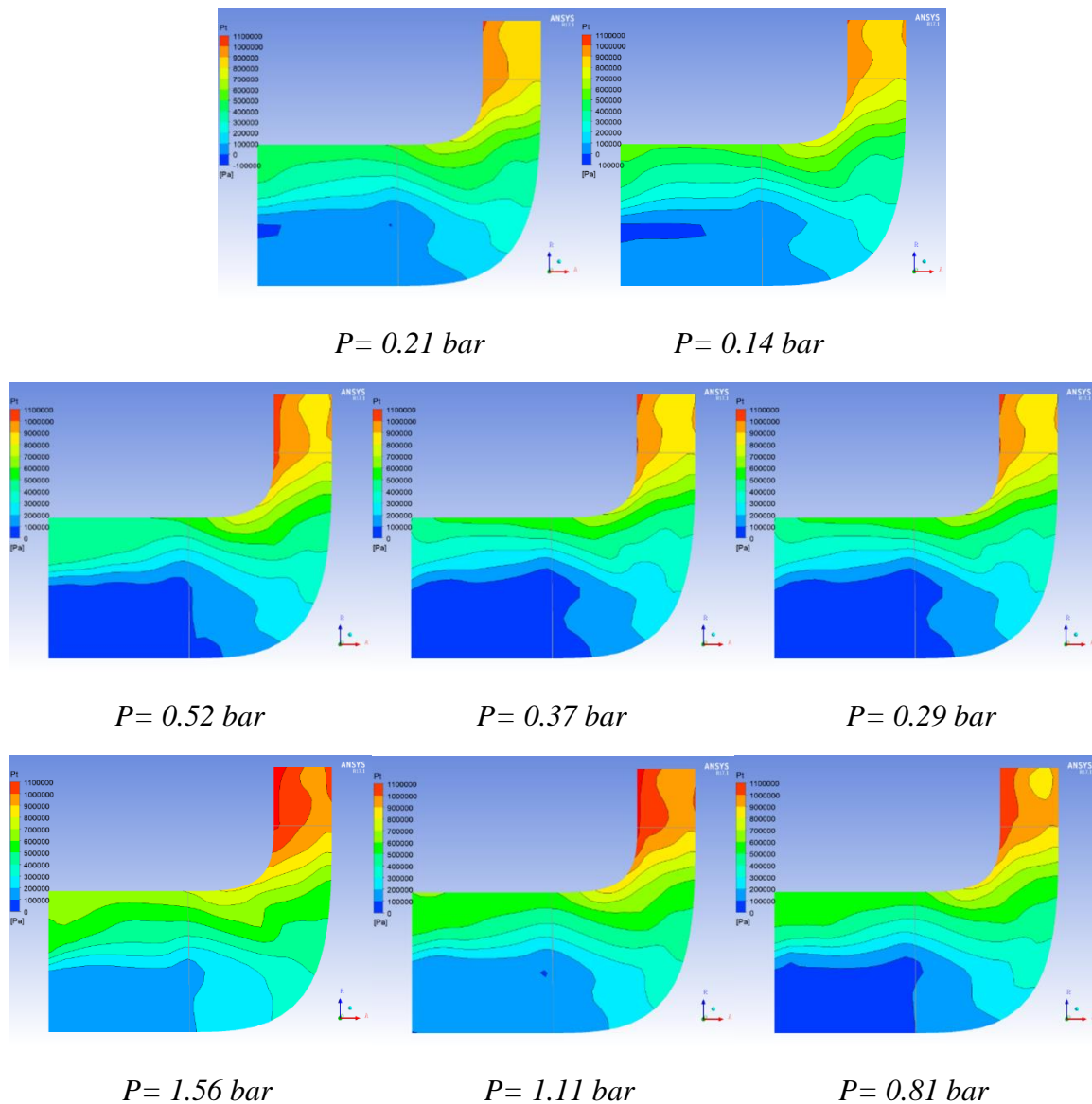


Figure 4-41 : contours de la pression total en présence de cavitation

Lorsqu'on examine la répartition de la pression totale sur l'aube, on observe une augmentation progressive de la pression en se déplaçant de l'entrée vers la sortie, cependant cette augmentation n'est pas uniforme. On constate également qu'à la sortie de l'aube, c'est-à-dire au niveau du bord de fuite, la pression sur les parois est significativement élevée en raison du phénomène de recirculation du fluide.



### La pression statique:

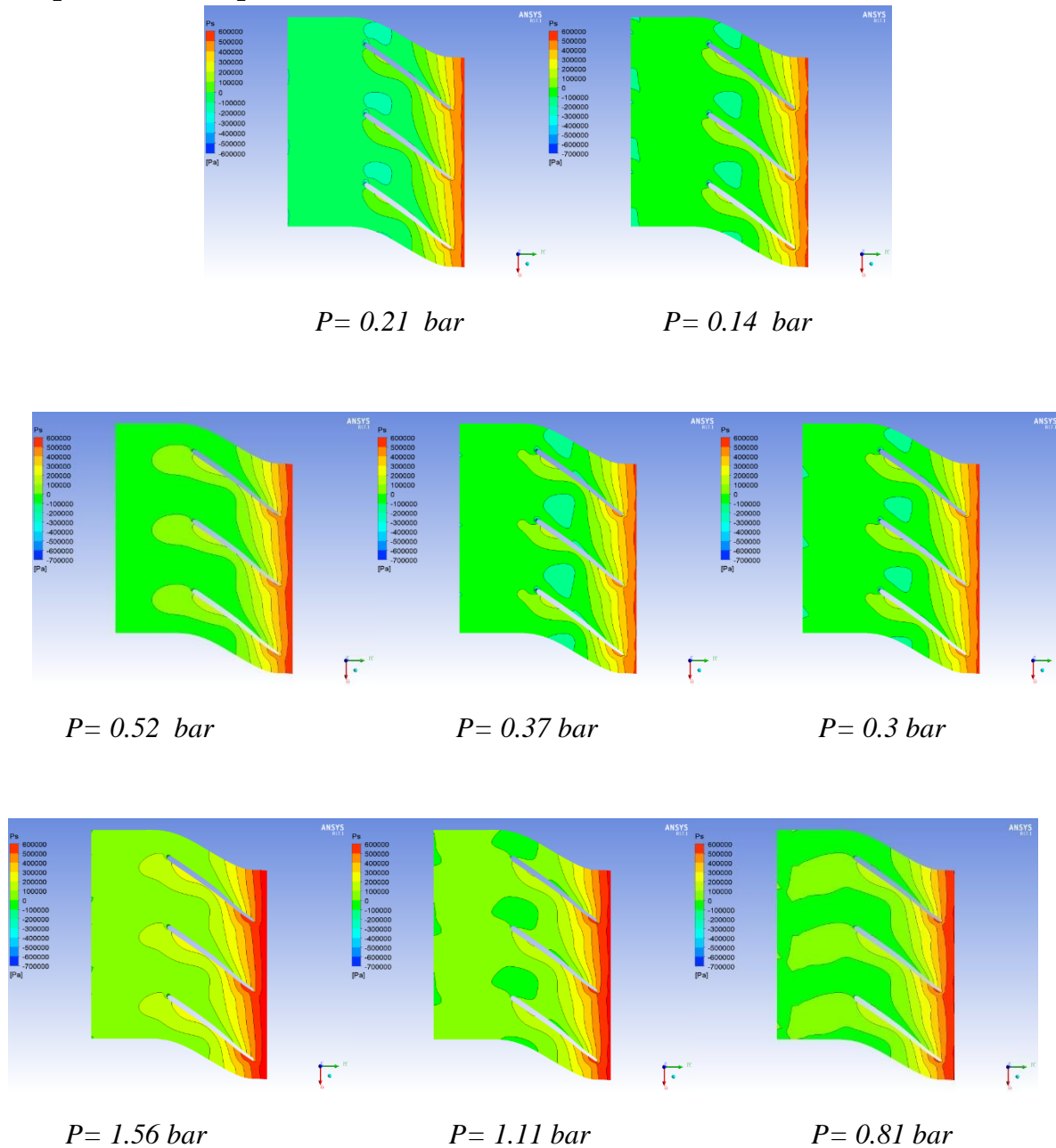


Figure 4-42 : Contours de la pression statice en présence de cavitation

Les diagrammes présentés illustrent la répartition de la pression statique. On observe une augmentation de la pression statique en se déplaçant de l'entrée vers la sortie. L'impact de la pression est plus important au niveau de la partie supérieure de l'aube, où le fluide exerce une influence plus marquée sur la partie supérieure par rapport à la partie inférieure.

### Les lignes de vitesse :

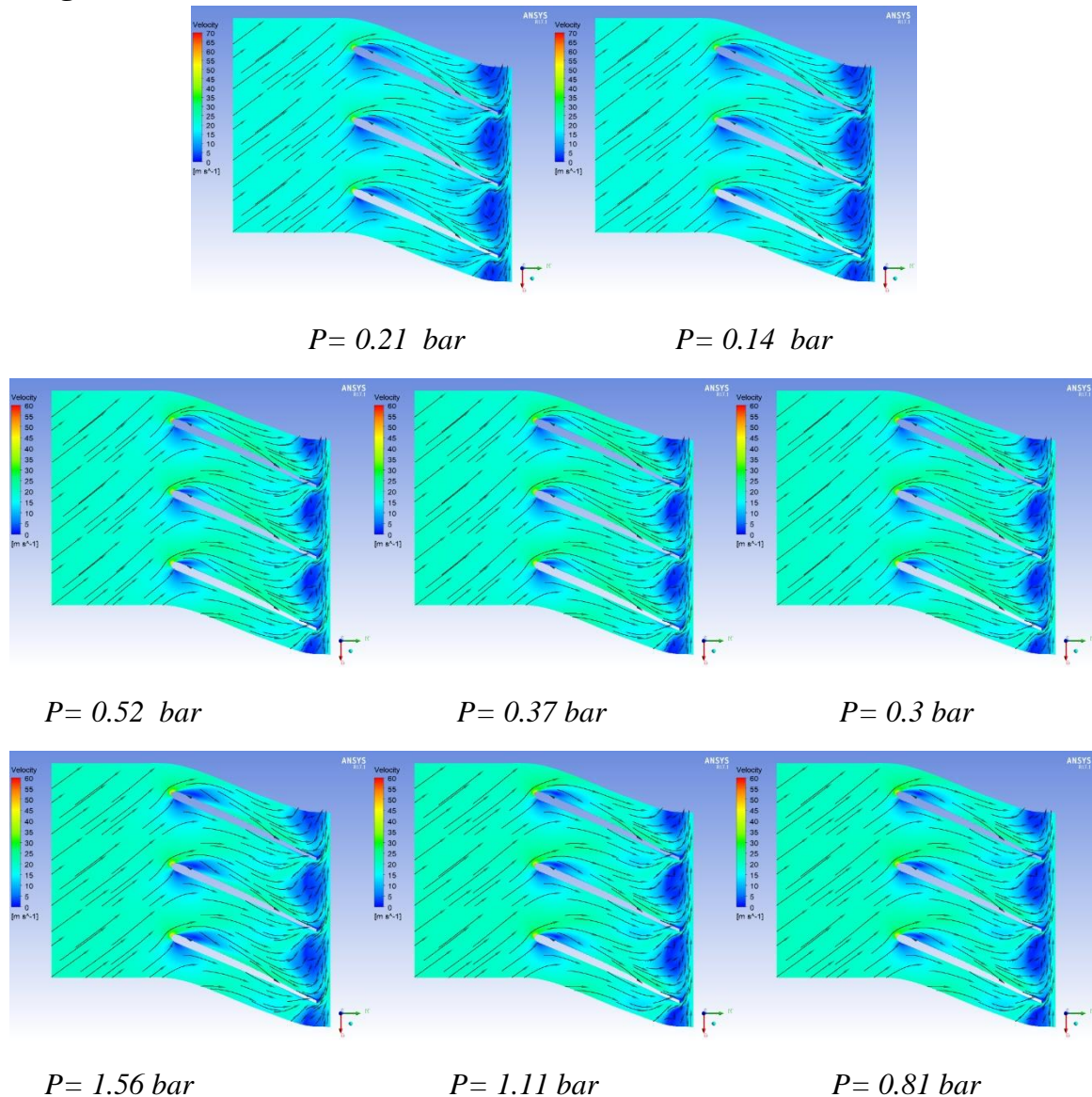


Figure 4-43 : Contours des vitesses en présence de cavitation

Ces figures illustrent la variation de la vitesse le long de l'aube. On observe que la vitesse est maximale aux extrémités de l'aube (bord d'attaque et bord de fuite) et augmente progressivement en se dirigeant vers la sortie de la roue.

### Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différentes étapes de la modélisation avec Ansys CFX, dont Les résultats obtenus sont en accord significatif avec les calculs analytiques, les données du fabricant et les calculs réalisés Harzallah dans deux régimes (stationnaire et transitoire).

Nous avons également examiné et analysé le phénomène de cavitation, ainsi que l'apparition de bulles de vapeur, en modifiant les pressions d'entrée en fonction du NPSH afin de déterminer la plage où il existe une possibilité de cavitation.

# **Conclusion General**

### Conclusion General

L'étude des pompes en utilisant Ansys-CFX offre de nombreux avantages et perspectives intéressantes. Tout d'abord, cette approche permet d'analyser et de comprendre le comportement hydraulique des systèmes de pompage, en évaluant les débits, les pressions et les pertes de charge associées. Elle permet également de visualiser les profils de vitesse et les champs de pression à l'intérieur des pompes, ce qui est essentiel pour optimiser leur conception et leur performance.

En comparant les résultats obtenus à une étude théorique, on peut valider la fiabilité et la précision des simulations réalisées avec Ansys-CFX. Cela permet de vérifier si les modèles utilisés dans l'outil de simulation reflètent correctement le comportement réel des pompes et d'ajuster les paramètres en conséquence.

L'extension de cette approche à l'étude d'autres types de turbomachines, tels que les compresseurs et les turbines, offre des opportunités passionnantes pour explorer et analyser différentes configurations et performances. Les simulations en régime permanent et transitoire permettent d'évaluer les réponses dynamiques de ces turbomachines et de comprendre leur fonctionnement dans des conditions réelles.

En ce qui concerne les perspectives futures, il reste encore plusieurs méthodes constructives à envisager. Par exemple, l'utilisation de matériaux innovants, l'optimisation de la géométrie des pales, l'intégration de technologies de contrôle avancées et l'exploration de nouvelles architectures de systèmes peuvent tous contribuer à améliorer les performances des pompes, des compresseurs et des turbines.

---

## Bibliographie

- [1] Mémoire fin d'étude intitulé « Etude des caractéristiques d'une pompe centrifuge » réalisé par Herzallah Yahia et Hamdaoui Nor el Islam.
- [2] Shrinivas, S. K., & Rama Mohan, R. (2010). Centrifugal Pumps: Design and Application (2nd ed.). CRC Press.
- [3] Ludwig, L. P. (1998). Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants (Vol. 1: General Principles). Gulf Professional Publishing.
- [4] Sinclair, G. (2016). Centrifugal Pumps and Allied Machinery. Read Books Ltd.
- [5] Mémoire fin d'étude « Redimensionnement d'une batterie d'échangeurs (E201 ) de l'unité GPL2/CIS-HMD » Réalisé par: Djamai Amira et Bedra Khadidja.
- [6] "Les Pompes", TOTAL Manuel de Formation : EXP-PR-EQ070 Révision 0.1, Dernière Révision :2007».
- [7] M. BETTAYEB, cours 'METHODE DES ELEMENTS FINIS', UMBB/FHC/DTEH .
- [8] Escaler, X., & Egusquiza, E. (2012). Cavitation in Hydraulic Machinery: With Special Emphasis on Pumping Systems. Springer.
- [9] Singhal, A. K. (2014). Engineering Fluid Mechanics (2nd ed.). Wiley.
- [10] M. A. BELLAHCENE, Cours de Turbomachine (Pompes), IAP,BOUMERDES, 2019.
- [11] Liver Turbomachines Thermique AlbinBlocs (COMPUTERIZED EDUCATIONAL PLTFORM (HEAT AND POWR TECHNOLOGY).

## Annex

Paramètres	Loi de comportement	facteurs		erreur
		Facteur	valeur	valeur
Pression totale	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=1.6)	Cte	288590.01325	73609.50063
		B1	-703763.3035	655426.81592
		B2	3.68591E6	1.56557E6
		B3	-1.74735E6	1.02569E6
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=1.1)	Cte	176494.4559	70234.613
		B1	-712819.7755	625390.34528
		B2	3.65611E6	1.49384E6
		B3	-1.64708E6	978700.07537
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.81)	Cte	140509.48897	79891.34863
		B1	-712766.204	711361.05801
		B2	3.80687E6	1.69917E6
		B3	-1.90292E6	1.11322E6
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.52)	Cte	69875.7477	68806.70633
		B1	-574564.7943	612662.22502
		B2	3.28991E6	1.46342E6
		B3	-1.42795E6	958768.60631
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.37)	Cte	105190.40456	69544.01922
		B1	-807273.7561	619241.08836
		B2	3.99626E6	1.47915E6
		B3	-1.98452E6	969076.84044
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.3)	Cte	85526.2725	67683.37662
		B1	-786243.5446	602659.97794
		B2	3.8969E6	1.43953E6
		B3	-1.92826E6	943115.86961
Pression Statique	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=1.6)	Cte	165164.95923	24662.16161
		B1	-99920.97397	225285.29468
		B2	-208520.4447	539640.84929
		B3	871206.30222	353441.57473
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=1.1)	Cte	115684.54164	35464.94038
		B1	-163776.2379	315790.6104
		B2		

		B2	-112291.9561	754313.75721
		B3	992346.81712	494194.22051
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.81)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	81625.20813	49408.98096
		B1	-326454.9279	439952.58672
		B2	95059.86248	1.05089E6
		B3	974691.45857	688500.60292
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.52)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	52629.86831	63754.69701
		B1	-532136.6483	567691.20347
		B2	904915.83544	1.35602E6
		B3	225068.32521	888404.22276
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.37)	Facteur	valeur	Valeur
		Cte	36023.17781	39344.17459
		B1	-169541.6160	350332.49113
		B2	-110110.7452	836822.27701
		B3	1.0201E6	548250.2857
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.3)	Facteur	valeur	Valeur
		Cte	29165.85498	33922.19536
		B1	-125917.0333	302053.53977
B2		-197403.0070	721500.681	
B3		1.05076E6	472696.49166	
Vitesse circonférentielle C	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=1.6)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	25.6923	2.31394
		B1	-26.95757	20.6529
		B2	150.48467	49.36261
		B3	-112.3212	32.36523
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=1.1)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	24.3904	2.24556
		B1	-44.8157	20.04256
		B2	157.55768	47.90383
		B3	-105.48503	31.40876
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.81)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	24.61438	1.81967
		B1	-36.15024	16.24131
		B2	164.97282	38.81844
		B3	-118.60697	25.45181
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.52)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	23.34957	2.10096
		B1	-45.39725	18.75201
		B2	179.30155	44.81927
		B3	-122.48291	29.38633

	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.37)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	22.821477	2.2231
B1		-46.37606	19.84211	
B2		161.06917	47.42473	
B3		-107.58577	31.09463	
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.3)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	24.43177	2.2818
		B1	-46.29993	20.36601
		B2	161.73217	48.67692
		B3	-108.20757	31.91565
Vitesse relative W	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=1.6)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	12.77121	2.77505
		B1	25.01426	24.73291
		B2	-47.84847	59.10517
		B3	25.63852	38.74337
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=1.1)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	11.6179	2.37815
		B1	13.3704	21.19547
		B2	-32.45925	50.65162
		B3	21.93832	33.20207
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.81)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	12.20162	2.89325
		B1	8.8544	25.78631
		B2	-28.21987	61.62253
		B3	20.31717	40.39349
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.52)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	11.37344	2.28375
		B1	21.21532	20.35416
		B2	-45.92921	48.6411
		B3	27.11514	31.88418
	$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.37)	Facteur	valeur	valeur
		Cte	12.34699	2.37846
		B1	13.13587	21.19819
		B2	-32.00614	50.65812
B3		21.69609	33.20633	
$Y = Cte + B1 * x^1 + B2 * x^2 + B3 * x^3$ (P=0.3)	Facteur	valeur	valeur	
	Cte	12.193	2.38327	
	B1	13.64428	21.24114	
	B2	-33.35927	50.76076	
	B3	22.52835	33.27361	