

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
جامعة عين تموشنت بلحاج بوشعيب
Université Ain Temouchent- Belhadj Bouchaib
Faculté des Sciences et de Technologie
Département Génie mécanique



Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du diplôme de Master en : : Génie Mécanique
Domaine : Sciences et Technologie
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique
Thème

**Contribution à l'étude numérique du comportement énergétique
des pompes centrifuges**

Présenté Par :

- 1) Mr BOUGUERRA Kouider
- 2) Mr. BENSAOULA Sidahmed

Devant le jury composé de :

Dr REMLAOUI Ahmed.	MCA	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Président
Dr SALAH Hichem	MCB	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Examineur
Dr. HARCHOUCHE Zine el abidine	M C B	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Encadrant
Dr NEHARI Taieb	M C B	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Co -Encadrante

Année Universitaire 2024/2025

Remerciements

Nous louons Dieu, Le Tout-Puissant, et Le remercions pour Son aide et Sa bénédiction qui nous ont permis d'achever ce travail modeste.

À cette occasion, nous exprimons notre profonde gratitude à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce travail, en particulier notre encadrant, Monsieur M.Harchouche, pour ses précieux conseils et son accompagnement tout au long de ce projet. Nous adressons également nos sincères remerciements à nos chers parents, qui ont toujours été à nos côtés et dont le soutien et les prières ont grandement contribué à notre réussite.

Dédicace

À mes chers parents,

En reconnaissance de vos sacrifices, avec toute ma gratitude pour votre amour, votre tendresse, votre soutien inconditionnel et vos prières qui m'ont accompagné tout au long de mes études.

À mes amis,

Merci pour votre soutien et vos encouragements constants.

À toute ma famille,

Je vous suis profondément reconnaissant pour votre présence à mes côtés tout au long de mon parcours universitaire.

J'espère que ce travail concrétise vos espoirs et qu'il soit le fruit de votre soutien inlassable.

BOUGUERRA KOUIDER

À mes chers parents,

En reconnaissance de vos sacrifices, avec toute ma gratitude pour votre amour, votre tendresse, votre soutien inconditionnel et vos prières qui m'ont accompagné tout au long de mes études.

À mes amis,

Merci pour votre soutien et vos encouragements constants.

À toute ma famille,

Je vous suis profondément reconnaissant pour votre présence à mes côtés tout au long de mon parcours universitaire.

J'espère que ce travail concrétise vos espoirs et qu'il soit le fruit de votre soutien inlassable.

SIDAHMED BENSAOULA

Résumé

Cette étude porte sur la modélisation, la simulation et l'analyse du comportement hydrodynamique d'une pompe centrifuge en utilisant la mécanique des fluides numérique (CFD) via le logiciel ANSYS Fluent. Après une présentation générale des pompes et de leur classification, l'accent est mis sur les principes de fonctionnement des pompes centrifuges. L'étude se poursuit par l'établissement des courbes caractéristiques, essentielles à la compréhension des performances de la pompe. La démarche numérique inclut la modélisation géométrique, le maillage, le choix des modèles physiques (turbulence, cavitation) et la définition des conditions aux limites. Les simulations sont menées pour quatre fluides (eau, eau salée, méthanol et essence) dans deux régimes d'écoulement : sans cavitation et avec cavitation. L'objectif est d'analyser et de comparer la distribution de la pression et les effets de la cavitation selon la nature du fluide. Les résultats obtenus permettent d'évaluer l'influence des propriétés des fluides sur le fonctionnement de la pompe et d'identifier les conditions favorisant la cavitation.

Mots clés: Simulation, Cavitation, ANSYS, Puissance, Centrifuges, Essence.

Abstract

This study focuses on the modeling, simulation, and analysis of the hydrodynamic behavior of a centrifugal pump using Computational Fluid Dynamics (CFD) through the ANSYS Fluent software. Following a general overview of pumps and their classification, particular emphasis is placed on the operating principles of centrifugal pumps. The study then proceeds with the establishment of characteristic curves, which are essential for understanding pump performance. The numerical approach includes geometric modeling, meshing, the selection of physical models (turbulence, cavitation), and the definition of boundary conditions. Simulations are carried out for four fluids (water, salt water, methanol, and gasoline) under two flow regimes: without cavitation and with cavitation. The main objective is to analyze and compare pressure distribution and cavitation effects based on the nature of the fluid. The results obtained help assess the influence of fluid properties on pump operation and identify the conditions that promote cavitation.

Keywords: Simulation, Cavitation, ANSYS, Power, Centrifugal (Pumps), Gasoline.

Sommaire

Remerciements	2
Dédicace	4
Résumé.....	IV v
Sommaire.....	v
Listes des figures	VIII

Introduction générale

Introduction générale	1
-----------------------------	---

Chapitre I: Généralité sur les pompes

1.1 Introduction	3
1.2 Généralité sur les pompes.....	3
1.2.1 Définition.....	4
1.2.2 Différents types des pompes.....	4
1.3 Classification des pompes.....	5
1.4.Fonctionnement d'une pompe.....	12
1.5 Pompes centrifuges.....	15
1.5.1 La constitution.....	15
1.6 Conclusion.....	18

Chapitre II: Caractéristiques de performance des pompes centrifuges

2.1 Introduction	19
2.2 Première loi de la thermodynamique.....	19

2.3	Deuxième loi de la thermodynamique : pertes et rendement.....	21
2.4	Diagrammes de vitesse et génération de hauteur manométrique.....	24
2.5	Deuxième loi de Newton appliquée aux moments des forces et équation d'Euler des pompes.....	25
2.6	Generation de pression statique.....	27
2.7	Effets centrifuges et de diffusion dans les roues.....	28
2.8	Élévation de la pression statique dans le collecteur, chute de pression dans la buse d'entrée.....	29
2.9	Répartition de la pression statique interne.....	30
2.10	Hauteur negative nette a l'aspiration (npsh).....	30
2.11	Courbes caractéristiques de performance.....	33
2.12	Conclusion	35

Chapitre III: Modèle numérique

3.1	Introduction	37
3.2	Organigramme de simulation d'une pompe centrifuge..... 37	
3.3	Géométrie..... 39	
3.4	Conditions aux limites de fluide..... 42	
3.5	Fluides utilisées corrosif et non corrosif.....	43
3.6	Maillage des composantes de la pompe.....	56
3.7	Solution via CFX..... 58	
3.8	Critère de convergence..... 59	
3.9	CFX post-results..... 59	
3.10	Méthode complète pour déterminer l'énergie fournie par la pompe centrifuge	60
3.11	Conclusion.....	60

Chapitre VI :Résultats et discussions

4.1 Introduction	61
4.2 Evolution de la vitesse de la pompe.....	61
4.3 Evolution de pression de la pompe.....	62
4.4 Distributions de pression.....	63
4.5 Comparaison la distribution de la pression dans le cas sans cavitation.....	77
4.7 Comparaison la distribution de la pression dans le cas avec cavitation.....	79
4.8 Energie utile générée par une pompe centrifuge pour deux fluides non corrosifs et deux fluides corrosifs.....	81
4.9 Comparaison de la variation de l'énergie utile dans le cas sans cavitation.....	86
4.10 Comparaison de la variation de l'énergie utile dans le cas avec cavitation.....	87
4.5 Conclusion	88

Conclusion générale

Conclusion générale.....	89
--------------------------	----

Références bibliographique

Références bibliographique	91
----------------------------------	----

Listes des figures

Figure 1.1 : Pompes à Vis [4].....	6
Figure 1.2: Pompes à engrenages extérieurs.....	7
Figure 1.3 : Pompes à palettes flexibles.....	7
Figure 1.4: Pompe à palettes libres. [4].....	8
Figure 1.5: Pompes volumétriques alternatives. [7].....	8
Figure 1.6: Pompe à piston [7].....	9
Figure 1.7: Pompe à membranes [7]	10
Figure 1.7: Pompe centrifuge à écoulement radial [4]	11
Figure 1.8: pompe axiale à écoulement axial.[5]	11
Figure 1.9: Pompe hélico-centrifuge à écoulement diagonal.....	12
Figure 1.10: Impulseur axial et semi- radiale.....	16
Figure 1.11: Impulseur ouvert	16
Figure 1.12: Impulseur axial et semi- radiale.....	17
Figure 2.1: Transfert d'énergie dans une pompe centrifuge.....	20
Figure 2.2: Détermination des rendements des composants. (Vue méridienne.)	21
Figure 2.3: Diagrammes de vitesses de la roue (1 = entrée ; 2 = sortie)	25
Figure 2.4 Triangle de vitesses et écoulement dans le canal de la roue.....	28
Figure 2.5: Développement de la pression interne dans un étage de pompe. Élévation de pression totale	

$\Delta P = \rho g \Delta H$	31
.....	
Figure 2.6A et 2. 6B Courbes caractéristiques de performance d'un étage de pompe, associées aux diagrammes de vitesses.....	34
.	
Figure 3.1 : Organigramme de simulation d'une pompe centrifuge.....	38
Figure 3:2 : Paramètres géométriques de la roue (impeller) pour une vitesse de rotation de 2500 tr/min	39
Figure 3.3 : Paramètres au niveau de l'entrée et de la sortie de la roue.....	40
Figure 3.4 : Géométrie en perspective de la roue (impeller).	40
Figure 3.5: Zone de fonctionnement optimale de la pompe.....	41
Figure 3.6 : Géométrie en perspective de la volute de la pompe.....	42
Figure 3.7 : Maillage des différentes composantes de la roue de la pompe centrifuge.....	57
Figure 3.8 : Maillage de la volute de la pompe.....	58
Figure. 4.1: Variation de vitesse dans les différentes parties de la pompe.	61
Figure. 4.2: Variation de vitesse dans les différentes parties de la pompe	62
Figure 4.3: Distributions de pression de l'eau à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.....	65
Figure 4.4: Distributions de vitesse de l'eau à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.	66
Figure 4.5: Distributions de pression de l'eau salée à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.	68
Figure 4.6: distributions de vitesse de l'eau salée à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.	70

Listes des figures

Figure 4.7: distributions de pression de l'essence à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.	71
Figure 4.8: distributions de vitesse de l'eau salée à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.....	73
Figure 4.9: distributions de pression du méthanol à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.....	75
Figure 4.10: distributions de vitesse du méthanol à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.....	77
Figure 4.11: Comparaison la distribution de la pression dans le cas sans cavitation.....	78
Figure 4.12: Comparaison la distribution de la pression dans le cas avec cavitation.....	80
Figure 4.13: Variation de l'énergie utile de l'eau (fluide non corrosif).....	82
Figure 4.14: Variation de l'énergie utile de l'essence (fluide non corrosif).....	83
Figure 4.15: Variation de l'énergie utile de l'eau salée (fluide corrosif).....	84
Figure 4.16: Variation de l'énergie utile du méthanol (fluide corrosif).....	85
Figure 4.17: Comparaison de la variation de l'énergie utile dans le cas sans cavitation.....	86
Figure 4.18: Comparaison de la variation de l'énergie utile dans le cas avec cavitation.....	87

Introduction générale

Introduction générale

La pompe centrifuge est une machine hydraulique qui convertit l'énergie mécanique fournie par un moteur en énergie hydraulique, permettant ainsi le transport des fluides par l'intermédiaire de la force centrifuge générée par la rotation d'une roue.

Dans cette étude, nous adoptons un modèle numérique basé sur les méthodes et algorithmes implémentés dans le logiciel ANSYS Fluent. Nous décrivons les différentes procédures

utilisées pour la résolution des équations de conservation — notamment celles de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie — en mettant en avant les modèles physiques sélectionnés, tels que le modèle de turbulence et les conditions de rotation.

L'analyse est réalisée pour quatre types de fluides couramment utilisés ou étudiés en hydraulique : l'eau, l'eau salée, le méthanol et l'essence. L'objectif principal est de comparer la réponse de ces fluides aux conditions hydrodynamiques internes de la pompe, en distinguant deux régimes d'écoulement : – un régime sans cavitation, représentant le fonctionnement nominal de la pompe ; – un régime avec cavitation, soulignant les effets néfastes liés à la formation de vapeur dans les zones de basse pression.

Le manuscrit de cette mémoire se décompose en quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, nous commencerons par une brève présentation des pompes, en abordant leur classification selon différents critères : le type de fonctionnement (pompes dynamiques ou volumétriques), la nature du fluide, et la configuration mécanique. Une attention particulière sera ensuite accordée au principe de fonctionnement général des pompes, en mettant l'accent sur les pompes centrifuges.

Dans ce deuxième chapitre, nous nous consacrerons à l'établissement détaillé des courbes caractéristiques d'une pompe. Ces courbes mettent en relation les principales grandeurs de fonctionnement, telles que le débit volumique, la hauteur manométrique, la puissance absorbée et le rendement. Elles jouent un rôle fondamental dans la conception et l'exploitation des pompes. Leur forme et leur évolution dépendent directement des conditions d'écoulement à l'intérieur de la roue, analysées à l'aide des diagrammes de vitesses.

Dans le troisième chapitre, nous exposerons la mise en œuvre numérique de la résolution des équations de transport à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. Ce chapitre présente les étapes essentielles d'une simulation CFD appliquée à une pompe centrifuge, notamment le choix du

code de calcul, la modélisation géométrique, la génération d'un maillage adapté aux zones critiques, ainsi que la configuration des paramètres physiques et numériques. Une attention particulière est portée aux modèles de turbulence, aux conditions de rotation, et à la définition des conditions aux limites, éléments indispensables pour garantir la convergence et la fiabilité des résultats obtenus.

Dans le quatrième chapitre, nous présenterons et analyserons en détail les résultats obtenus.

Ce chapitre est consacré à l'étude du comportement des fluides au sein d'une pompe centrifuge, à travers l'analyse de la distribution de la pression dans les différentes parties de la machine, notamment dans la roue et la volute. Cette analyse est menée pour quatre types de fluides couramment utilisés ou étudiés en hydraulique : l'eau, l'eau salée, le méthanol et l'essence. L'objectif principal est de comparer la réponse de ces fluides aux conditions hydrodynamiques internes, en distinguant deux régimes d'écoulement : – un régime sans cavitation, représentant le fonctionnement nominal de la pompe, – un régime avec cavitation, mettant en évidence les effets néfastes liés à la formation de vapeur dans les zones de basse pression.

Cette étude s'inscrit dans le cadre de l'évaluation des performances hydrauliques de la pompe centrifuge en fonction de la nature du fluide véhiculé, et vise à mieux comprendre l'influence des propriétés physico-chimiques de chaque fluide sur les phénomènes d'écoulement, en particulier en présence de cavitation.

CHAPITRE I Généralité sur les pompes

I.1 Introduction :

Ce chapitre présente les principes fondamentaux liés aux pompes, en commençant par leur classification selon divers critères : Type de fonctionnement (pompes dynamiques ou volumétriques), Nature du fluide, Configuration mécanique. Une attention particulière est

ensuite portée au fonctionnement général d'une pompe, notamment la manière dont l'énergie mécanique est transformée en énergie hydraulique. Cela permet de poser les bases nécessaires à la compréhension des phénomènes d'aspiration, de refoulement, de pertes de charge, et de rendement. Enfin, le chapitre s'intéresse de manière plus détaillée à une catégorie largement utilisée : les pompes centrifuges. Ces machines, basées sur l'action de la force centrifuge, permettent un débit continu avec un fonctionnement relativement simple et robuste. Leur principe de fonctionnement, leurs éléments constitutifs, ainsi que leurs avantages et limites seront abordés pour fournir une vision globale de leur rôle dans les installations hydrauliques.

1.2 Généralité sur les pompes :

On appelle turbomachine un appareil dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un débit permanent de fluide et rotor tournant à vitesse constante autour d'un axe.[1]

Selon le sens de l'échange d'énergie, la turbomachine est appelée :

- **Génératrice** : lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide (Ex:**pompe centrifuge**), donc elle doit être nécessairement accouplée à une autre machine jouant un rôle de moteur (moteur électrique, moteur diesel, turbomachine réceptrice).
- **Motrice** : lorsqu'elle en reçoit de l'énergie du fluide (Ex: turbine à vapeur) pour entraîner une machine génératrice (alternateur ou turbomachine génératrice).

Les turbomachines se subdivisent en: pompes, compresseurs, ventilateurs ou soufflantes, selon la nature liquide ou gazeuse du fluide véhiculé et sa compressibilité.

Dans le cas des pompes et des ventilateurs, la variation de son volume massique est nulle ou négligeable au cours de la traversée de la machine et l'on dit alors que le fluide se comporte de manière incompressible ; il n'en est pas de même dans le cas des soufflantes, où sa compressibilité intervient.[1]

Les pompes sont, après les moteurs électriques, les machines les plus couramment utilisées aussi bien sur le plan industriel que dans le domaine domestique. Dans la plupart des cas, il s'agit de pompes de construction courante pour lesquelles l'utilisateur peut trouver les renseignements et les indications concernant ce matériel dans les catalogues de constructeurs. Cependant, l'utilisation doit avoir une connaissance générale du fonctionnement des pompes afin d'effectuer le bon choix de la machine.

Il faut surtout éviter le gaspillage d'énergie dû à l'utilisation de pompes mal adaptées aux installations [1]

1.2.1 Définition :

Une pompe est une machine hydraulique qui aspire et refoule un liquide (eau, huile, essence, liquides alimentaires, etc.) d'un point à un endroit voulu.

La pompe est destinée à élever la charge du liquide pompé.[2] La charge ou l'énergie est la somme de trois catégories d'énergie :

- Énergie cinétique.
- Énergie potentielle.
- Énergie de pression.

C'est donc un appareil qui génère une différence de pression entre l'entrée et la sortie de la machine.

L'énergie requise pour faire fonctionner une pompe dépend :

- Des propriétés du fluide : la masse volumique, la viscosité dynamique,
- Des caractéristiques de l'écoulement : la pression, la vitesse, le débit volumique, la hauteur,
- Des caractéristiques de l'installation : la longueur des conduites, le diamètre et la rugosité absolue.[2]

1.2.2 Différents types des pompes:

Il existe plusieurs types de pompes, classées principalement en pompes volumétriques et pompes dynamiques, chacune adaptée à des applications spécifiques selon la nature du fluide, le débit souhaité et la pression requise.

Catégories	Type	Structure
Centrifuge	Mono étage	- à volute - à diffuseur - verticale
	Multi étages	- héléco -centrifuge - axiale
Volumétrique	Rotatives	- à engrenages - à vis - à palettes
	Alternatives	- à piston - à membrane

1.3 Classification des pompes :

Pour répondre à toutes les applications industrielles, plusieurs types de pompes ont été mis au point. On regroupe toutes ces pompes sous deux grandes familles :

✓ **Pompes hydrauliques volumétriques(à déplacement) :**

Les pompes volumétriques sont des dispositifs conçus pour transférer un fluide, généralement incompressible, d'un point à un autre en générant une dépression à l'aspiration et une surpression au refoulement. Elles sont constituées d'un corps hermétiquement fermé contenant un ou plusieurs éléments mobiles qui, par leur déplacement cyclique, permettent l'admission puis l'expulsion d'un volume de liquide. Ce fonctionnement impose l'intégration d'un dispositif de sécurité contre les excès de pression.[3]

Elles présentent une grande diversité d'applications et de conceptions technologiques, leur choix dépendant des caractéristiques du fluide à véhiculer et des conditions d'écoulement. En général, les pompes volumétriques sont préférées lorsque l'objectif est d'augmenter la pression, tandis que les pompes centrifuges sont plus adaptées pour accroître le débit. Les turbopompes, quant à elles, utilisent une roue à aubes en rotation pour transmettre de l'énergie cinétique au fluide, convertie en pression grâce à un récupérateur.

Les pompes volumétriques se distinguent par un système d'étanchéité interne assurant la noncommunication entre l'entrée et la sortie, ce qui permet de limiter les pertes et d'atteindre des pressions élevées. Grâce à leur capacité à générer une dépression à l'aspiration, elles sont également auto-amorçantes.

✓ **Les pompes volumétriques rotatives :**

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

Les principaux types des pompes rotatives sont

: pompes à engrenage. pompes à vis.

pompes à lobes.

pompes à palettes ...etc

✓ **Pompes à vis:**

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles. Dans le cas d'une pompe à trois vis, la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entraînées par la première.

Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs. Ces pompes peuvent tourner vite (3 000 tr/min). Elles sont silencieuses et permettent d'atteindre des pressions assez élevées (100 bar). Par contre, elles n'admettent pas de particules solides.[4]

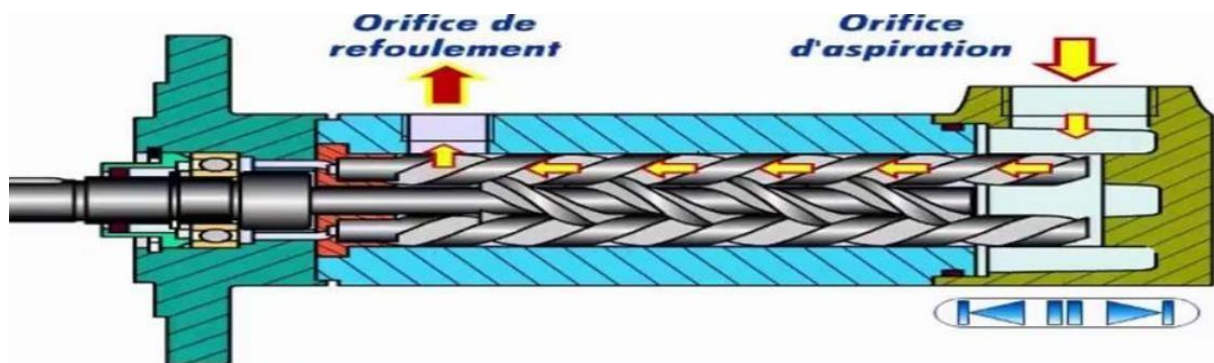


Figure 1.1 : Pompes à Vis [4]

✓ **Pompes à engrenages extérieurs:**

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit par la disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement. Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevrons. Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.[4]

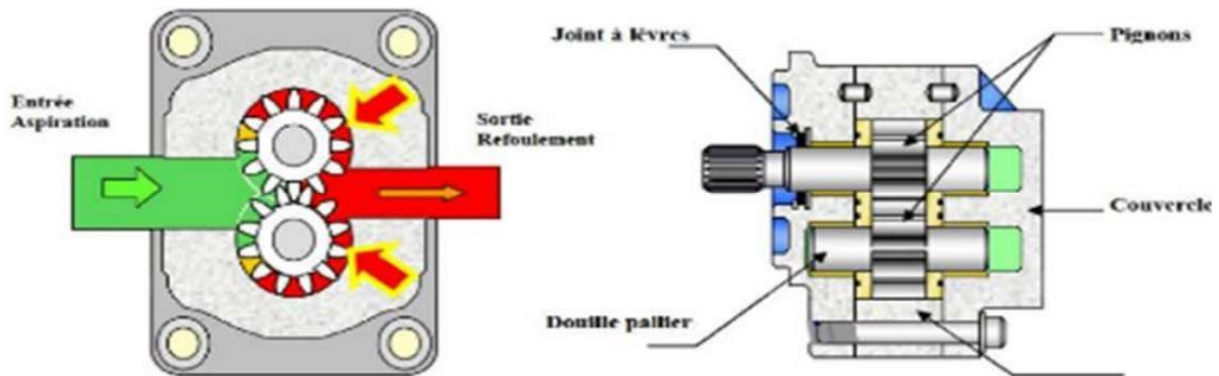


Figure 1.2: Pompes à engrenages extérieurs

Ces pompes peuvent tourner vite (2 000 à 3 000 tr/min), elles sont relativement silencieuses et permettent d'atteindre des pressions moyennes au refoulement de l'ordre de 20 à 50 bars. Par contre, elles nécessitent d'avoir quatre coussinets, et deux ou quatre boîtiers d'étanchéité suivant le principe d'entraînement des engrenages.

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

✓ Pompes à palettes flexibles:

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

Comme toutes les pompes à palettes, ces pompes n'entraînent ni brassage, ni laminage, ni émulsion du produit. Elles peuvent également pomper des particules solides. Les caractéristiques débits, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédentes.[4]

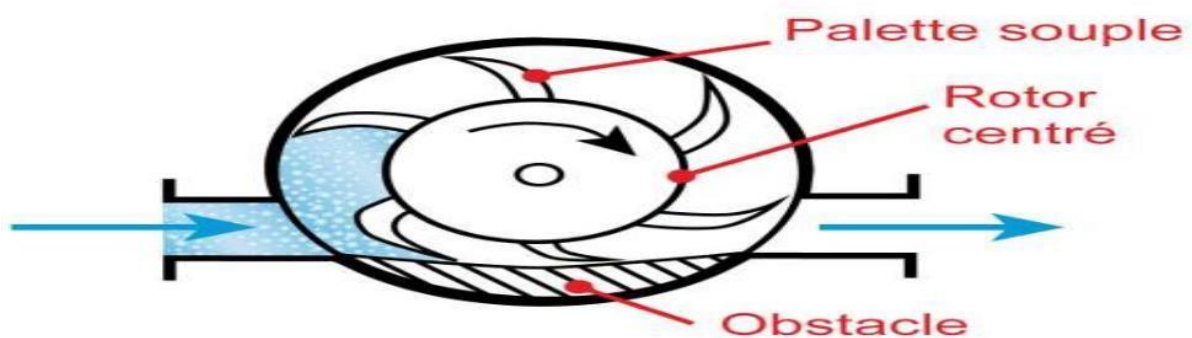


Figure 1.3 : Pompes à palettes flexibles

✓ Pompes à palettes libres:

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

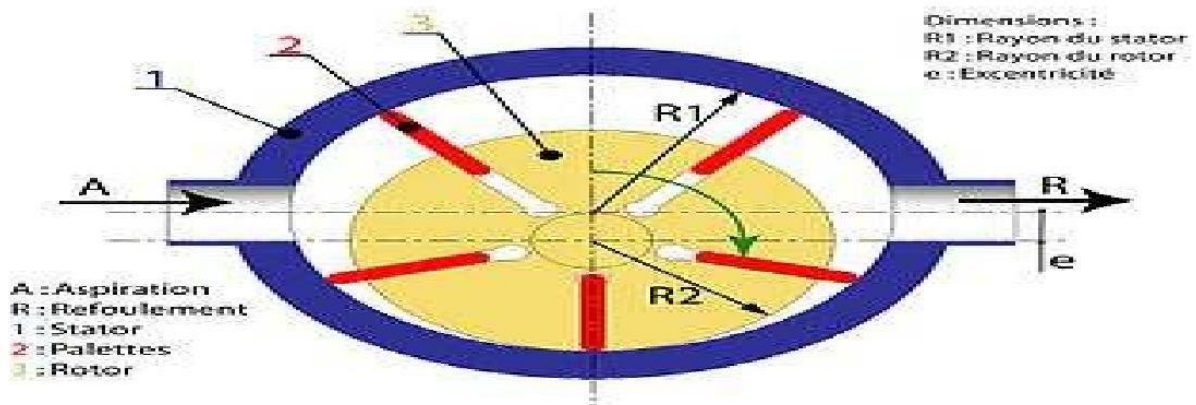


Figure 1.4: Pompe à palettes libres. [4]

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

✓ Les pompes volumétriques alternatives :

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif.

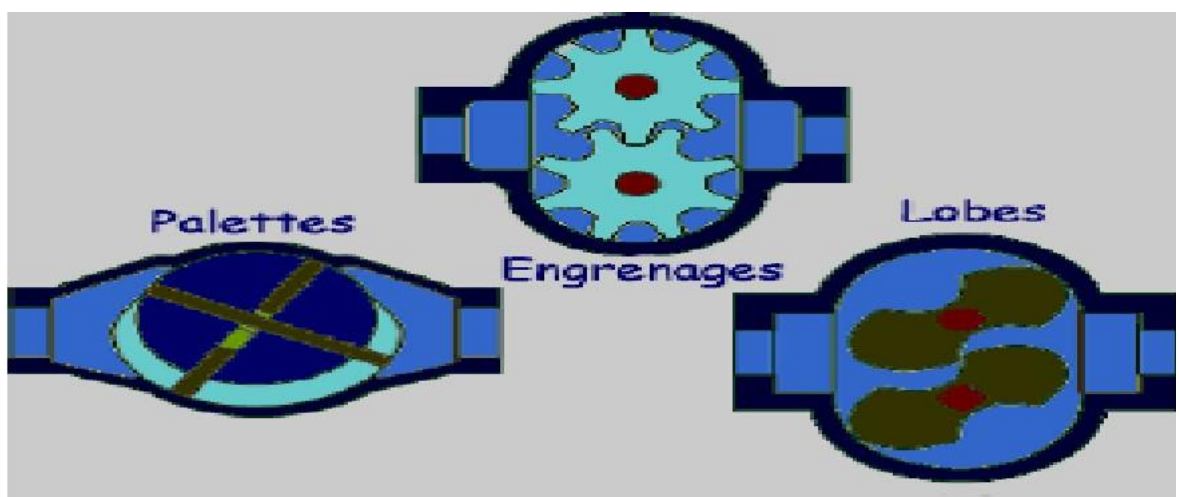


Figure 1.5: Pompes volumétriques alternatives. [7]

Les principaux types de pompes sont les suivants :

- à piston.
- à membrane ou à soufflets. [2]

Les pompes volumétriques alternatives usuelles font appel à deux principes :

- Le déplacement d'un piston animé d'un mouvement alternatif.
- La déformation d'une membrane.

✓ **Pompe à piston :**

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

Il existe différents types de pompes à piston :

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

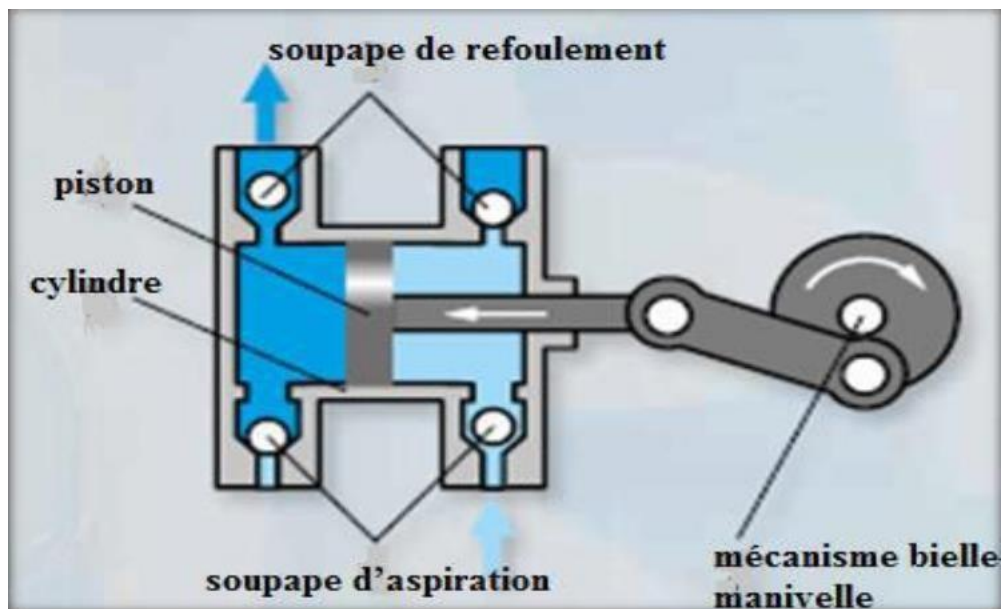


Figure 1.6: Pompe à piston [7]

✓ **Pompes à membranes ou à soufflets:**

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

[2]

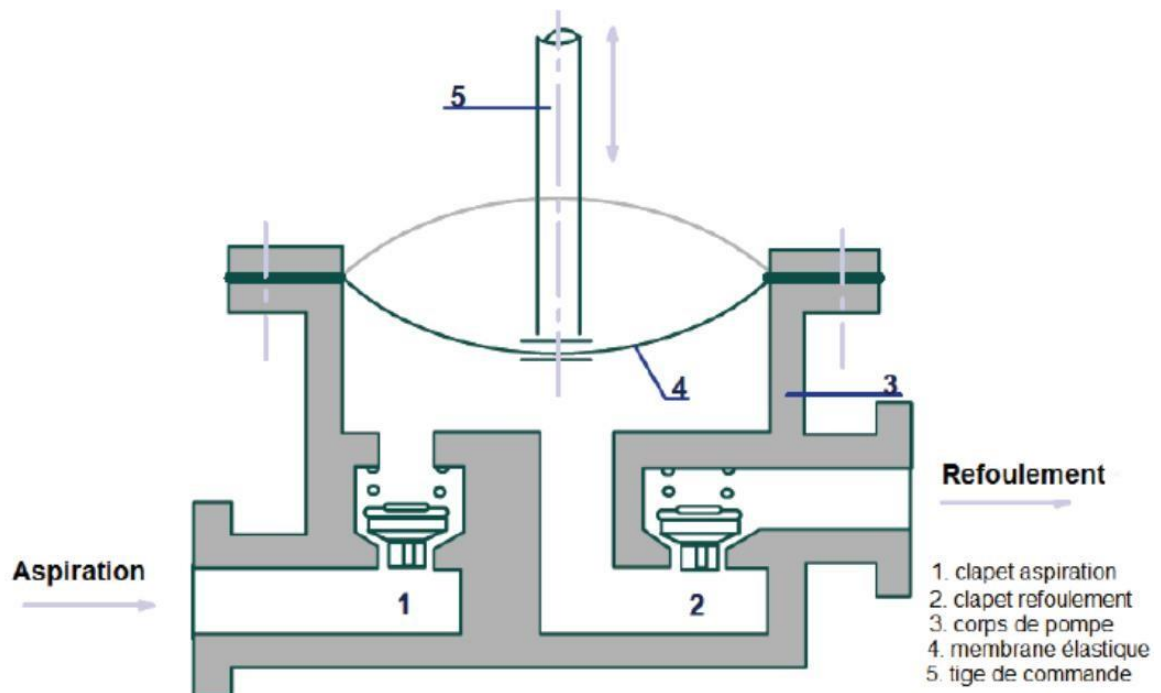


Figure 1.7: Pompe à membranes [7]

✓ **Les pompes hydrauliques non volumétriques (roto-dynamique) :**

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

Dans la famille roto dynamiques, on classe les pompes : Selon la trajectoire du fluide (trajectoire de l'écoulement) :

✓ **Les pompes centrifuges (à écoulement radial) :** ou le mouvement du liquide résulte de l'augmentation d'énergie qui lui est communiquée par la force centrifuge. ;il existe deux types de pompes centrifuges :

-**Monocellulaires** : équipées d'une seule roue.

-**Multicellulaires** : plusieurs roues sont montées sur l'arbre d'entraînement et raccordées de sorte que le collecteur de la première cellule conduit le liquide dans l'ouïe (l'axe) de la cellule suivante.[5]

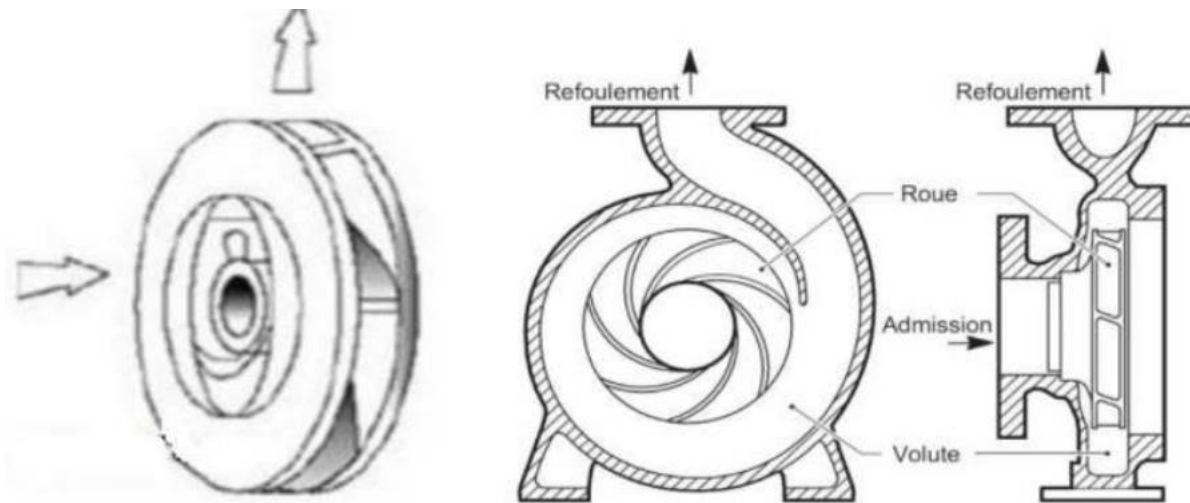


Figure 1.7: Pompe centrifuge à écoulement radial [4]

✓ **Les pompes axiales ou à hélices (à écoulement axiales) :**

Le liquide entraîné dans un mouvement de rotation par l'équipage mobile est rejeté axialement



Figure 1.8: pompe axiale à écoulement axial.[5]

Une bonne capacité d'aspiration, permettant une installation facile, ainsi qu'une courbe caractéristique toujours descendante, assurant un fonctionnement stable quel que soit le débit. Dans ces conditions, la hauteur de refoulement se trouve limitée à une valeur de 11 m environ. Les pompes hélices ne sont jamais réalisées avec deux ouïes pour des raisons de construction qui sont évidentes. Elles sont rarement utilisées en version multi étage (pour $H > 11$ m, on leur préfère d'autres types de pompes). Les pompes hélices ne sont pas employées pour les faibles débits, car elles nécessiteraient des vitesses de rotation élevées ou très élevées que les utilisateurs préfèrent éviter. [4]

✓ **Les pompes hélico-centrifuges (à écoulement diagonal) :**

Ce type est intermédiaire entre les deux précédentes, le flux résulte de la composition des flux axial et radial.



Figure 1.9: Pompe hélico-centrifuge à écoulement diagonal.

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

1.4. Fonctionnement d'une pompe :

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

La mise en œuvre de procédés de transformation de matière nécessite très souvent le transport de fluides. L'acheminement d'un fluide d'un point à un autre peut être réalisé en utilisant les forces de gravité, de vide ou de pression, mais ces solutions sont limitées dans leurs applications. Dans la plupart des cas, on a recours à des pompes, permettant de travailler à des débits réguliers, contrôlés et sur des distances et des hauteurs importantes.

L'énergie fournie au moteur de la pompe (électrique ou thermique) est transformée en énergie mécanique qui est transmise au fluide. Cet apport d'énergie au fluide permet de surmonter les pertes d'énergie entre les deux extrémités d'un circuit de transport liées aux pertes de charge et à d'éventuelles différences d'altitude ou de pression.[6]

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

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

Les avantages et les inconvénients des pompes centrifuges et volumétriques [7]

	Centrifuge	Volumétrique
Avantages	<p>Construction simple et demande peu d'entretien.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Prix modérés et coût d'entretien faible. - Matériaux de construction très variés (fluide corrosif possible) - Pompes compactes et peu encombrantes. - Bons rendements. - Le débit est continu. <p>En cas de dysfonctionnement du circuit de refoulement (colmatage), la pompe ne subira aucun dommage</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Le rendement élevé est voisin de 90 % permet d'obtenir des hauteurs manométriques totales beaucoup plus élevées que les pompes centrifuges marche réversible de la pompe. - Construction robuste - Pompage possible de liquide très visqueux - Amorçage automatique en fonctionnement normal - Obtention de faibles débits faciles à mesurer sous pression élevée (pompes doseuses alimentaires)
Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> -Hauteur manométrique faible -Le rendement est de l'ordre de 60 à 70 % <p>Elle n'est pas autoamorçante.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Usure du corps par frottement des palettes - Difficile pompage des produits visqueux

		<ul style="list-style-type: none"> - Débit faible.
	<p>Ne fonctionne pas avec des fluides trop visqueux. Nécessite des dispositifs d'équilibrage</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Appareils plus lourds et plus encombrants - Impossibilité générale de pomper des liquides chargés - Prix d'achat plus élevé - Frais d'entretien plus élevés

Domaine d'utilisation	<ul style="list-style-type: none"> - L'agriculture : les stations de pompage, le matériel de traitement, - L'industrie pétrolière : les stations de raffinage, les stations d'alimentation en GPL, La production et l'alimentation en eau potable : les stations de dessalement, les châteaux d'eau. - La production d'énergie électrique : les installations de refroidissement des centrales thermiques 	<ul style="list-style-type: none"> -Pompage de produits visqueux -Les dosages précis (le domaine pharmaceutique) -Pompage de liquides susceptibles (lait, vin, bière, liquides volatils, etc...)
------------------------------	--	---

1.5 Pompes centrifuges:

Les pompes centrifuges sont des machines rotatives largement utilisées dans l'industrie pour pomper des liquides. Elles appartiennent à la famille des turbopompes. Leur fonctionnement repose sur un composant principal appelé roue ou impulseur, muni d'aubes ou d'ailerons, qui tourne à grande vitesse. Le liquide est aspiré axialement au centre de cette roue, puis accéléré radialement par la force centrifuge, et enfin refoulé tangentiellement vers la périphérie, où il est canalisé par une volute jusqu'à l'orifice de refoulement.[5]

L'action de la roue transmet au fluide une énergie cinétique, dont une partie est convertie en pression grâce à un organe appelé récupérateur. L'énergie hydraulique fournie par la pompe

peut être considérée comme la somme d'une énergie cinétique (liée à la vitesse du liquide) et d'une énergie potentielle, stockée soit sous forme de pression, soit sous forme d'élévation de hauteur.

Le fonctionnement des pompes centrifuges repose donc sur la force centrifuge, qui tend à éloigner les particules du centre de rotation. La roue contient généralement un nombre limité d'aubes, inclinées vers l'arrière, parfois radiales.[5]

Les pompes centrifuges font circuler le liquide dans une seule direction, quel que soit leur sens de rotation. Toutefois, en cas de rotation inverse, leurs performances diminuent. Le sens de rotation est souvent indiqué sur le corps de la pompe. À l'arrêt, aucun obstacle ne s'oppose à la circulation du fluide, quel que soit le sens de cette circulation.

Enfin, ces pompes ne peuvent pas déplacer du gaz et, sauf si elles sont équipées d'un dispositif spécifique, elles ne sont pas auto-amorçantes. Une faible quantité de gaz mélangée au liquide peut suffire à désamorcer la pompe et à interrompre le flux.[8]

1.5.1 La constitution :

Les turbopompes et les pompes centrifuges se distinguent selon la forme de la roue.

La force motrice d'entraînement de l'arbre peut provenir d'un moteur thermique, d'un moteur électrique ou de toute autre force, comme une turbine sur un fleuve.[9]

a. Impulseur:

La roue d'une pompe centrifuge peut être réalisée selon plusieurs variantes de fabrication : roues ouvertes, roues fermées, roues semi-ouvertes, roues axiales, roues semi-axiales, roues en retrait, etc.

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

a.1 Impulseur fermé (rotor):

Il est composé d'une série d'aubes ou d'ailerons situés entre les parois latérales avant et arrière ou les flasques qui forment les canaux de l'impulseur.

Les impulseurs à aspiration souple laissent entre le liquide d'un seul côté de la pompe par l'ouïe d'aspiration des impulseurs sont à aspiration double lorsque le liquide pénètre des deux côtés[9]



Figure 1.10: Impulseur axial et semi-radiale

a.2 Impulseur ouvert

Ce sont des impulseurs qui n'ont pas de flacon avant dans ce cas la paroi du corps de la pompe sert de flacon fixe. C'est un impulseur peu coûteux, mais il présente certains inconvénients. N'utilisez jamais d'impulseur ouvert pour des charges importantes, c'est ce qui suspend un appareil précieux lorsqu'on veut déplacer des produits qui risqueraient de boucher les impulseurs fermés[9]

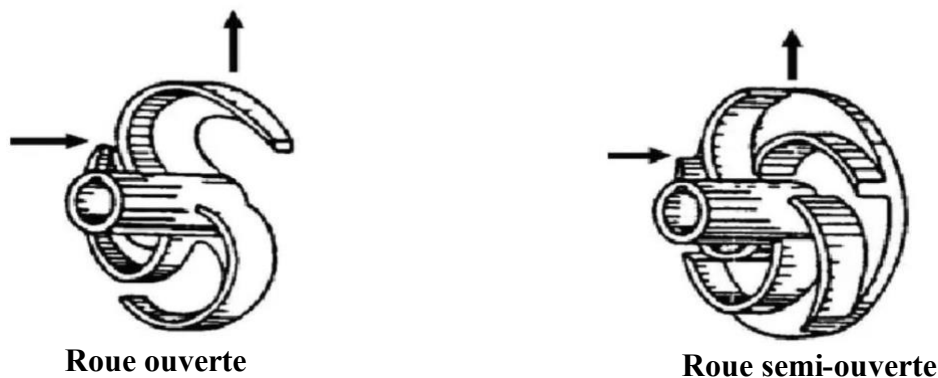


Figure 1.11: Impulseur ouvert

a.3 L'impulseur axial et semi-radiale

Les roues axiales sont plutôt utilisées pour des débits élevés et de faibles HMT.

Les roues radiales génèrent des HMT plus élevés pour des débits moindres. Plusieurs roues peuvent être associées en série sur un même arbre de manière à augmenter le HMT global de la pompe que l'on appelle pompe multicellulaire.[9]

On trouve parfois une roue double en parallèle, l'objectif étant alors d'augmenter le débit .

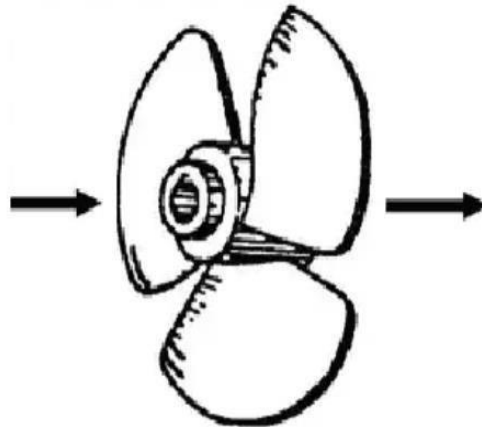


Figure 1.12: Impulseur axial et semi-radiale

L'hydraulique ou la dynamique des fluides exerce l'influence principale sur la géométrie d'un étage de pompe rotodynamique — parmi toutes les disciplines de l'ingénierie impliquées dans la conception de cette machine. Elle est à la base du transfert d'énergie ou du processus de pompage. La conception des étages est également influencée par d'autres disciplines, en particulier dans le cas des pompes à haute énergie. Il est essentiel de bien comprendre les relations fondamentales du transfert d'énergie pour concevoir une machine fiable et comprendre son fonctionnement. L'action de la puissance mécanique transmise par l'arbre d'entrée, qui permet d'augmenter l'énergie du fluide pompé, est régie par la première loi de la thermodynamique. La conversion de cette énergie en élévation de pression ou de hauteur manométrique de la pompe implique des pertes, conformément à la deuxième loi de la thermodynamique.

1.6 Conclusion :

Les pompes sont des éléments indispensables dans de nombreux systèmes fluidiques, assurant le transport efficace des liquides à travers les installations. Dans ce chapitre, nous avons présenté les principaux types de pompes, distingués selon leur mode de fonctionnement (volumétrique ou dynamique) et leur domaine d'application. Ce chapitre constitue une introduction fondamentale à l'univers des pompes, préalable indispensable à l'analyse plus

approfondie de leur performance, leur dimensionnement, et leur comportement en fonctionnement réel.

CHAPITRE II

Caractéristiques de performance des pompes centrifuges

2.1 Introduction :

Ce chapitre présente les courbes caractéristiques d'une pompe, qui relient les grandeurs essentielles de fonctionnement telles que le débit volumique, la hauteur manométrique, la

puissance absorbée et le rendement. Ces courbes, fondamentales pour la conception et l'exploitation des pompes, sont directement influencées par les conditions d'écoulement au sein de la roue, analysées à l'aide des diagrammes de vitesses. Une attention particulière est portée au point de meilleur rendement (BEP), autour duquel les performances sont optimales. Le comportement de la pompe en dehors de cette zone notamment à très faible ou très fort débit est également abordé, avec des phénomènes tels que la recirculation, la perte de charge, et la cavitation, qui peuvent dégrader fortement les performances. Enfin, le concept fondamental de la NPSH (Net Positive Suction Head) est introduit comme critère critique pour éviter la cavitation et garantir un fonctionnement fiable. Ce chapitre établit ainsi les bases nécessaires pour interpréter, dimensionner et optimiser une pompe centrifuge dans des conditions réelles d'utilisation.

2.2 Première loi de la thermodynamique:

L'écoulement d'un fluide, qu'il soit liquide ou gazeux, à travers une pompe centrifuge est essentiellement adiabatique, le transfert de chaleur étant négligeable comparé aux autres formes d'énergie impliquées dans le processus de transfert d'énergie. (Même si le processus n'était pas adiabatique, la densité d'un liquide dépend faiblement de la température.)

Par ailleurs, bien que la transmission d'énergie au fluide par les pales rotatives soit par nature instationnaire (variation de pression d'une pale à l'autre dans un référentiel absolu), l'écoulement à travers les frontières d'un volume de contrôle entourant la pompe est essentiellement stationnaire, et la première loi de la thermodynamique pour la pompe peut être exprimée sous la forme de l'équation d'énergie adiabatique en régime permanent (Équation 1), comme suit [10]:

$$P_S = \dot{m} \left[\left(h + \frac{V^2}{2} + gZ_e \right)_{\text{out}} - \left(h + \frac{V^2}{2} + gZ_e \right)_{\text{in}} \right] \quad (2.1)$$

Où

$$h = u + \frac{p}{\rho} \quad (2.2)$$

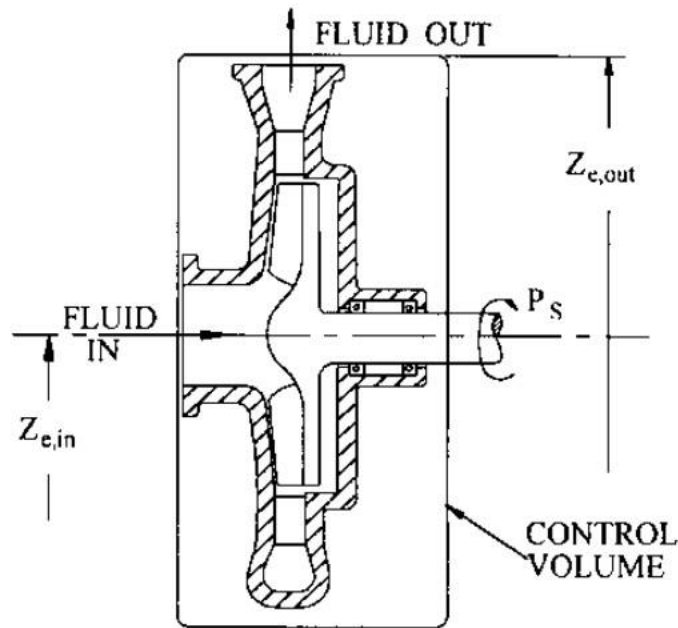


Figure 2.1: Transfert d'énergie dans une pompe centrifuge

Ici, la puissance mécanique de l'arbre P_s est transformée en puissance hydraulique, qui correspond au débit massique multiplié par la variation de l'enthalpie totale (celle-ci comprend l'enthalpie statique, l'énergie cinétique par unité de masse, et l'énergie potentielle due à l'élévation dans un champ gravitationnel produisant une accélération g) entre l'entrée et la sortie du volume de contrôle (voir Figure (2.1)).

Lorsqu'on travaille avec des liquides essentiellement incompressibles, la puissance transmise par l'arbre est généralement exprimée en fonction de la hauteur manométrique (« head ») et du débit massique, comme dans l'équation (2.3) :

$$(2.3) \quad \frac{P_s}{\dot{m}} = g\Delta H + \Delta u$$

Où

$$(2.4) \quad H = \frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z_e$$

La variation de H est appelée la "hauteur manométrique" (ΔH) de la pompe ; et comme H (équation (2.4)) inclut la hauteur de vitesse $V^2/2g$ et la hauteur géométrique Z au point considéré, ΔH est souvent appelée la "hauteur dynamique totale". ΔH est fréquemment abrégée en H , et correspond à l'augmentation de hauteur d'une colonne de liquide que la pompe créerait si la hauteur de pression statique $p/\rho g$ et la hauteur de vitesse $V^2/2g$ étaient converties sans perte en hauteur d'élévation Z_e , à leurs emplacements respectifs à l'entrée et à la sortie du volume de contrôle c'est-à-dire en amont et en aval de la pompe.

2.3 Deuxième loi de la thermodynamique : pertes et rendement:

Comme on peut le voir dans l'équation (2.3), toute l'énergie mécanique d'entrée par unité de masse (c'est-à-dire la puissance de l'arbre divisée par le débit massique) ne se convertit pas intégralement en énergie utile de sortie de la pompe par unité de masse, soit $g\Delta H$.

En réalité, des pertes entraînent une augmentation de l'énergie interne Δu (accompagnée d'une élévation de température), en plus de toute contribution provenant d'un éventuel transfert de chaleur vers le volume de contrôle. Ce phénomène est une conséquence de la deuxième loi de la thermodynamique, et il est exprimé pour les pompes dans l'équation (2.5).

$$g\Delta H < \frac{P_s}{\dot{m}} \quad \text{or} \quad \eta < 1 \quad (2.5)$$

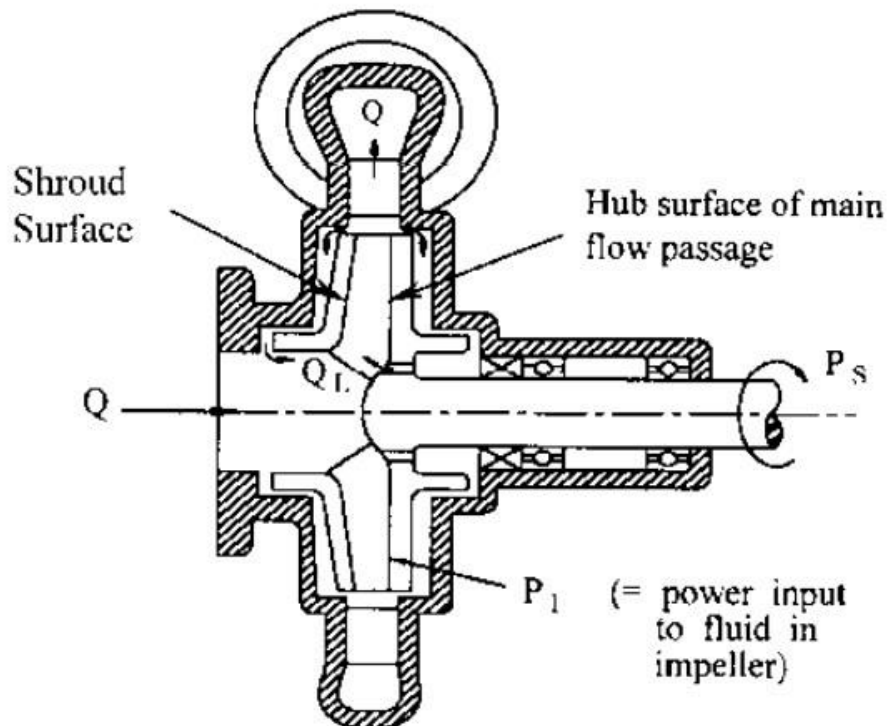


Figure 2.2: Détermination des rendements des composants. (Vue méridienne.) [11]:

Où

$$\dot{m} = \rho Q \quad (2.6)$$

Les pertes dans la pompe sont quantifiées par le rendement global η , qui doit être inférieur à l'unité, et est exprimé par l'équation (2.7).

$$\eta = \frac{g\Delta H\dot{m}}{P_S} = \text{Overall Pump Efficiency} \quad (2.7)$$

Il convient de souligner ici que les liquides réels subissent une certaine compression, laquelle s'accompagne d'une élévation réversible de la température ΔT_c du liquide appelée « chaleur de compression ».

Cette partie de l'élévation totale réelle de température ΔT s'ajoute à celle due aux pertes, et doit donc être prise en compte lors de la détermination du rendement à partir des mesures de l'élévation de température du fluide pompé.

Pour identifier précisément les pertes, il est pratique de les exprimer en termes de «rendements des composants ». Pour la pompe typique à roue carénée (ou roue fermée) illustrée à la Figure (2.2), l'équation (2.7) peut être réécrite comme suit :

$$\eta = \frac{P_I}{P_S} \times \frac{g\Delta H(\dot{m} + \dot{m}_L)}{P_I} \times \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_L} \quad (2.8)$$

En notant que

$$P_i = g\Delta H_i(\dot{m} + \dot{m}_L) \quad (2.9)$$

Et

$$\dot{m} = \rho Q \quad (2.10)$$

$$H_i = \text{Ideal Head} \quad (2.11)$$

On peut alors réécrire l'équation (2.8) comme suit :

$$\eta = \frac{P_I}{P_S} \times \frac{\Delta H}{\Delta H_i} \times \frac{Q}{Q + Q_L} = \eta_m \times \eta_{HY} \times \eta_v \quad (2.12)$$

Où

$$\left. \begin{array}{l} \text{“Mechanical”} \\ \text{Efficiency} \end{array} \right\} \eta_m = \frac{P_I}{P_S} = \frac{P_S - P_D}{P_S} \quad (2.13)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Hydraulic} \\ \text{Efficiency} \end{array} \right\} \eta_{HY} = \frac{\Delta H}{\Delta H_i} = \frac{\Delta H_i - \sum H_L}{\Delta H_i}$$

Des formules pour les trois rendements approximatifs

$$\left. \begin{array}{l} \text{Volumetric} \\ \text{Efficiency} \end{array} \right\} \eta_v = \frac{Q}{Q + Q_L}$$

partiels de l'équation (2.8) seront données plus loin. Le produit de ces rendements donne le

rendement global de la pompe tel que défini dans l'équation (2.7), et reflète la répartition suivante des pertes dans la pompe :

a. Les frottements externes sur l'élément en rotation, dus à : i) paliers, ii) garnitures d'étanchéité, et iii) frottement du fluide sur les surfaces extérieures des flasques de la roue (appelé « frottement de disque »). Le total de ces pertes est noté : $PD=PS+PIP$. En général, la composante dominante de PD est le frottement de disque. Le rendement mécanique est alors la fraction de la puissance d'arbre qui est effectivement transmise au fluide circulant dans les canaux de la roue.

b. Les pertes hydrauliques dans les canaux d'écoulement principaux de la pompe, à savoir : la branche d'entrée, la roue, le diffuseur ou la volute, les canaux de retour dans le cas des pompes multicellulaires, la branche de sortie. La perte d'énergie par unité de masse est : $gHL=g(H_i-\Delta H)g$, le rapport de la hauteur utile de sortie ΔH à la hauteur d'entrée H_i étant le rendement hydraulique. C'est sur cette partie que se concentre principalement le concepteur, notamment pour les géométries standards de pompes centrifuges, correspondant à des vitesses spécifiques normales (qui seront définies plus loin). Les deux autres rendements partiels sont alors généralement élevés et d'influence secondaire.

c. Les fuites externes totalisant un débit QL , qui s'échappe derrière la roue et retourne vers l'œil d'entrée. Ce fluide de fuite a reçu sa part de la puissance totale fournie à tout le fluide traversant la roue, soit : $PI=\rho g H_i(Q+QL)$ La puissance associée à la fuite est donc :

$PL=\rho g H_i QL$, et elle est perdue, car ce fluide retourne à l'entrée de la roue. La puissance utile restante est donc : $PI-PL=\rho g H_i Q$, et le rapport de cette puissance à la puissance totale PI donne le rendement volumétrique [10].

Il existe des exceptions à ce modèle pratique de répartition des pertes dans une pompe. La principale exception concerne les pompes à roue ouverte, c'est-à-dire sans flasque (un ou les deux). Dans ce cas, une partie du débit de fuite total QL disparaît, car la fuite se produit désormais au-dessus des extrémités des pales, ce qui affecte directement les pertes

hydrauliques dans le canal d'écoulement principal.

Le rendement volumétrique est alors plus élevé, mais le rendement hydraulique est réduit. Dans cette configuration, le frottement de disque reste tout de même présent, car la roue continue à entraîner du fluide le long des parois fixes adjacentes. Une autre exception pour les roues fermées est que le frottement de disque constitue fondamentalement une action de pompage inefficace, puisque le fluide est projeté radialement vers l'extérieur. Cela peut toutefois entraîner une légère augmentation de la hauteur manométrique de la pompe si le fluide situé à

l'extérieur du flasque ou du disque de la roue est ensuite réinjecté dans l'écoulement principal en aval de la roue.

2.4 Diagrammes de vitesse et génération de hauteur manométrique:

Le mécanisme de transfert du couple de l'arbre (ou de la puissance) au fluide circulant à l'intérieur de la roue est fondamentalement dynamique ; c'est-à-dire qu'il est lié aux variations de la vitesse du fluide. Cela nécessite l'introduction de la deuxième loi de Newton qui, combinée à la première loi de la thermodynamique, conduit à l'équation d'Euler des pompes. Les vitesses du fluide à l'entrée et à la sortie de la roue sont essentielles à ce développement. Un fluide s'écoulant le long des aubes d'une roue tournant à une vitesse angulaire ω , et observé dans le référentiel tournant de la roue, possède une vitesse relative W . En ajoutant vectoriellement W à la vitesse périphérique de la roue $U = \omega r$, on obtient la vitesse absolue V , comme illustré dans les diagrammes de vitesses de la figure (2.3).

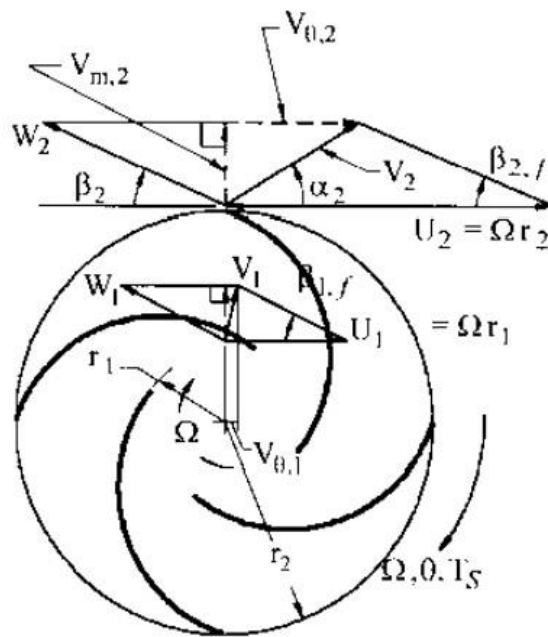


Figure 2.3: Diagrammes de vitesses de la roue (1 = entrée ; 2 = sortie) [11]

2.5 Deuxième loi de Newton appliquée aux moments des forces et équation d'Euler des pompes:

La relation entre le couple de la roue T et le moment cinétique du fluide par unité de masse rVu constitue une manière pratique d'appliquer la deuxième loi de Newton aux pompes centrifuges. Cela s'exprime comme suit pour le volume de contrôle V contenant la roue de la pompe (équation (2.14)) :

$$\Sigma \mathbf{T} = \int \int \int \mathbf{v} \left(\frac{\partial (\rho r V_\theta)}{\partial t} \right) / dV + \int \int \rho r V_\theta dQ \quad (2.14)$$

Où $T = T_s - T_D$ représente la somme des couples agissant sur la roue ; en d'autres termes, le couple net T_I appliqué au fluide s'écoulant à travers celle-ci. L'intégrale volumique (le premier terme du membre de droite de l'équation (2.14)) est le terme instationnaire, qui est nul en régime permanent. Il intervient lors de conditions transitoires, comme le démarrage ou l'arrêt de la pompe, c'est-à-dire lorsque le moment cinétique par unité de volume $\rho r V_\theta$ varie au cours du temps à l'intérieur du volume de la roue V .

L'intégrale de surface (deuxième terme du membre de droite de l'équation (2.14)) est celle qui préoccupe principalement les concepteurs et les utilisateurs de pompes. Son intégration sur la surface extérieure du volume de contrôle V est, dans la plupart des cas, effectuée de manière efficace pour les roues grâce à une approche unidimensionnelle, allant de l'entrée à la sortie, sur plusieurs surfaces de courant imaginées comme des surfaces de révolution imbriquées délimitées par les surfaces de courant du moyeu et du flasque (comme indiqué à la figure (2.2)). On peut mieux comprendre l'importance de ce terme en considérant la valeur moyenne de l'intégrande en fonction des vitesses sur une surface de courant représentative, c'est-à-dire une surface de révolution située à une position moyenne appropriée entre le moyeu et le flasque. Chacun des deux diagrammes de vitesse de la Figure 3 se situe dans un plan tangent à cette surface de courant moyenne. Ainsi, pour l'écoulement à travers une roue, le couple transmis au fluide est donné par la relation suivante faisant intervenir ces grandeurs moyennes :

$$\mathbf{T}_I = (\dot{m} + \dot{m}_L) \times (r_2 V_{\theta,2} - r_1 V_{\theta,1}) \quad (2.15)$$

Ou

$$P_I = (\dot{m} + \dot{m}_L) \times (U_2 V_{\theta,2} - U_1 V_{\theta,1}) \quad (2.16)$$

L'équation (2.15) indique que le couple est égal au débit massique multiplié par la variation du moment cinétique par unité de masse $\Delta(rV_\theta)$. Cela devient l'expression de la puissance (équation (2.16)) lorsque les deux membres sont multipliés par ω . En suivant l'énoncé de la deuxième loi de la thermodynamique dans l'équation (2.5), on peut alors dire que $g \Delta H_g$ être inférieur à la puissance transmise au fluide par unité de masse, soit $\Delta(UV_\theta)$ d'après l'équation (2,16). Nous arrivons ainsi à l'équation d'Euler des pompes, qui peut être exprimée de trois manières différentes, comme suit :

$$g\Delta H < \Delta(UV_\theta) \quad (2.17a)$$

$$g\Delta H_i = \Delta(UV_\theta) \quad (2.17b)$$

ou

$$g\Delta H = \eta_{HY}\Delta(UV_\theta) \quad (2.18)$$

L'inégalité (équation (2.17a)) est quantifiée par l'équation (2.17b), dérivée à partir de l'équation (2.9). L'équation 15c découle ensuite de la définition du rendement hydraulique (équation (2.13)). L'équation d'Euler des pompes constitue l'un des énoncés les plus fondamentaux dans le domaine de l'ingénierie, car elle détermine les principales caractéristiques géométriques de la conception d'une machine rotodynamique. En renversant l'inégalité de l'équation (2.17a), on applique le même principe aux turbines ; d'où l'intitulé plus général : « Équation d'Euler pour les pompes et les turbines ». Ainsi, pour concevoir ou analyser une pompe, il faut : a) obtenir les diagrammes de vitesses qui produiront la hauteur manométrique idéale au débit de conception, et b) déterminer comment la forme de ces diagrammes influence le rendement hydraulique η_{HY} , afin d'atteindre la hauteur souhaitée de l'étage de la pompe. L'étape (a), pour une pompe donnée, est un exercice unidimensionnel simple utilisant les principes de la continuité et de la cinématique (équations (2.19) et (2.20)), pour construire les diagrammes de vitesses à partir du débit volumique total dans la roue Q_{et} et de la vitesse de rotation de la pompe (ω ou N).

$$Q = 2\pi r b V_m \quad (2.19)$$

Continuité :

$$W = V_m / \sin \beta_f \quad (2.20)$$

Où

Cinématique

$$V_\theta = U - W \cos \beta_f \quad (2.21)$$

L'étape (b) consiste essentiellement en l'évaluation des pertes hydrauliques gHL dans l'équation (2.10), lesquelles dépendent principalement des vitesses relatives et absolues, des dimensions des conduits d'écoulement, ainsi que des angles d'incidence. L'équation (2.18) permet ensuite de déterminer la hauteur manométrique générée par l'étage de la pompe. Effectuer les étapes (a) et (b) pour plusieurs autres débits, à vitesse de rotation constante, permet de développer les courbes caractéristiques de performance de la pompe.

2.6 Generation de pression statique:

L'équation de Bernoulli étendue Pour estimer les pertes, il est utile de commencer par analyser les composantes de pression statique et de hauteur de vitesse de la hauteur totale. L'équation (2.18) peut être réécrite en termes de pression totale P , qui est égale à ρgH . De même, on peut parler de pertes hydrauliques comme de pertes de pression statique p_L , qui sont équivalentes à ρgH_L ; donc :

$$P = P_{in} + \rho(UV_{\theta} - U_1V_{\theta,1}) - \Sigma p_L \quad (2.22)$$

Où, d'après l'équation (2.4), les composantes statique, dynamique et potentielle de la pression totale sont mises en évidence.

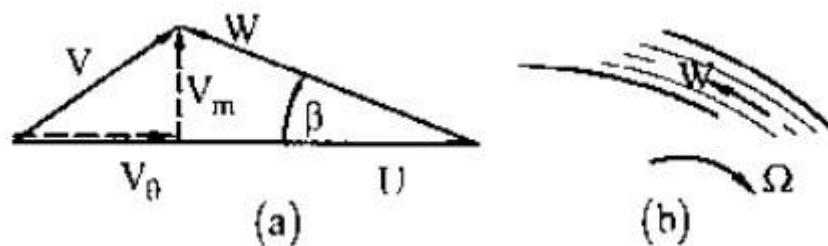


Figure 2.4 Triangle de vitesses et écoulement dans le canal de la roue[11]

$$P = p + \frac{1}{2} \rho V^2 + \rho g Z_e = \rho g H \quad (2.23)$$

L'équation (2.22) est la forme turbomachine de l'équation de Bernoulli étendue, qui stipule que, le long d'une ligne de courant, la pression totale P également appelée constante de Bernoulli et définie dans l'équation (2.23) est : a) diminuée par les pertes, et b) augmentée par l'apport d'énergie ayant lieu le long de cette ligne de courant.

2.7 Effets centrifuges et de diffusion dans les roues :

Les variations d'énergie potentielle à travers un étage de pompe sont faibles ; ainsi, l'élévation de pression statique est essentiellement déterminée en soustrayant la variation de pression dynamique (vitesse) à la variation de pression totale. À l'intérieur de la roue, la pression statique résulte principalement de deux effets : a) les effets centrifuges, et b) les effets de diffusion dans le canal.

Le fluide circulant dans le canal de la roue (Figure (2.4b)) se déplace d'un petit rayon r vers un grand rayon, ou d'une vitesse de pale U plus faible vers une plus élevée, et subit souvent aussi une diminution de la vitesse relative W dans le canal. La géométrie du diagramme de vitesses (Figure (2.4a)) permet de combiner les équations (2.18) et (2.19) appliquées à travers la roue comme suit :

$$\Delta \left(p + \frac{1}{2} \rho V_m^2 + \frac{1}{2} \rho V_\theta^2 \right) = \Delta [\rho U \times (U - W \cos \beta)] - p_{L,i} - \Delta(\rho g Z_e) \tag{2.24}$$

Et, comme $V_m = W_m$, cela se simplifie sous la forme suivante de l'équation de Bernoulli étendue, qui s'applique le long d'une ligne de courant depuis l'entrée de la roue :

$$\underbrace{p - p_1}_{\substack{\text{Static} \\ \text{Pressure} \\ \text{Change}}} = \frac{1}{2} \rho \underbrace{(U^2 - U_1^2)}_{\substack{\text{Centrifugal} \\ \text{Effect}}} + \underbrace{W_1^2 - W^2}_{\substack{\text{Passage} \\ \text{Diffusion}}} - \underbrace{p_{L,i}}_{\substack{\text{Losses:} \\ \left. \begin{array}{l} \text{Incidence} \\ \text{Friction} \\ \text{Secondary Flow} \\ \text{Tip Leakage} \\ \text{Mixing} \end{array} \right\} (\rho \Delta u)}} - \rho g (Z_e - Z_{e,1}) \tag{2.25}$$

Ici, l'augmentation de U correspond à la contribution centrifuge à l'élévation de la pression statique, tandis que la diminution de W représente la contribution de diffusion. Dans une roue à écoulement axial (comme dans une hélice ou une pompe axiale), il n'y a aucun changement de U le long d'une ligne de courant axiale ; ainsi, l'élévation de pression statique est uniquement due à la diffusion. Les roues à écoulement radial, en revanche, présentent souvent peu ou pas de variation nette de W, l'effet centrifuge y étant prépondérant. [Une analyse des diagrammes de vitesses de la figure (2.3) suggère que de telles roues possèdent un fort "degré de réaction". Le degré de réaction est défini comme la fraction de l'ajout total d'énergie dans la roue (équation (2.17b)) qui n'inclut pas la variation de l'énergie cinétique absolue ($V^2/2$). Cette fraction correspond donc à la somme de : – la variation de l'énergie de pression statique, – celle due au changement d'élévation, – et les pertes d'énergie dans la roue, comme on peut le voir à partir des équations (2.22) et (2.23).] [12]:

2.8 Élévation de la pression statique dans le collecteur, chute de pression dans la buse d'entrée:

Une forme similaire de l'équation (2.25) s'applique aux éléments d'écoulement stationnaires, où la vitesse relative W correspond également à la vitesse absolue V, et où la vitesse de pale U est nulle. (Il s'agit là d'une forme plus reconnaissable de l'équation de Bernoulli étendue, dans laquelle seules les pertes modifient la constante de Bernoulli.³) Une élévation supplémentaire de la pression statique se produit dans le système de collecte stationnaire en

aval de la roue (accompagnée de pertes) — c'est-à-dire dans la volute stationnaire ou le diffuseur. Cette élévation de pression statique est généralement d'environ un tiers de celle observée dans la roue, et elle est uniquement due à la diffusion, c'est-à-dire à la réduction de vitesse dans ce canal. Pour compléter l'analyse, on observe souvent une augmentation de la vitesse, bien que relativement faible, dans le canal d'approche (ou buse ou branche d'aspiration) entre l'orifice d'entrée de la pompe (ou la bride) et l'œil de la roue ou le bord d'attaque des pales. Cela s'accompagne d'une petite chute de pression.

2.9 Répartition de la pression statique interne:

Si le fluide entre dans la pompe depuis un réservoir au repos, la pression totale à l'œil de la roue P_1 sera très proche de la pression statique du réservoir amont (ajoutée à la pression équivalente à la hauteur du bassin par rapport à l'œil). C'est l'une des raisons pour lesquelles la pression statique locale p à l'intérieur de la pompe est souvent référencée à P_1 comme le montre la forme suivante de l'équation (2.25) :

$$p - P_1 = \frac{1}{2} \rho(U^2 - W^2) - p_{L,i} - \rho g Z_e - \rho U_1 V_{\theta,1} \quad (2.26)$$

$$P_1 = p_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} + \rho g Z_{e,1}$$

Où

$$(2.27)$$

La figure (2.5) illustre le développement de la pression statique interne. La différence entre P_1 et p_1 est due à la hauteur de vitesse (ou pression dynamique) à l'entrée de la roue, soit $\rho V_1^2/2$. Une différence beaucoup plus importante existe à la sortie de la roue, à savoir $\rho V_2^2/2$. Les pertes dans le collecteur font que la pression totale en sortie de la pompe ou de l'étage P_{out} est inférieure à P_2 . L'augmentation de pression totale de la pompe ΔP_{pompe} entre l'entrée et la sortie est donc : $\Delta P_{pompe} = P_{out} - P_{in}$ est très proche de P_1 car la perte de charge dans le passage d'entrée est relativement faible pour la plupart des pompes.

2.10 Hauteur negative nette a l'aspiration (npsH):

La réduction locale de la pression statique p jusqu'à la pression de vapeur p_{vp} du liquide entraîne la vaporisation du liquide et la cavitation. Les baisses de pression internes sont dues à

:a) la hauteur de vitesse à l'entrée de la roue et aux pertes dans le passage d'entrée, b) au chargement des pales et aux pertes à l'intérieur de la roue. Pour éviter une diminution importante

de la pression générée par la roue, la somme de ces pertes de pression ne doit pas dépasser la différence entre P_{in} et p_v . L'équivalent en hauteur de cette différence est appelé : « Hauteur Nette Positive à l'Aspiration », ou NPSH (Net Suction Head).

$$\frac{P_{in} - p_v}{\rho g} \equiv NPSH \Rightarrow P_{in} = \rho g NPSH + p_v \quad (2.28)$$

Une NPSH insuffisante entraîne la cavitation et une perte de la hauteur manométrique générée par la pompe. Cela s'explique par le fait que la roue peut se remplir de vapeur, auquel cas la masse volumique ρ du fluide dans la roue est réduite de plusieurs ordres de grandeur. Cela conduit alors, comme on peut le constater dans les équations (2.22) à (2.26), à une quasi-annulation de la pression générée par la pompe ; c'est-à-dire une perte totale de performance de la pompe.

En remplaçant l'équation (2.28) dans l'équation (2.26), on obtient la pression statique locale au-dessus de la pression de vapeur, exprimée en fonction de la NPSH :

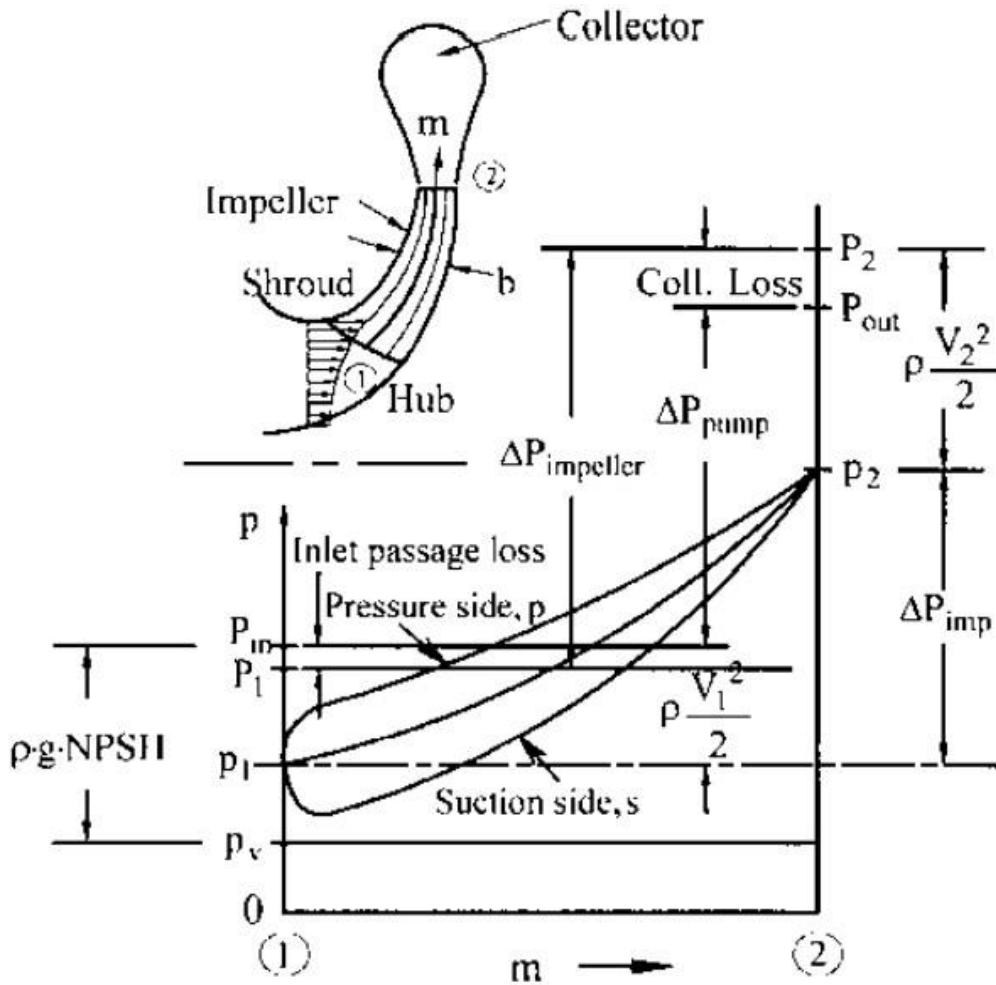
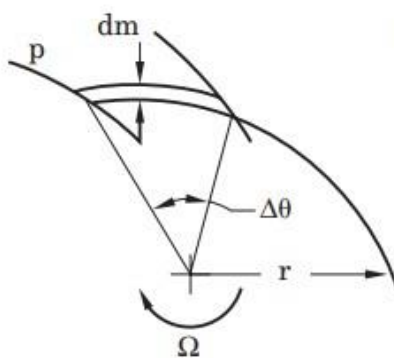


Figure 2.5: Développement de la pression interne dans un étage de pompe.

Élévation de pression totale $\Delta P = \rho g \Delta H [13]$

$$p - p_v = \rho g NPSH + \frac{1}{2} \rho (U^2 - W^2) - P_{L,i+1/L} - \rho g Z_e - \rho U_1 V_{\theta,1} \quad (2.29)$$

Cela, ainsi que les chutes de pression précédemment décrites, qui se produisent dans la zone d'entrée de la pompe, est illustré dans la figure (2.5). La figure présente trois courbes de pression p le long d'une ligne de courant représentative allant de 1 à 2, où m est la distance le long de cette ligne dans le plan méridien. Ces courbes correspondent à : – la face d'aspiration (ou face arrière) d'une aube de roue, – la face de pression (ou face motrice), – et la position moyenne, c'est-à-dire au milieu du canal entre deux pales. La courbe de pression moyenne (ou intermédiaire) peut être décrite directement par l'équation (2.29), en fonction de la distribution moyenne locale de la vitesse relative W . La différence de pression statique entre pales $p_p - p_s$ provient du couple exercé sur une bande de fluide située entre les pales, et elle est approximée ici à l'aide des composantes moyennes de vitesse entre pales, selon la deuxième loi de Newton appliquée aux moments des forces.



$$r(p_p - p_s) b dm = \rho V_m b r \cdot \Delta\theta \cdot d(rV_\theta)$$

$$p_p - p_s = \frac{2\pi}{n_b} \frac{\rho V_m}{\Omega} \frac{d(UV_\theta)}{dm} \quad (2.30)$$

Ici, pour faciliter l'illustration, la différence angulaire polaire entre pales $\Delta\theta$ est prise égale à $2\pi/n_b$, le nombre de pales. La valeur réelle $\Delta\theta$ est légèrement inférieure à cela en raison de l'épaisseur des pales. Ainsi, par exemple, un nombre de pales n_b trop faible entraîne une valeur plus élevée de la différence de pression $p_p - p_s$, et donc une pression statique minimale plus basse dans la zone d'entrée de la roue.

La réduction de densité dans une roue en cavitation est difficile à prédire analytiquement ; par conséquent, des relations empiriques ont été développées pour évaluer les niveaux acceptables de

NPSH, et seront présentées plus loin à titre de références pour la conception et la prévision des performances.

2.11 Courbes caractéristiques de performance:

Les diagrammes de vitesses et la hauteur idéale générée varient avec le débit volumique Q , comme illustré dans la figure (2.6) pour le cas typique d'une vitesse de rotation constante N ou d'une vitesse angulaire ω . Les motifs d'écoulement dans la figure (2.6b) correspondent aux points sur les courbes caractéristiques de la figure(2.A6).

Les diagrammes de vitesse à l'entrée (juste en amont de la roue) sont présentés pour un débit élevé et un débit faible, avec un swirl nul fourni par le passage d'entrée à la roue, c'est-à-dire que : $V_{u,1}=0$ Les diagrammes de vitesse à la sortie sur la Figure figure(2.A6). sont obtenus de manière unidimensionnelle : la valeur de la vitesse relative de sortie W_2 varie directement avec Q , et sa direction est presque tangente aux pales de la roue. À partir de ces diagrammes, on déduit le vecteur de vitesse absolue V_2 et sa composante circonferentielle $V_{u,2}$ Puisque la vitesse de pale U_2 est constante, le graphe de la hauteur idéale $\Delta H_i = U_2 V_{u,2} / g$ (selon l'équation (2.17b)) est une droite qui augmente jusqu'à U_2^2 / g , appelé "hauteur à vanne fermée" (*shut-off head*). Cela correspond à deux fois la hauteur cinétique de la pointe de la roue : U_2^2 / g Le diagramme de vitesse à l'extrême droite de la figure(2.A6) a $V_{u,2}$; cependant, le débit maximum (ou "débit de dépassement", *runout*) intervient pour un Q plus faible que celui-ci. Cela s'explique par le fait que la hauteur réelle H est inférieure à la hauteur idéale

ΔH_i à cause des pertes (comme indiqué dans l'équation (2.10)), et que $\Delta H=0$ au point de dépassement, où le rendement global de la pompe (équation (2.12)) est également nul.

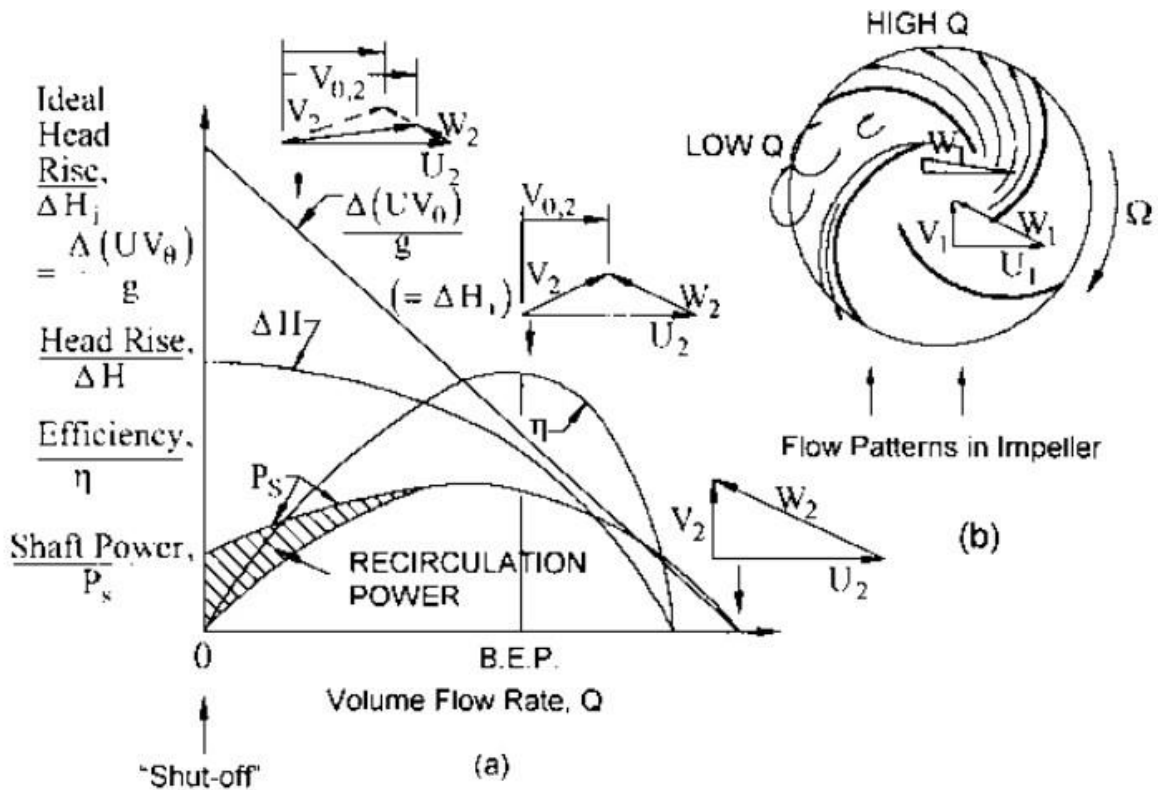


Figure 2.6A et 2. 6B Courbes caractéristiques de performance d'un étage de pompe, associées aux diagrammes de vitesses[13]

Cette analyse unidimensionnelle fonctionne bien à proximité du point de meilleur rendement (*best efficiency point*, BEP) et pour des valeurs élevées de débit Q , car le fluide s'écoule de manière régulière à travers les canaux de la roue, comme illustré dans la Figure (2.6B) pour un "débit élevé (high Q)". Cependant, elle échoue pour les faibles débits (low Q), où un écoulement de recirculation se développe — ce qui se manifeste par une décélération importante du fluide en régime unidimensionnel, ou une réduction de la vitesse relative du fluide dans les canaux, c'est-à-dire : $W_2 < W_1$. Cela est analogue à un diffuseur dont les parois latérales divergent excessivement : le jet principal de fluide se détache d'une ou des deux parois, et s'écoule dans une portion étroite du passage, tandis que le reste du passage est rempli de tourbillons (ou recirculations) qui peuvent retourner en amont de l'entrée ou de la sortie de la roue. Par conséquent, le véritable diagramme de vitesse en sortie pour un faible débit Q est celui représenté avec des lignes pointillées, montrant une valeur plus faible de $V_{u,2}$ plutôt que le diagramme unidimensionnel en traits pleins superposé à celui-ci. Cela entraîne alors une réduction de la hauteur idéale à ce point de faible débit sur les courbes caractéristiques.

Pour compliquer davantage la situation à faible débit Q , l'application unidimensionnelle de ce diagramme de vitesse corrigé en sortie via l'équation (2.16) produirait une courbe de consommation de puissance de la pompe qui passe par l'origine dans la Figure 6a. Un tel

résultat (en supposant une puissance de traînée externe P_D négligeable) est incompatible avec le comportement réel d'une pompe. En réalité, superposé au motif d'écoulement en jet précédemment décrit, il existe un écoulement de recirculation : le fluide quitte la roue, transfère son moment angulaire à son environnement, puis réintègre la roue pour y être à nouveau rechargé en énergie.

Autrement dit, les simplifications unidimensionnelles évoquées après l'équation 12 ne s'appliquent pas à faible débit. Il faut plutôt ajouter une « puissance de recirculation », correspondant à la variation de UV_u subie par le fluide recirculé, intégrée sur chaque élément de débit massique réentrant. La complexité de cet écoulement recirculant rend impossible l'analyse précise des performances de la pompe à faible débit à l'aide de simples diagrammes de vitesses. On adopte donc une approche mixte : on utilise des corrélations empiriques pour la hauteur et la puissance à débit nul (ou *shutoff*), et on les relie à l'analyse unidimensionnelle valable à fort débit, afin d'obtenir un ensemble complet de courbes caractéristiques pour le rendement, la puissance et la hauteur, comme illustré dans la Figure 6a. En réalité, à vanne fermée, la pression générée par la roue est très proche de ce qu'on attendrait du seul effet centrifuge du fluide tournant comme un solide rigide, soit $\rho U^2/2$ motifs de recirculation semblent donc superposés, avec peu d'effet sur la pression générée par la roue elle-même.

En revanche, cette recirculation produit une élévation supplémentaire de la pression dans les passages de collecte et de diffusion situés en aval de la roue.

2.12 Conclusion:

L'analyse des courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge permet de comprendre en profondeur le comportement de la machine selon les conditions de fonctionnement. Le lien entre les diagrammes de vitesses et les grandeurs telles que le débit, la hauteur générée, la puissance absorbée et le rendement global constitue un outil essentiel pour la conception, le choix et l'exploitation optimale de la pompe. Il a été démontré que le fonctionnement optimal se situe autour du point de meilleur rendement (BEP), où les pertes internes sont minimales et l'écoulement à travers la roue reste régulier. En revanche, à faible débit, des phénomènes de recirculation apparaissent, rendant l'analyse unidimensionnelle insuffisante et nécessitant une approche plus empirique. De plus, le concept de NPSH s'avère fondamental pour éviter la cavitation, qui peut entraîner une perte de performance importante, des dommages mécaniques et une réduction significative de la durée de vie de la pompe. En somme, la compréhension des mécanismes internes de transfert d'énergie et des pertes permet non seulement d'évaluer les

performances de la pompe, mais aussi de prévenir les dysfonctionnements et d'optimiser son intégration dans un système hydraulique plus vaste.

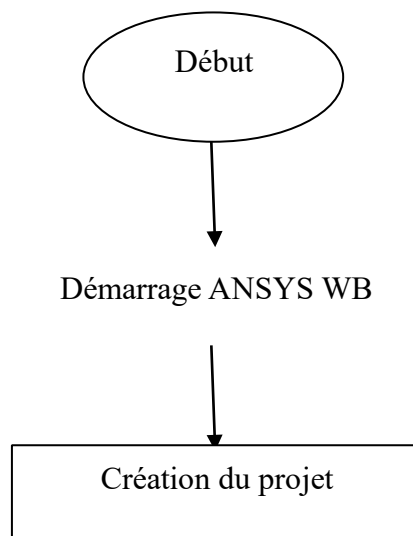
*CHAPITRE III Modèle
numérique*

3.1 Introduction :

Ce chapitre est dédié à la mise en œuvre numérique de la résolution des équations de transport introduites dans le chapitre précédent. Il décrit les différentes étapes nécessaires à la réalisation d'une simulation CFD complète à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. Nous commencerons par présenter le code de calcul utilisé, ainsi que les étapes méthodologiques à suivre pour mener à bien une simulation fiable et représentative. La modélisation géométrique de la pompe centrifuge et la génération du maillage seront détaillées, en insistant sur les choix de maillage adoptés en fonction de la complexité géométrique et des zones critiques de l'écoulement. Par la suite, nous décrirons les procédures numériques et algorithmiques mises en œuvre par ANSYS Fluent pour la résolution des équations de conservation (masse, quantité de mouvement, énergie, etc.), en soulignant les modèles physiques sélectionnés (modèle de turbulence, conditions de rotation, etc.). Enfin, une attention particulière sera portée à la définition des conditions aux limites, élément crucial pour garantir la convergence et la validité physique des résultats obtenus.

3.2 Organigramme de simulation d'une pompe centrifuge:

Cette étude a pour objectif de simuler le fonctionnement d'une pompe centrifuge en utilisant ANSYS Workbench, en s'appuyant sur les modules Vista CPD, TurboGrid et Fluent, afin d'analyser les performances hydrauliques de la roue à une vitesse de rotation de 2500 tr/min. La figure ci-dessous illustre les différentes étapes du processus de simulation numérique d'une pompe centrifuge, réalisé dans l'environnement ANSYS Workbench.



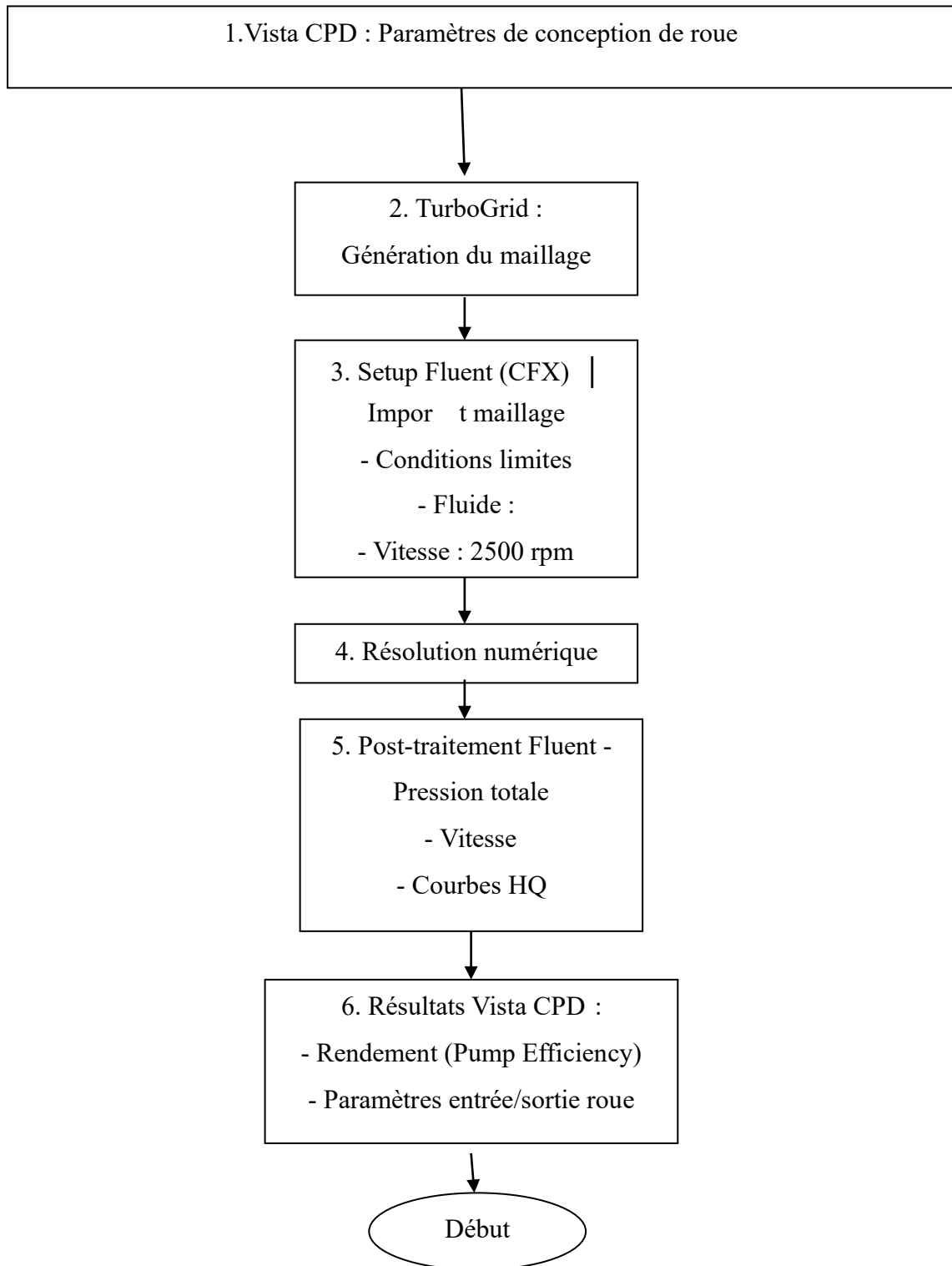


Figure 3.1 : Organigramme de simulation d'une pompe centrifuge

3.3 Géométrie :

Cette étape consiste à modéliser la pompe centrifuge en 3D à l'aide du logiciel de conception géométrique intégré à ANSYS, tel que DesignModeler ou SpaceClaim. La géométrie étudiée est constituée des éléments principaux suivants :

- Une roue (impulseur) de diamètre 500 mm et d'une épaisseur de 6 mm, assurant la mise en mouvement du fluide grâce à la rotation.
- Six aubes hélicoïdales, disposées symétriquement, présentant un angle d'entrée de 90° (perpendiculaire au flux incident) et une épaisseur de 1,5 mm, destinées à transmettre l'énergie cinétique au fluide.
- Un collecteur spiralé (volute) de diamètre 300 mm, chargé de ralentir le fluide en sortie de la roue afin de transformer son énergie cinétique en pression, conformément au principe de conservation de l'énergie dans les pompes centrifuges.

L'ensemble de cette géométrie représente les composants essentiels permettant d'analyser le comportement hydraulique de la pompe, en vue d'une simulation numérique en mécanique des fluides.

La figure suivante présente les paramètres géométriques de la roue (impeller) pour une vitesse de rotation de 2500 tr/min, tels qu'extraits à l'aide de Vista CPD dans ANSYS.

Parameter Group	Parameter Name	Value	Unit
Hub diameter	Shaft min diam factor	1,1	
	Dhub / Dshaft	2	
Tip diameter	Tip diameter (Method)	Automatic (using stability factor)	
	Head coefficient	0,46	
	Tip diameter	280,01	mm
Leading edge blade angles	Hub and Meanline (Method)	Cotangent	
	Hub blade angle	27	deg
	Mean blade angle	19	deg
Shroud	Specify incidence (Method)	Specify incidence	
	Incidence	0	deg
	Shroud blade angle	16	deg
Trailing edge blade angles	Blade angle	22,5	deg
	Rake angle	0	deg
Miscellaneous	Number of vanes	6	
	Thickness / tip diam	0,03	
	Hub inlet draft angle	30	deg

Figure 3:2 : Paramètres géométriques de la roue (impeller) pour une vitesse de rotation de

2500 tr/min

Les résultats, obtenus à l'aide de Vista CPD, incluent les performances globales de la pompe ainsi que les paramètres au niveau de l'entrée et de la sortie de la roue (impeller inlet et impeller exit).

Overall performance				
Ωs	Ns	ηq	Nss	power (kW)
1,41	3865	74,8	3,15	20,1
head coeff	flow coeff	Ks	NPSHr (m)	diffn ratio
0,376	0,115	0,904	6,88	0,100

Impeller inlet							
Dh (mm)	De (mm)	Thk (mm)					
44,1	142,2	5,2					
D1 (mm)	Cu1 (m/s)	Cm1 (m/s)	U1 (m/s)	W1 (m/s)	β 1 (deg)	β 1 (deg)	inc (deg)
68,6	0,00	4,72	8,98	10,14	32,75	27,76	4,99
105,9	0,00	5,25	13,87	14,83	22,60	20,73	1,87
143,3	0,00	5,77	18,76	19,63	17,11	17,11	0,00

Impeller exit				
D2 (mm)	B2 (mm)	lean (deg)	β 2 (deg)	W2 (m/s)
174,6	51,4	0,0	14,51	13,34
α 2 (deg)	C2 (m/s)	Wslip/U2	U2 (m/s)	Cu2 (m/s)
18,59	10,49	0,21	22,85	9,94

Figure 3.3 : Paramètres au niveau de l'entrée et de la sortie de la roue

La figure suivante présente la géométrie en perspective de la roue (impeller), obtenue à l'aide de Vista CPD pour une vitesse de rotation de 2500 tr/min.

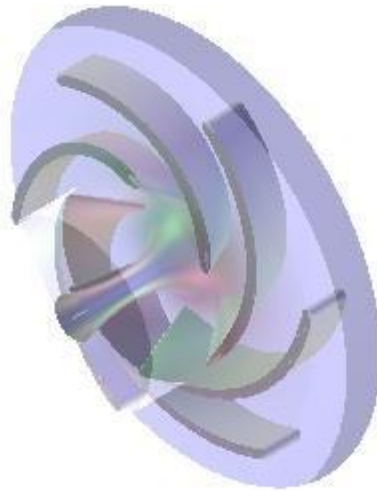


Figure 3.4 : Géométrie en perspective de la roue (impeller).

➤ **Zone de fonctionnement optimale de la pompe**

La figure suivante présente les résultats de la simulation d’une pompe centrifuge réalisée sous ANSYS Fluent, avec une vitesse de rotation fixée à 2500 tr/min, analysés à l’aide du module Vista CPD.

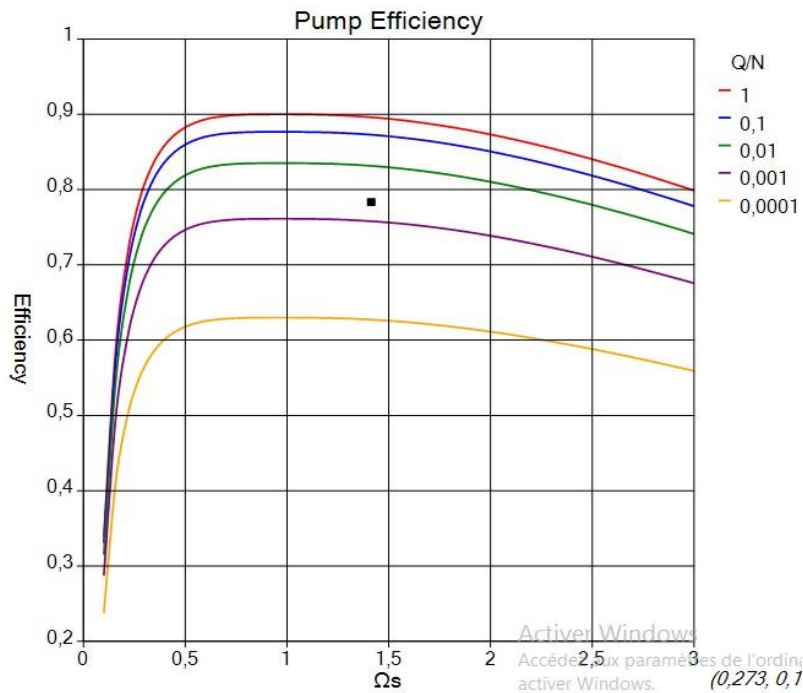


Figure 3.5: Zone de fonctionnement optimale de la pompe

L’analyse du rendement de la pompe a été effectuée à l’aide du module Vista CPD, qui permet de visualiser les performances hydrauliques de la pompe en fonction du débit. La courbe

d'efficacité générée montre la variation du Pump Efficiency en fonction du débit volumique ou massique. Typiquement, cette courbe présente une forme convexe, avec un maximum situé au point de fonctionnement optimal. Ce point correspond à la meilleure correspondance entre la conception géométrique de la roue et les conditions de fonctionnement, où les pertes par frottement, recirculation et choc hydraulique sont minimales. Si la pompe fonctionne en dehors de cette zone optimale (débit trop faible ou trop élevé), l'efficacité chute, ce qui se traduit par une consommation énergétique plus importante pour un même travail hydraulique. Ainsi, la courbe fournie par Vista CPD est un outil essentiel pour identifier la zone de fonctionnement optimale de la pompe, ajuster la conception si nécessaire, ou recommander des plages de fonctionnement fiables.

La figure suivante présente la géométrie en perspective de la volute de la pompe, obtenue à l'aide de Vista CPD pour une vitesse de rotation de 2500 tr/min.

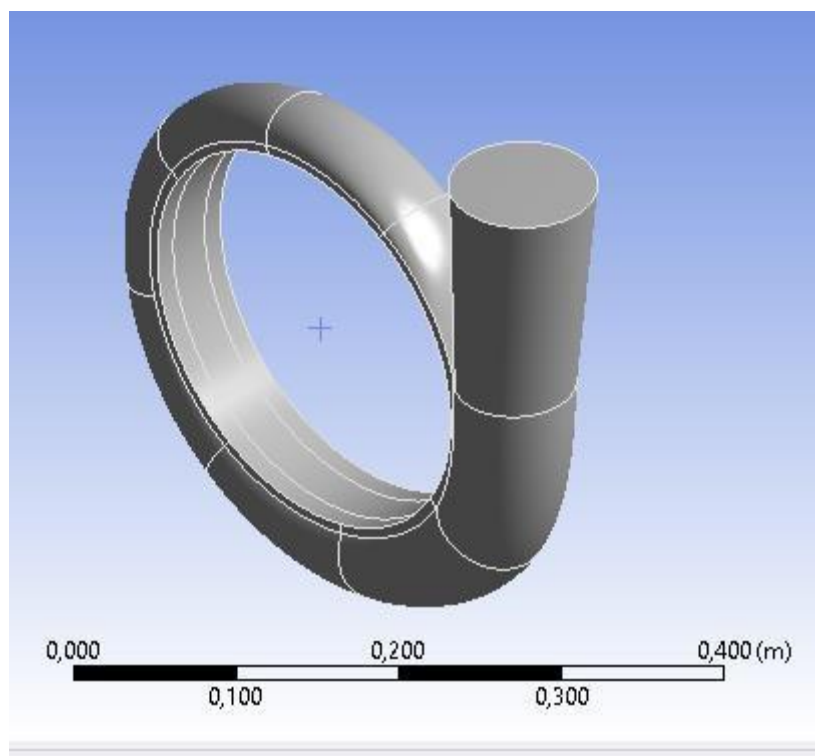


Figure 3.6 : Géométrie en perspective de la volute de la pompe

3.4 Conditions aux limites de fluide:

Dans le cadre de la simulation CFD de la pompe centrifuge, plusieurs types de conditions aux limites peuvent être définies au niveau des entrées et sorties du domaine fluide, en fonction des paramètres connus expérimentalement ou choisis pour l'étude numérique :

- Pression d'entrée (Pressure Inlet) : permet d'imposer une pression statique au niveau de l'entrée du fluide dans le domaine.
- Vitesse d'entrée (Velocity Inlet) : fixe la vitesse d'écoulement à l'entrée, souvent utilisée lorsqu'on connaît le profil de vitesse du fluide.
- Débit massique à l'entrée (Mass Flow Inlet) : permet d'imposer un débit massique entrant, utile pour des systèmes à alimentation constante.
- Pression de sortie (Pressure Outlet) : condition courante à la sortie du domaine, spécifiant la pression ambiante ou de refoulement.
- Écoulement sortant (Outflow) : suppose que la totalité du fluide sort du domaine sans retour, avec un profil de vitesse extrapolé.
- Champ de pression lointain (Pressure Far-Field) : utilisé pour des cas ouverts, tels que les écoulements externes autour d'un objet, moins fréquent pour les pompes.

b. Définition des zones internes

Le domaine de simulation est divisé en zones physiques distinctes selon la nature du matériau et le rôle de chaque région :

- Zone fluide : représente l'espace occupé par le fluide en mouvement à l'intérieur de la pompe (dans la volute, la roue, etc.).
- Zone solide : concerne les parties fixes ou mobiles de la pompe (roue, parois, aubages) si une interaction fluide-structure (FSI) est envisagée.

c. Conditions spécifiques aux cellules des zones

Certaines conditions spécifiques sont appliquées selon la fonction des sous-domaines internes

- Volute (Casing) : correspond au corps spiralé de la pompe, statique, destiné à collecter et à rediriger le fluide après compression.
- Zone de la roue (Impeller Zone) : zone rotative qui transfère l'énergie mécanique au fluide. Dans cette simulation :
 - La vitesse de rotation imposée est de 1500 tr/min. ○ La roue tourne autour de l'axe OX (généralement l'axe longitudinal de la pompe), conformément à l'orientation définie dans la modélisation géométrique et la configuration du maillage.

3.5 Fluides utilisés corrosif et non corrosif:

Dans cette étude, différents types de fluides, à caractère corrosif (comme l'eau salée et le méthanol) et non corrosif (comme l'eau pure), ont été utilisés afin d'évaluer leur impact sur le comportement hydraulique et la performance de la pompe centrifuge 🚧 **Fluides corrosifs**

Les fluides corrosifs sont des substances liquides ou gazeuses qui provoquent, au contact des matériaux, une dégradation chimique ou électrochimique. Cette corrosion peut altérer les propriétés mécaniques des surfaces, provoquer des fuites, des ruptures ou une usure prématurée des équipements. Les fluides corrosifs incluent notamment des acides forts (comme l'acide sulfurique ou chlorhydrique), des bases concentrées (comme la soude caustique), ainsi que certains gaz réactifs (comme le chlore ou le dioxyde de soufre).

L'utilisation de ces fluides dans des systèmes mécaniques ou industriels nécessite le choix de matériaux résistants à la corrosion (aciers inoxydables, alliages spéciaux, revêtements protecteurs, polymères techniques), ainsi qu'une conception adaptée pour préserver l'intégrité et assurer la sécurité des installations.

🚧 Fluides non corrosifs

Les fluides non corrosifs sont des substances, liquides ou gazeuses, qui n'endommagent pas chimiquement ou électrochimiquement les matériaux avec lesquels elles sont en contact. Contrairement aux fluides corrosifs, ils n'entraînent pas de dégradation significative des surfaces métalliques ou plastiques dans les conditions normales d'utilisation. Cela permet d'utiliser des matériaux standards (comme l'acier carbone, l'aluminium ou les plastiques courants) sans recourir à des protections spécifiques contre la corrosion.

Des exemples typiques de fluides non corrosifs incluent l'air sec, l'eau distillée, certains huiles minérales, ou encore des gaz neutres comme l'azote ou l'argon.

✓ Eau

L'eau est un fluide non corrosif composé de molécules constituées de deux atomes d'hydrogène et d'un atome d'oxygène (H_2O). Elle possède des propriétés thermodynamiques et physico-chimiques exceptionnelles, telles qu'une forte capacité calorifique, une grande conductivité thermique à l'état liquide, une faible viscosité et une tension superficielle élevée. En raison de sa stabilité chimique, de sa non-toxicité, de sa disponibilité abondante et de sa compatibilité

avec de nombreux matériaux, l'eau est largement utilisée comme fluide de refroidissement, fluide de travail dans les cycles thermiques, et fluide de référence en thermodynamique.

Les tableaux ci-dessous regroupent les propriétés thermodynamiques représentatives de l'eau.

Propriété	Valeur	Unité	Remarques
Température	25	°C	—
Pression de vapeur	3.17	kPa	Pression saturante
Densité	997.05	kg/m ³	Très légèrement inférieure à 1000 kg/m ³
Chaleur spécifique (Cp)	4.18	kJ/kg·K	Très élevée — bon fluide caloporteur
Enthalpie spécifique (h)	104.86	kJ/kg	Par rapport à 0 °C, approximatif
Entropie spécifique (s)	0.367	kJ/kg·K	Approximatif pour eau liquide
Viscosité dynamique (μ)	0.890 $\times 10^{-3}$	Pa·s	Soit 890 μ Pa·s

Propriété	Valeur	Unité	Remarques
Conductivité thermique (λ)	0.606	W/m·K	Diminue légèrement avec l'augmentation de T
Tension superficielle	71.97	mN/m	Diminue avec la température

🚦 Eau – à 50 °C

Propriété	Valeur	Unité	Remarques
Température	50	°C	—
Pression de vapeur	12.35	kPa	Pression saturante à 50 °C
Densité	988.05	kg/m ³	Légèrement inférieure à celle à 25 °C
Chaleur spécifique (Cp)	4.1818	kJ/kg·K	Haute capacité calorifique
Enthalpie spécifique (h)	209.3	kJ/kg	Par rapport à 0 °C
Entropie spécifique (s)	0.650	kJ/kg·K	Approximatif
Viscosité dynamique (μ)	0.547 $\times 10^{-3}$	Pa·s	Soit 547 μ Pa·s ; diminue avec la température
Conductivité thermique (λ)	0.643	W/m·K	Légèrement supérieure à celle à 25 °C
Tension superficielle	67.91	mN/m	Diminue avec la température

🚦 Eau – à 100 °C

Propriété	Valeur	Unité	Remarques
Température	100	°C	Point d'ébullition à 1 atm
Pression saturante	101.325	kPa	Pression atmosphérique
Densité (ρ)	958.4	kg/m ³	Diminue avec la température

Chaleur spécifique (C_p)	4.217	kJ/kg·K	Légèrement supérieure à 25 °C
Enthalpie spécifique (h)	419.1	kJ/kg	Chaleur sensible depuis 0 °C
Entropie spécifique (s)	1.307	kJ/kg·K	Valeur pour phase liquide saturée
Viscosité dynamique (μ)	0.282×10^{-3}	Pa·s (0.282 mPa·s)	Forte baisse par rapport à 25 °C
Conductivité thermique (λ)	0.679	W/m·K	Pic de conductivité pour l'eau
Tension superficielle	58.9	mN/m	Diminue à haute température

Les tableaux qui suivent détaillent les propriétés thermodynamiques et thermophysiques de l'eau en phase vapeur, évaluées aux températures de 25 °C, 50 °C et 100 °C, afin de permettre une meilleure caractérisation du fluide dans les simulations thermiques et fluidiques.

Vapeur d'eau à 25 °C		Valeur	Unité	Remarques
	Propriété typique			
Température	25		°C	État gazeux non saturé
Pression (suggérée)	< 3.17		kPa	Doit être inférieure à la pression de saturation
Densité (ρ)	~0.023		kg/m ³	Pour une pression partielle proche de 3 kPa
Chaleur spécifique (Cp)	1.864		kJ/kg·K	Pour vapeur d'eau surchauffée
Enthalpie spécifique (h)	~2540		kJ/kg	Par rapport à l'eau liquide de référence (0 °C)
Entropie spécifique (s)	~8.45		kJ/kg·K	À pression faible
Viscosité dynamique (μ)	9.0×10^{-6}		Pa·s (9.0 μ Pa·s)	Très faible viscosité
Conductivité thermique (λ)	0.019		W/m·K	Faible conductivité typique des gaz

✚ Vapeur d'eau à 50 °C

	Valeur	Unité	Remarques
	Propriété typique		
Température	50	°C	État gazeux (sous pression inférieure à 12.35 kPa)
Pression (suggérée)	< 12.35	kPa	Pour rester dans l'état de vapeur
Densité (ρ)	~0.074	kg/m ³	Dépend de la pression
Chaleur spécifique (Cp)	~1.864	kJ/kg·K	À pression constante (moyenne pour vapeur d'eau)
Enthalpie spécifique (h)	~2585	kJ/kg	Par rapport à l'eau liquide de référence
Entropie spécifique (s)	~8.7	kJ/kg·K	À basse pression
Viscosité dynamique (μ)	1.20×10^{-5}	Pa·s (12.0 μ Pa·s)	Légèrement plus élevée qu'à 25 °C
Conductivité thermique (λ)	0.025	W/m·K	Légèrement supérieure à 25 °C

✚ Vapeur d'eau saturée à 100 °C



Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Température	100	°C	Point d'ébullition à 1 atm
Pression de saturation	101.325	kPa	Vapeur saturée
Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Densité (ρ)	0.598	kg/m ³	Densité de la vapeur à 100 °C
Chaleur spécifique (Cp)	2.080	kJ/kg·K	Cp à pression constante
Enthalpie spécifique (h)	2676	kJ/kg	Chaleur de vaporisation incluse
Entropie spécifique (s)	7.354	kJ/kg·K	Pour vapeur saturée
Viscosité dynamique (μ)	1.34×10^{-5}	Pa·s (13.4 μ Pa·s)	Légèrement plus élevée qu'à 50 °C
Conductivité thermique (λ)	0.0263	W/m·K	Conduction thermique moyenne pour la vapeur

✓ Essence

L'essence est un fluide non corrosif composé d'un mélange complexe d'hydrocarbures, essentiellement des alcanes, des cycloalcanes et des composés aromatiques. Elle est couramment utilisée comme carburant dans les moteurs à combustion interne.

Le tableaux ci-dessous regroupent les propriétés thermodynamiques représentatives de l'essence

✚ Essence (gasoline) liquide à 25 °C

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Température	25	°C	—
Densité (ρ)	720 – 760	kg/m ³	Environ 740 kg/m ³ en moyenne
Chaleur spécifique (Cp)	2.14	kJ/kg·K	Inférieure à celle de l'eau


Enthalpie spécifique (h)	—	—	Dépend du point de référence
Entropie spécifique (s)	—	—	Peu utilisée directement pour les mélanges
Viscosité dynamique (μ)	0.4 à 0.6 $\times 10^{-3}$	Pa·s (mPa·s)	Très fluide – plus fluide que l'eau
Conductivité thermique (λ)	0.13 à 0.15	W/m·K	Faible conductivité, comme tous les hydrocarbures
Pression de vapeur	~45 à 60	kPa	Dépend fortement de la formulation
Température d'ébullition	30 à 210	°C	Mélange multi-composants

Essence (gasoline) liquide à 50 °C

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Température	50	°C	—
Densité (ρ)	~700	kg/m ³	Diminue avec la température (env. -1 kg/m ³ /°C)
Chaleur spécifique (Cp)	~2.2	kJ/kg·K	Légère augmentation avec la température
Enthalpie spécifique (h)	—	—	Non standardisée pour un mélange
Entropie spécifique (s)	—	—	Variable selon la composition
		Pa·s (mPa·s)	
Conductivité thermique (λ)	~0.125	W/m·K	Légère baisse par rapport à 25 °C
Pression de vapeur	~65 à 80	kPa	Augmente fortement avec la température
Température d'ébullition (gamme)	30 – 210	°C	Mélange de fractions légères à lourdes

Essence (gasoline) liquide à 100 °C

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
-----------	----------------	-------	-----------

			
Température	100	°C	—
Densité (ρ)	~660	kg/m ³	Diminue significativement avec T
Chaleur spécifique (Cp)	~2.3	kJ/kg·K	Légère augmentation avec T
Viscosité dynamique		Pa·s	
Viscosité dynamique (μ)	~0.36 × 10 ⁻³		Diminue avec la température

(μ)		(mPa·s)	
Conductivité thermique (λ)	~0.11	W/m·K	Faible — caractéristique des hydrocarbures
Pression de vapeur	~90 à 100	kPa	Très proche de 1 atm → l'essence commence à bouillir
Point d'ébullition (gamme)	30 – 210	°C	Certaines fractions sont déjà en phase vapeur
	~0.28 × 10 ⁻³		Très faible — bonne fluidité

Les tableaux qui suivent détaillent les propriétés thermodynamiques et thermophysiques de l'essence (gasoline) en phase vapeur, évaluées aux températures de 25 °C, 50 °C et 100 °C, afin de permettre une meilleure caractérisation du fluide dans les simulations thermiques et fluidiques.



Essence – Vapeur à 25 °C

	Propriété typique	Unité	Remarques
Température (T)	25	°C	Température ambiante
Pression de vapeur (Pv)	45 – 60	kPa	Dépend de la formulation (été/hiver)
Masse molaire (M)	100 – 110	g/mol	Estimation moyenne pour hydrocarbures C ₅ –C ₉
Densité de vapeur (ρ)	~1.3 – 2.0	kg/m ³	Dépend de Pv et T (gaz parfait)
Chaleur spécifique (Cp)	1.8 – 2.1	kJ/kg·K	Moyenne pour hydrocarbures légers en phase gaz
Enthalpie spécifique (h)	~450 – 700	kJ/kg	Inclut chaleur de vaporisation partielle
Entropie spécifique (s)	~3.5 – 4.5	kJ/kg·K	Varie selon pression partielle
Viscosité dynamique (μ)	0.9 – 1.1 × 10 ⁻⁵	Pa·s (μPa·s)	Proche de celle de l'air
Conductivité thermique (λ)	0.012 – 0.016	W/m·K	Faible, typique des gaz organiques
Nombre de Prandtl (Pr)	0.75 – 0.85	—	Sans dimension
Diffusivité thermique (α)	~1.5 – 2.0 × 10 ⁻⁵	m ² /s	$\alpha = \lambda / (\rho \cdot Cp)$

Valeur

Propriété**✚ Essence – Vapeur à 50 °C (323,15 K)**

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Température	50	°C	État de vapeur partielle ou surchauffée
Pression de vapeur (Pv)	40 – 55	kPa	Selon formulation (été/hiver)
Masse molaire (M)	~100 – 110	g/mol	Approx. pour hydrocarbures C ₅ –C ₉
Densité de vapeur (ρ)	~1.5 – 2.2	kg/m ³	Calculée à Pv et 50 °C
Chaleur spécifique (Cp)	1.8 – 2.2	kJ/kg·K	Pour hydrocarbures gazeux
Enthalpie spécifique (h)	~500 – 800	kJ/kg	Incluant vaporisation partielle
Entropie spécifique (s)	~3.8 – 4.5	kJ/kg·K	Approximatif, selon pression partielle
Viscosité dynamique (μ)	1.0 – 1.5 × 10 ⁻⁵	Pa·s	Soit 10 – 15 μPa·s
Conductivité thermique (λ)	0.015 – 0.020	W/m·K	Faible, comme pour tous les gaz organiques
Nombre de Prandtl (Pr)	0.7 – 0.9	—	Sans dimension
Diffusivité thermique (α)	~1.5 – 2.0 × 10 ⁻⁵	m ² /s	λ / (ρ·Cp), ordre de grandeur

Essence – Vapeur à 100 °C

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Température (T)	100	°C	Phase vapeur si pression < Pv
Pression de vapeur (Pv)	~90 – 100	kPa	Selon formulation (été/hiver, fractions volatiles)
Masse molaire (M)	100 – 110	g/mol	Mélange de C ₅ à C ₉ (approximation)
Densité de vapeur (ρ)	~2.2 – 3.0	kg/m ³	Dépend de Pv et T (gaz parfait)
Chaleur spécifique (Cp)	2.0 – 2.3	kJ/kg·K	Légère augmentation avec T
Enthalpie spécifique (h)	~800 – 1000	kJ/kg	Inclut chaleur de vaporisation (approximatif)
Entropie spécifique (s)	~4.5 – 5.5 ~1.5	kJ/kg·K	Estimation à basse pression
Viscosité dynamique (μ)	~1.8 × 10 ⁻⁵	Pa·s	Augmente avec la température



Conductivité thermique

~0.018

(λ) — 0.021 W/m·K Légèrement supérieure à 50 °C

Nombre de Prandtl (Pr) ~0.72 – 0.80 — Sans unité

Diffusivité thermique ~1.8 – 2.5 m²/s

(α) $\times 10^{-5}$ $\alpha = \lambda / (\rho \cdot C_p)$

✓ Eau salée

L'eau salée est un fluide corrosif composé principalement d'eau (H₂O) dans laquelle sont dissous divers sels, principalement le chlorure de sodium (NaCl), mais aussi d'autres ions comme le magnésium, le calcium, le potassium et les sulfates ; cette composition ionique lui confère un caractère électrolytique qui accélère les phénomènes de corrosion, notamment au contact des métaux.

Le tableaux ci-dessous regroupent les propriétés thermodynamiques représentatives de l'eau salée

✚ Eau salée (salinité ~35 g/L) – à 25 °C

	Valeur	Unité	Remarques
	Propriété typique		
Température	25	°C	—
Densité (ρ)	1023 – 1025	kg/m ³	Plus élevée que l'eau pure (≈ 997 kg/m ³ à 25 °C)
Chaleur spécifique (C_p)	3.985	kJ/kg·K	Légèrement inférieure à l'eau pure (~4.18)
Enthalpie spécifique (h)	—	—	Dépend du point de référence
Entropie spécifique (s)	—	—	Rarement utilisée directement
Viscosité dynamique	$\sim 0.95 \times 10^{-3}$	Pa·s	Un peu plus visqueuse que l'eau douce
	Valeur	Unité	Remarques typique
(μ)			(~0.89 mPa·s)
Conductivité thermique	~0.59	W/m·K	Légèrement inférieure à celle de l'eau pure
(λ)			(~0.6)
Conductivité électrique	~4.5 – 5.5	S/m	Caractéristique des électrolytes
Pression de vapeur	~3.1	kPa	Légèrement inférieure à celle de l'eau pure

Propriété			
Point d'ébullition	~100.6	°C	Légèrement supérieur à celui de l'eau pure

✚ Eau salée – à 50 °C (Salinité 35 g/L)

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Température (T)	50	°C	—
Densité (ρ)	~1010	kg/m ³	Légèrement plus élevée que l'eau pure à 50 °C (~988)
Chaleur spécifique (Cp)	~3.95	kJ/kg·K	Légèrement inférieure à l'eau pure (~4.18 à 25 °C)
Viscosité dynamique (μ)		Pa·s (mPa·s)	Plus visqueuse que l'eau douce à même température (~0.55 mPa·s)
Conductivité thermique (λ)	~0.62	W/m·K	Un peu plus faible que l'eau pure (~0.64 W/m·K)
Conductivité électrique	~6.0 – 6.5	S/m	Augmente avec T — caractéristique des électrolytes
Pression de vapeur	~12.0	kPa	Légèrement inférieure à celle de l'eau pure (~12.3 kPa)
Point d'ébullition	~101.0	°C	Augmenté par la présence de sels
	~0.55 × 10 ⁻³		

✚ Eau salée – Liquide à 100 °C (salinité ≈ 3,5 % massique) Valeur

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Température (T)	100	°C	Liquide à pression > 1 atm
Densité (ρ)	~958 – 962	kg/m ³	Plus dense que l'eau pure (~958 kg/m ³ à 100 °C)



Chaleur spécifique (Cp)	~3.85	kJ/kg·K	Légèrement inférieure à celle de l'eau pure (~4.18)
Viscosité dynamique (μ)	~0.28 × 10 ³	- Pa·s (mPa·s)	Légèrement plus élevée que l'eau pure (~0.28 mPa·s)
Conductivité thermique (λ)	~0.63 – 0.64	W/m·K	Un peu inférieure à celle de l'eau pure (~0.67 W/m·K)

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Pression de vapeur	~101 – 102 ~101.3	kPa	Légèrement plus faible que l'eau pure
Point d'ébullition	– 101.5	°C	Élevé par l'effet des sels dissous
Conductivité électrique	~6.5 – 7.5	S/m	Augmente avec la température

Les tableaux qui suivent détaillent les propriétés thermodynamiques et thermophysiques de l'eau salée en phase vapeur, évaluées aux températures de 25 °C, 50 °C et 100 °C, afin de permettre une meilleure caractérisation du fluide dans les simulations thermiques et fluidiques.

✚ Vapeur d'eau salée à 25 °C

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Température (T)	25	°C	—
Pression de vapeur saturante	~3.17	kPa	Légèrement inférieure à l'eau pure (~3.17 kPa à 25 °C)
Densité de vapeur (ρ)	~0.023	kg/m ³	Calculée à P_v et 25 °C
Chaleur spécifique (C_p)	~1.86	kJ/kg·K	Identique à la vapeur d'eau pure
Viscosité dynamique (μ)	~9.0 × 10 ⁻⁶	Pa·s	Similaire à vapeur d'eau
Conductivité thermique (λ)	~0.020	W/m·K	Très faible ; effet des sels inexistant en phase vapeur
Enthalpie spécifique (h)	~2540	kJ/kg	Enthalpie de vaporisation à 25 °C (approximée)
Entropie spécifique (s)	~9.5	kJ/kg·K	Pour vapeur saturée à 25 °C
Conductivité électrique	~0	S/m	La vapeur ne contient pas de sels → non conductrice

✚ Vapeur d'eau salée (≈ vapeur d'eau pure) à 50 °C

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Température (T)	50	°C	—
Pression de vapeur			Très légèrement inférieure à celle de l'eau

	~12.3	kPa	
saturante			pure
Densité de vapeur (ρ)	~0.06	kg/m ³	Calculée à Pv et 50 °C, gaz parfait
Chaleur spécifique (Cp)	~1.87 – 1.89	kJ/kg·K	Similaire à la vapeur d'eau pure
Enthalpie spécifique (h)	~2370 – 2390	kJ/kg	Enthalpie de vaporisation (approx.) à 50 °C
Entropie spécifique (s)	~8.2 – 8.4	kJ/kg·K	Pour vapeur saturée à 50 °C
Viscosité dynamique (μ)	~1.0 × 10 ⁻⁵	Pa·s	Similaire à vapeur d'eau ; les ions ne sont

Valeur**Unité Remarques typique**

pas volatils

Conductivité thermique ~0.022 –

W/m·K Faible, comme pour tous les gaz

(λ) 0.024

Conductivité électrique ~0

S/m Aucun ion → vapeur non conductrice

✚ Vapeur d'eau salée à 100 °C

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Température (T)	100	°C	—
Pression de vapeur saturante	101.325	kPa	Très légèrement inférieure si l'eau est salée
Densité de vapeur (ρ)	~0.598	kg/m ³	Calculée à 100 °C et 1 atm
Chaleur spécifique (Cp)	~1.996	kJ/kg·K	Pour vapeur d'eau saturée
Enthalpie spécifique (h ^v)	~2676	kJ/kg	Enthalpie de la vapeur saturée
Entropie spécifique (s ^v)	~7.36	kJ/kg·K	À 100 °C et 1 atm (saturation)
Viscosité dynamique (μ)	~1.34 × 10 ⁻⁵	Pa·s	Même valeur que vapeur d'eau pure à 100 °C
Conductivité thermique (λ)	~0.025 – 0.026	W/m·K	Légèrement croissante avec la température
Conductivité électrique	0	S/m	Aucune, car la vapeur ne contient pas de sels

✓ Méthanol

Le méthanol est un fluide corrosif, incolore et volatil, appartenant à la famille des alcools. Il est miscible à l'eau et à de nombreux solvants organiques, et sa nature chimique le rend agressif

Propriété

vis-à-vis de certains matériaux comme les métaux non protégés, les élastomères ou les plastiques, surtout à température élevée.

✚ Méthanol – Liquide à 25 °C

Propriété	Valeur	Unité	Remarques
Température (T)	25	°C	Température ambiante
Pression de vapeur (Pv)	~16.9	kPa	Relativement volatile
Densité (ρ)	791.8	kg/m ³	À 25 °C
Masse molaire (M)	32.04	g/mol	CH ₃ OH
Chaleur spécifique (Cp)	2.51	kJ/kg·K	À pression constante
Enthalpie de vaporisation (ΔH_{vap})	1100	kJ/kg	À 25 °C (≈ 35.3 kJ/mol)
Viscosité dynamique (μ)	0.544 $\times 10^{-3}$	Pa·s	Soit 0.544 mPa·s
Propriété	Valeur	Unité	Remarques
Conductivité thermique (λ)	0.201	W/m·K	Relativement élevée pour un liquide organique
Indice de réfraction (n)	1.328	—	À 25 °C
Point d'ébullition	64.7	°C	À 1 atm
Conductivité électrique	Très faible	S/m	Non électrolyte en solution pure

✚ Méthanol – Liquide à 50 °C

Propriété	Valeur	Unité	Remarques
Température (T)	50	°C	État liquide (sous pression atmosphérique)
Pression de vapeur (Pv)	~40	kPa	Assez volatile
Densité (ρ)	~766	kg/m ³	Diminue avec la température (791.8 kg/m ³ à 25 °C)
Chaleur spécifique (Cp)	~2.70	kJ/kg·K	Légère augmentation avec la température
Enthalpie de vaporisation (ΔH_{vap})	~950	kJ/kg	Diminue avec la température
Viscosité dynamique (μ)	0.358 $\times 10^{-3}$	Pa·s (ou mPa·s)	Nettement plus fluide qu'à 25 °C (0.544 mPa·s)
Conductivité thermique (λ)	~0.181 – 0.185	W/m·K	Légèrement inférieure à 25 °C (~0.201 W/m·K)
Indice de réfraction (n)	~1.322	—	Diminue légèrement avec T

Point d'ébullition 64.7 °C Le méthanol est encore liquide à 50 °C à pression atmosphérique

✚ Méthanol liquide – à 100 °C

Propriété	Valeur typique	Unité	Remarques
Température (T)	100	°C	Température imposant une pression > 1 atm pour rester liquide
Densité (ρ)	~721	kg/m ³	Diminue avec la température
Chaleur spécifique (Cp)	~2.95	kJ/kg·K	Légèrement croissante avec T
Enthalpie de vaporisation (ΔH_{vap})	~725	kJ/kg	Diminue avec la température
		Pa·s (ou mPa·s)	
Conductivité thermique (λ)	~0.162 – 0.170	W/m·K	Légère baisse par rapport à 25 °C (~0.201 W/m·K)
Pression de vapeur (Pv)	~126	kPa	À 100 °C, le méthanol est normalement à l'état vapeur
Indice de réfraction (n)	~1.312	—	Diminue légèrement avec la température
Point d'ébullition	64.7	°C	Le méthanol bout à cette température
Viscosité dynamique (μ)	0.243×10^{-3}		Très fluide à haute température

Valeur

Propriété	Valeur	Unité	Remarques
	typique sous 1 atm		

Les tableaux qui suivent détaillent les propriétés thermodynamiques et thermophysiques du méthanol en phase vapeur, évaluées aux températures de 25 °C, 50 °C et 100 °C, afin de permettre une meilleure caractérisation du fluide dans les simulations thermiques et fluidiques.

✚ Méthanol – Phase vapeur à 25 °C

Propriété	Valeur	Unité	Remarques
	typique		
Température (T)	25	°C	État gazeux sous pression partielle ou sous-vide
Pression de vapeur	16.9	kPa saturante	À 25 °C, le méthanol liquide s'évapore à cette pression
Densité de vapeur (ρ)	~0.066	kg/m ³	À P _v , estimée par l'équation des gaz parfaits
Chaleur spécifique (C _p)	~2.20	kJ/kg·K	Pour vapeur à basse pression
Enthalpie de vaporisation (ΔH_{vap})	~1100	kJ/kg	Énergie requise pour vaporiser 1 kg de méthanol à 25 °C
Viscosité dynamique (μ)	1.23×10^{-5}	Pa·s	Soit 12.3 μ Pa·s
Conductivité thermique (λ)	0.0137	W/m·K	Faible, typique d'un gaz organique
Indice de compressibilité (Z)	~0.98 – 1.00	—	Gaz proche du comportement parfait à faible pression
Conductivité électrique	~0	S/m	Aucun ion → gaz neutre
Masse molaire (M)	32.04	g/mol	Utilisée pour le calcul de ρ via l'équation des gaz parfaits

✚ Méthanol – Vapeur à 50 °C

Propriété	Valeur	Unité	Remarques
	typique		
Température (T)	50	°C	Soit 323,15 K
Pression de vapeur saturante	~40.0	kPa	Le méthanol bout à 64,7 °C à 1 atm

Densité de vapeur (ρ)	~ 0.104	kg/m ³	Calculée pour Pv à 50 °C (gaz parfait) Légère augmentation avec la
Chaleur spécifique (Cp)	~ 2.25	kJ/kg·K	température
Enthalpie de vaporisation (ΔH_{vap})	~ 950	kJ/kg	Diminue avec T
Viscosité dynamique (μ)	1.36×10^{-5}	Pa·s	Soit 13.6 μ Pa·s, légèrement plus fluide qu'à 25 °C

	Valeur Propriété typique	Unité	Remarques
Conductivité thermique (λ)	~ 0.0165	W/m·K	Augmente légèrement avec la température
Indice de compressibilité (Z)	~ 1.00	—	Gaz proche du comportement parfait
Masse molaire (M)	32.04	g/mol	—

🚰 Méthanol – Vapeur à 100 °C

	Valeur Propriété typique	Unité	Remarques
Température (T)	100	°C	Soit 373,15 K
Pression de vapeur saturante	~ 126	kPa	Le méthanol est entièrement vaporisé à cette pression
Densité de vapeur (ρ)	~ 0.173	kg/m ³	Calculée à Pv, selon l'équation des gaz parfaits
Chaleur spécifique (Cp)	~ 2.30	kJ/kg·K	Légère augmentation avec la température
Enthalpie de vaporisation (ΔH_{vap})	~ 725	kJ/kg	Diminue nettement avec la température
Viscosité dynamique (μ)	1.50×10^{-5}	Pa·s	Soit 15.0 μ Pa·s Augmente légèrement avec la
Conductivité thermique (λ)	~ 0.0185	W/m·K	température
Indice de compressibilité (Z)	~ 1.00	—	Gaz proche du comportement parfait
Masse molaire (M)	32.04	g/mol	—

3.6 Maillage des composantes de la pompe:

L'un des concepts fondamentaux en mécanique des fluides numérique (CFD) consiste à diviser le domaine d'écoulement de l'ensemble des composantes de la pompe en un grand nombre de petites cellules élémentaires, formant ce que l'on appelle un maillage. Cette étape, connue sous le nom de discrétisation spatiale, constitue une phase préliminaire essentielle à toute simulation, car elle conditionne à la fois la précision des résultats et la stabilité numérique de la résolution. Les équations gouvernantes, telles que celles de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, sont alors résolues individuellement pour chaque cellule du maillage, ce qui permet de modéliser le comportement du fluide dans l'ensemble du domaine. Dans notre cas, le maillage adopté est hybride, combinant des cellules triangulaires et des éléments quadratiques afin de s'adapter à la complexité géométrique de la roue à aubes et aux zones critiques de l'écoulement. Un maillage automatique a également été appliqué à l'ensemble de la pompe pour assurer une couverture homogène du domaine tout en optimisant la densité du maillage dans les régions sensibles.

La figure suivante illustre le maillage des différentes composantes de la roue de la pompe centrifuge, généré à l'aide du logiciel ANSYS TurboGrid. Ce maillage structuré a été élaboré spécifiquement pour s'adapter à la géométrie complexe des aubes et garantir une meilleure résolution des phénomènes d'écoulement au sein de la roue. La qualité et la finesse du maillage jouent un rôle déterminant dans la précision des résultats issus de la simulation CFD.

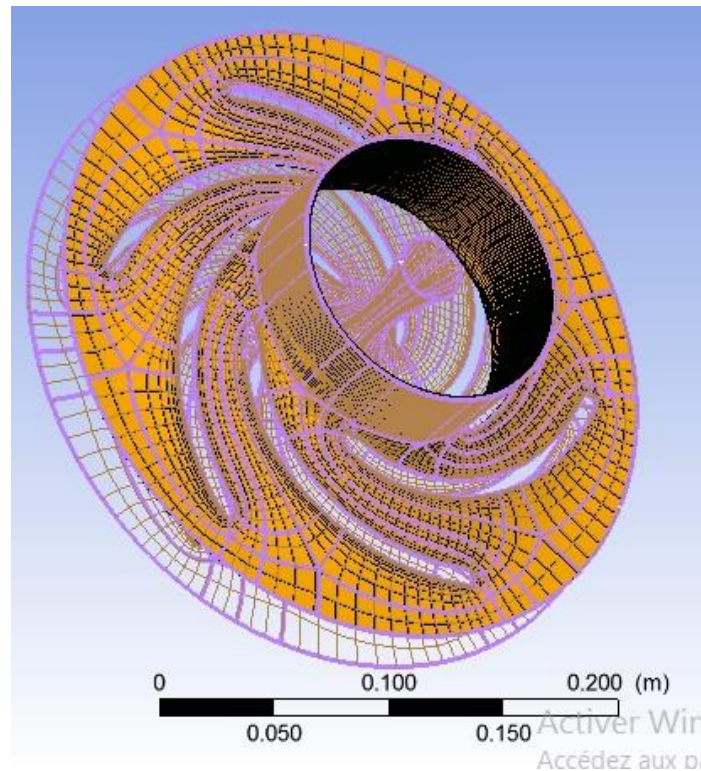


Figure 3.7 : Maillage des différentes composantes de la roue de la pompe centrifuge

La figure suivante illustre le maillage de la volute de la pompe, généré à l'aide du logiciel ANSYS. Ce maillage a été conçu pour capturer avec précision les variations de pression et de vitesse dans cette zone essentielle à la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression.

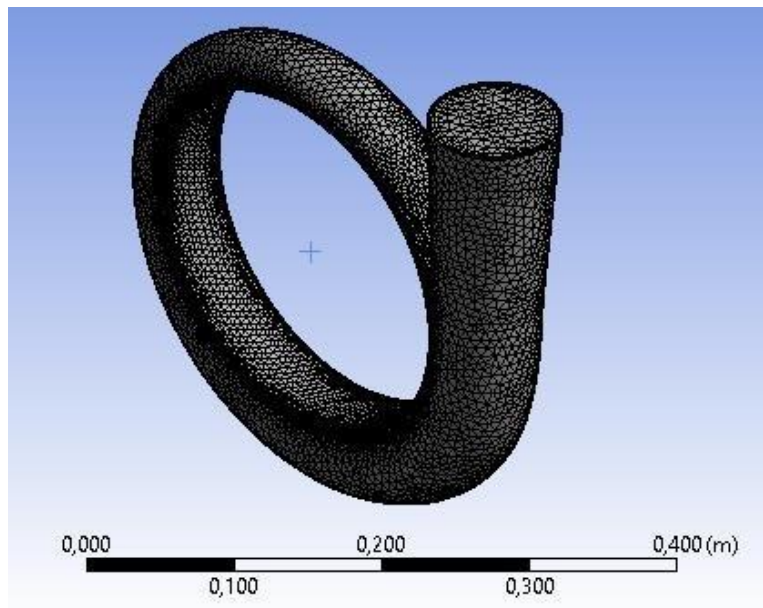


Figure 3.8 : Maillage de la volute de la pompe

3.7 Solution via CFX :

Lorsque vous exécutez une simulation avec ANSYS CFX, le module CFX-Solver (ou CFX SOLUTION) est responsable de la résolution des équations fondamentales de la mécanique des fluides. Cela inclut les équations de conservation de la masse (continuité), de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes), de l'énergie (premier principe de la thermodynamique), ainsi que d'autres équations associées aux propriétés physiques du fluide, telles que la turbulence, le transfert thermique ou les phénomènes multiphasiques, selon les modèles activés.

Ces équations sont d'abord discrétisées c'est-à-dire converties en un système d'équations algébriques à l'aide de méthodes numériques telles que la méthode des volumes finis. Ce système est ensuite résolu de manière itérative sur l'ensemble du maillage tridimensionnel (ou 3D) du domaine simulé. Le maillage représente la géométrie physique et est divisé en un grand nombre de petits volumes de contrôle.

Au terme de la simulation, le solveur fournit des champs de variables fluidiques tels que :

- la pression statique et totale,
- les composantes de la vitesse (et éventuellement les tourbillons ou la vitesse tourbillonnaire),
- la température du fluide,
- ainsi que d'autres grandeurs pertinentes comme la viscosité turbulente, l'enthalpie, l'entropie, ou la fraction massique en cas d'écoulements multiphasiques ou réactifs. Ces résultats permettent d'analyser le comportement du fluide dans l'ensemble du domaine de calcul, et d'optimiser les conditions aux limites, les performances d'un système ou encore d'identifier les zones critiques telles que les pertes de charge, les zones de recirculation ou de cavitation.

3.8 Critère de convergence:

La convergence numérique est évaluée à chaque itération par le calcul et l'enregistrement des résidus associés à chacune des variables conservatives (telles que la masse, la quantité de mouvement et l'énergie). Ces résidus représentent les écarts entre les valeurs obtenues à l'itération en cours et celles de l'itération précédente, et sont exprimés sous forme de normes.

Lorsque la solution converge, ces résidus diminuent progressivement et tendent idéalement vers zéro, traduisant ainsi la stabilité et la précision du champ de solution obtenu.

3.9 CFX post-results :

CFX-Post est un outil de post-traitement avancé, puissant et polyvalent, intégré à la suite ANSYS CFX, spécifiquement conçu pour l'analyse approfondie, la visualisation qualitative et quantitative des résultats issus de simulations en mécanique des fluides numérique (CFD). Il permet aux utilisateurs d'examiner en détail les champs de variables fluidiques tels que la pression, la température, la vitesse, l'enthalpie, la turbulence ou encore les concentrations de différentes phases ou espèces en exploitant des représentations graphiques variées comme les coupes 2D, les surfaces iso, les trajectoires de particules (streamlines), les vecteurs, ou les graphiques de données.

Grâce à ses nombreuses fonctionnalités, CFX-Post facilite non seulement l'interprétation du comportement complexe des écoulements dans des géométries parfois très détaillées, mais aussi l'identification de zones critiques telles que les recirculations, zones de stagnation, points de cavitation, pertes de charge, ou mauvaise répartition thermique. En outre, il permet d'effectuer des calculs personnalisés, de définir des expressions mathématiques spécifiques aux besoins de l'étude, et de comparer différentes configurations ou cas de simulation dans une optique d'optimisation de la conception.

Ainsi, CFX-Post constitue un outil décisionnel essentiel pour les ingénieurs et chercheurs, leur permettant de valider la performance des systèmes étudiés, d'améliorer la conception de composants fluidiques (pompes, turbines, échangeurs, buses, etc.), et de garantir la conformité aux exigences fonctionnelles et réglementaires dans des domaines aussi variés que l'aéronautique, l'énergie, la mécanique ou le génie chimique.

3.10 Méthode complète pour déterminer l'énergie fournie par la pompe centrifuge:

Dans cette simulation d'une pompe centrifuge réalisée sous ANSYS Fluent, le fluide utilisé est de l'eau, avec une vitesse de rotation de 2500 tr/min, une pression de référence fixée à 1 atm, un débit massique de 30 kg/s à la sortie, et une pression statique de sortie de 240 000 Pa. Pour évaluer l'énergie transmise au fluide par la pompe, on utilise la différence de pression totale entre l'entrée et la sortie, combinée au débit volumique. En supposant une vitesse moyenne d'écoulement de 5 m/s à l'entrée et de 12 m/s à la sortie, les pressions totales sont

respectivement estimées à environ 113 800 Pa et 311 800 Pa. Le débit volumique correspondant, calculé à partir de la masse volumique de l'eau (997 kg/m^3), est de $0,030 \text{ m}^3/\text{s}$. Ainsi, la puissance hydraulique fournie par la pompe est approximativement de 5,96 kW. Ce calcul permet d'évaluer les performances énergétiques de la pompe et peut être affiné en extrayant directement les vitesses et pressions moyennes depuis Fluent.

3.11 Conclusion:

Ce chapitre a permis de détailler l'ensemble du processus de simulation numérique appliqué à la pompe centrifuge. À partir des équations fondamentales régissant l'écoulement des fluides, nous avons mis en œuvre une démarche rigoureuse comprenant la modélisation géométrique, la génération du maillage, ainsi que la définition des conditions aux limites appropriées.

L'utilisation du logiciel ANSYS Fluent a été présentée en tant qu'outil de résolution puissant, capable de traiter les équations de transport dans un environnement tridimensionnel complexe. Les différentes étapes de configuration du solveur, les paramètres physiques choisis et la prise en compte des effets dynamiques (comme la rotation de la roue) ont été expliqués dans un souci de réalisme et de précision.

CHAPITRE VI Résultats et discussions

4.1 Introduction :

Ce chapitre est dédié à l'analyse détaillée du comportement des fluides dans une pompe centrifuge, à travers l'étude de la distribution de la pression dans les différentes parties de la machine, notamment dans la roue et la volute. Cette analyse est réalisée pour quatre types de fluides couramment utilisés ou étudiés en hydraulique : l'eau, l'eau salée, le méthanol et l'essence. L'objectif principal est de comparer la manière dont ces fluides réagissent aux conditions hydrodynamiques internes, en distinguant deux régimes d'écoulement : un régime sans cavitation, représentant le fonctionnement nominal de la pompe, un régime avec cavitation, mettant en évidence les effets néfastes liés à la formation de vapeur dans les zones de basse pression.

4.2 Evolution de la vitesse de la pompe:

La figure suivante illustre la distribution de la vitesse à travers les différentes zones de la pompe, mettant en évidence les variations du champ de vitesse depuis l'entrée (aspiration) jusqu'à la sortie (refoulement), en passant par la roue (impulseur) et le diffuseur. Cette représentation permet de visualiser les accélérations, les éventuelles zones de recirculation, ainsi que les effets liés à la géométrie de la pompe sur l'écoulement du fluide.

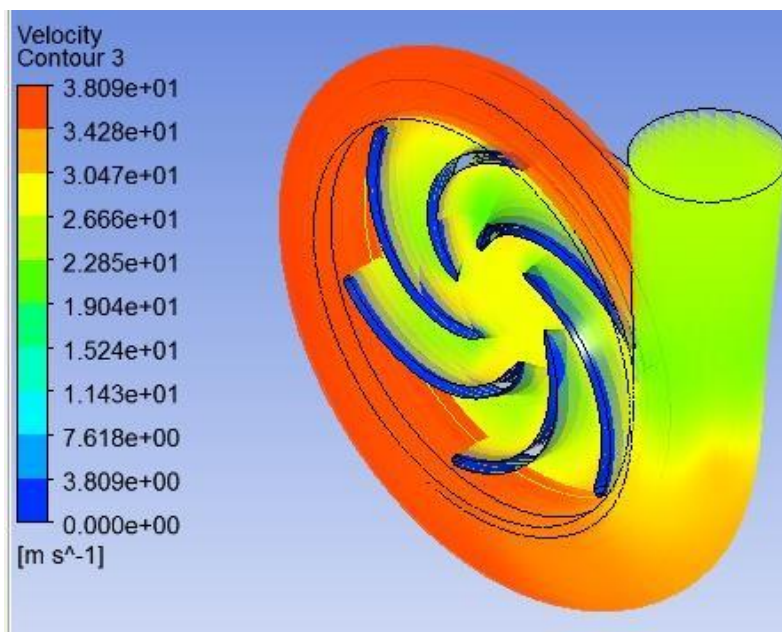


Figure. 4.1: Variation de vitesse dans les différentes parties de la pompe.

Cette figure illustre la répartition de la vitesse relative (composante tangentielle à l'aube) au sein de la roue de la pompe. On observe d'emblée que la distribution de cette vitesse n'est pas uniforme entre les deux faces de l'aube, ce qui reflète les différences de pression et d'écoulement entre la face d'aspiration et la face de refoulement. On constate également une augmentation progressive de la vitesse relative à mesure que le fluide s'écoule de l'entrée vers la sortie de la roue, traduisant l'accélération du fluide imposée par le mouvement rotatif de l'impulseur. Par

ailleurs, on distingue clairement une zone de déviation du fluide (ou zone de recirculation) localisée au niveau de la face supérieure de l'aubage, ce qui peut indiquer un détachement de l'écoulement ou une perte de charge locale, susceptibles d'affecter le rendement hydraulique de la machine.

4.3 Evolution de pression de la pompe:

Le figure suivante présente la variation du champ de pression à travers l'ensemble des composantes de la pompe, depuis la zone d'aspiration jusqu'à la zone de refoulement, en passant par le domaine interne comprenant l'entrée de la roue, les canaux inter-aubes, et éventuellement le diffuseur. Ces représentations permettent de visualiser clairement la montée progressive de la pression résultant de la conversion de l'énergie mécanique transmise par l'impulseur en énergie de pression, conformément au principe de fonctionnement des pompes centrifuges.

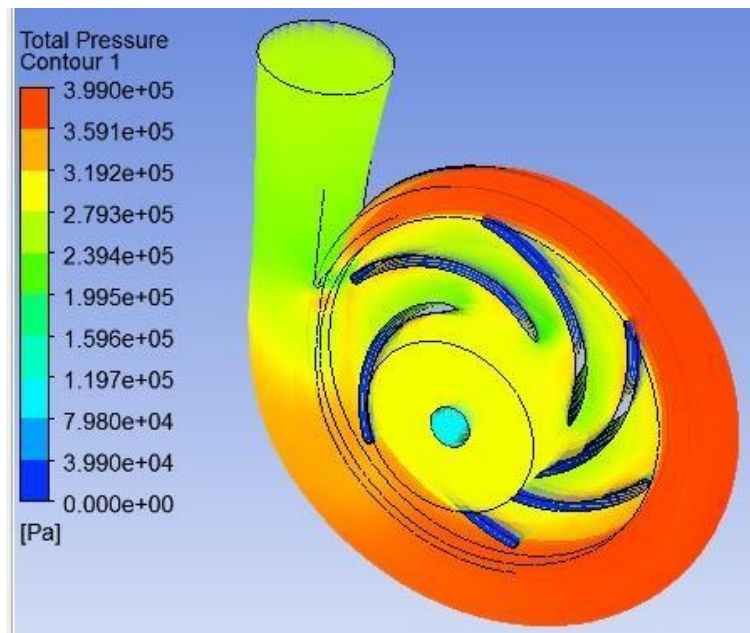


Figure. 4.2: Variation de vitesse dans les différentes parties de la pompe

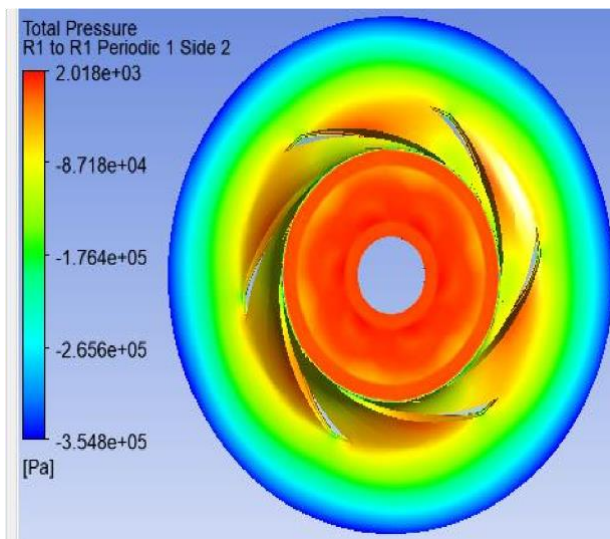
On observe que la pression est relativement faible au niveau de l'entrée de la pompe (Inlet), ce qui est cohérent avec la zone d'aspiration où le fluide est initialement entraîné. Ensuite, la pression augmente progressivement à mesure que le fluide traverse la roue, sous l'effet de la conversion de l'énergie cinétique transmise par la rotation de l'impulseur en énergie de pression. Cette montée de pression se poursuit jusqu'à la zone de refoulement (Outlet). Il est particulièrement notable qu'à l'interface entre la roue (impulseur) et la volute, une zone critique de transition hydrodynamique, la pression atteint un maximum significatif d'environ $4.921 \times$

10(Pa. Cette valeur élevée indique une forte accumulation de pression avant la diffusion dans la volute, ce qui reflète un bon fonctionnement du mécanisme de compression, tout en nécessitant une attention particulière pour éviter des pertes ou des déséquilibres de charge.

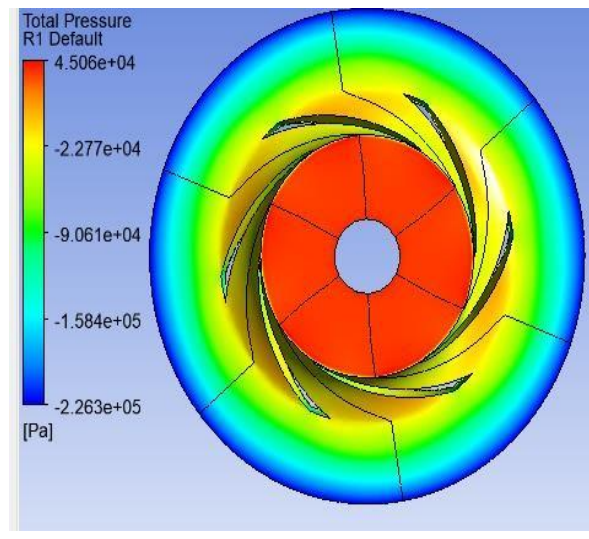
4.4 Distributions de pression:

Les figures suivantes présentent les distributions de pression pour différents types de fluides (eau, eau salée, méthanol et essence) à l'intérieur de la géométrie de l'aubage de la pompe. L'analyse est réalisée en distinguant deux cas : avec cavitation et sans cavitation, notamment lorsque les fluides atteignent l'état de vapeur. Ces visualisations permettent d'évaluer de manière comparative l'impact de la cavitation sur le comportement des fluides, en particulier sur les variations de pression dans les zones critiques de l'écoulement. ✓ **Distributions de pression d'eau**

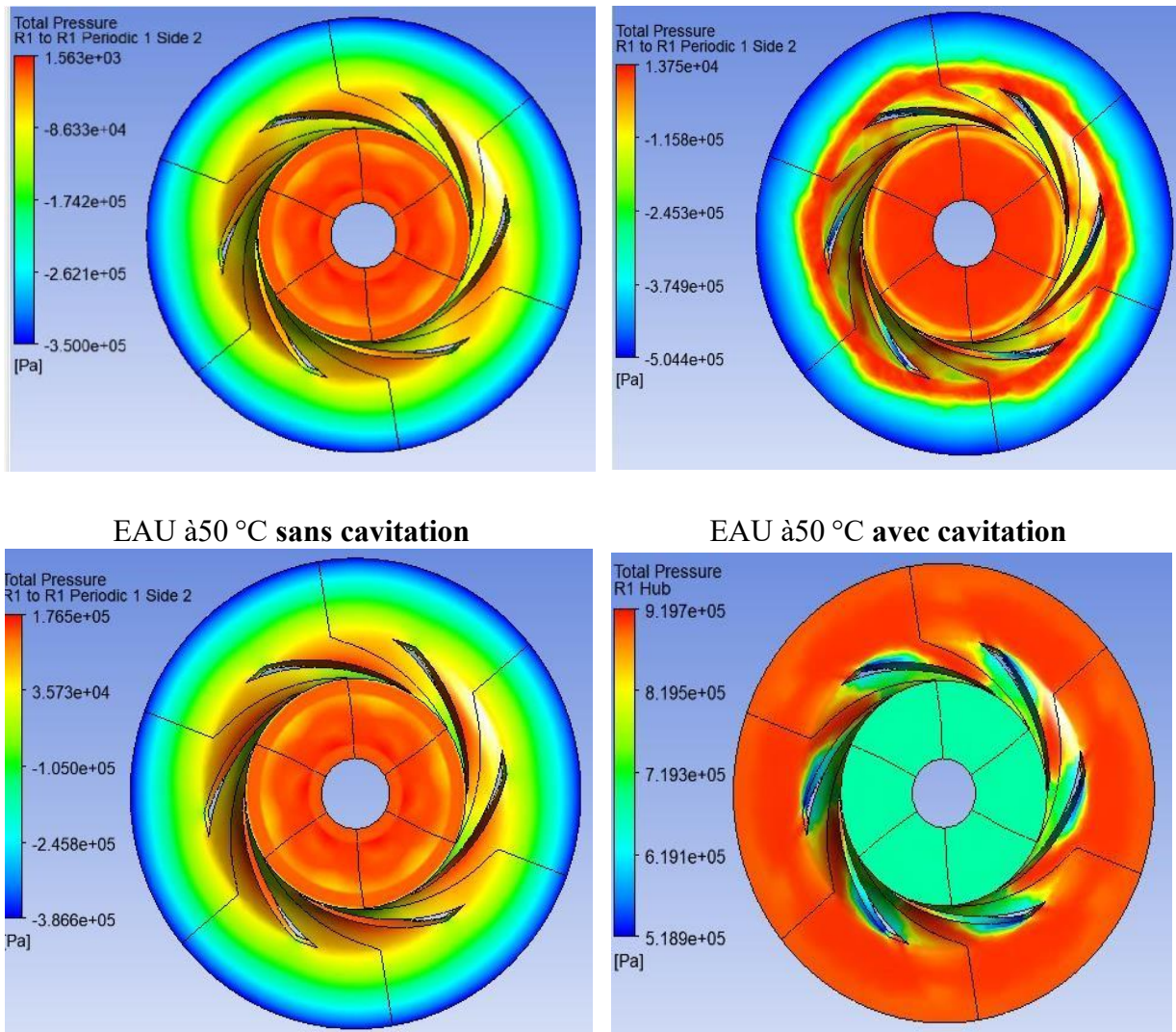
Les figures suivantes présentent les distributions de pression de l'eau à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.



EAU à 25 °C **sans cavitation**



EAU à 25 °C **avec cavitation**



EAU à 100 °C sans cavitation EAU à 100 °C avec cavitation

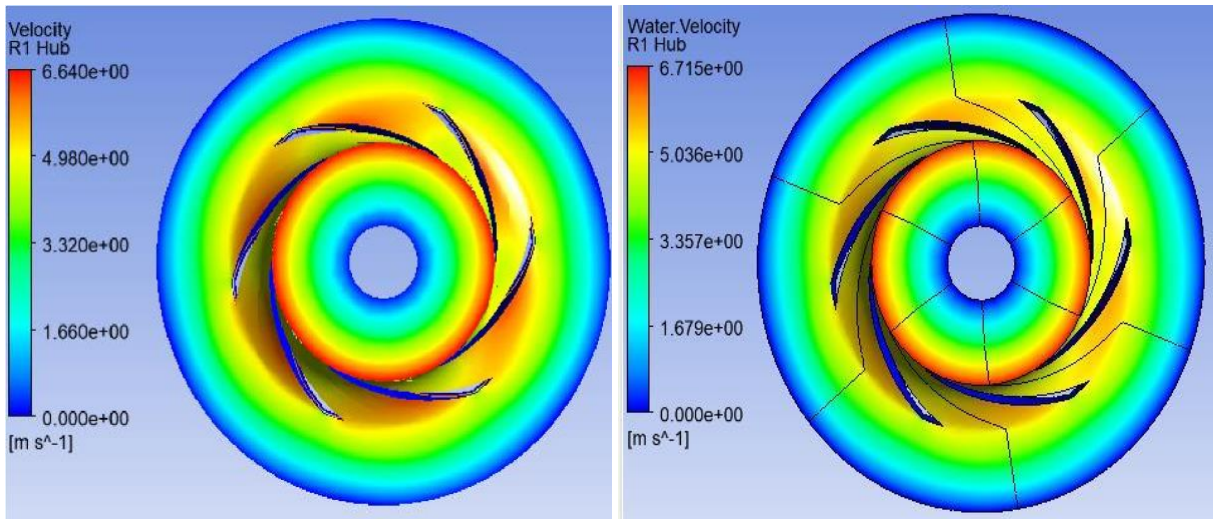
Figure 4.3: Distributions de pression de l'eau à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.

On peut remarquer que Les distributions de pression obtenues pour l'eau à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C) montrent des variations significatives selon la présence ou l'absence de cavitation. En condition sans cavitation, les profils de pression restent relativement stables et continus le long de l'écoulement, avec une diminution progressive liée aux pertes de charge caractéristiques d'une pompe centrifuge. Cependant, lorsque la température augmente, la pression de vapeur saturante croît, ce qui réduit la marge de sécurité vis-à-vis de la cavitation. En présence de cavitation, on observe une chute brutale de la pression dans certaines zones critiques (notamment à l'entrée de l'aube ou au cœur du tourbillon), ce qui favorise la formation de bulles de vapeur. Ces phénomènes sont particulièrement marqués à 100 °C, où la pression de vapeur de l'eau est suffisamment élevée pour provoquer une

cavitation intense, perturbant fortement le champ de pression. Ainsi, la température du fluide joue un rôle déterminant dans le déclenchement de la cavitation, et les résultats de simulation confirment que plus la température est élevée, plus le risque de cavitation devient important.

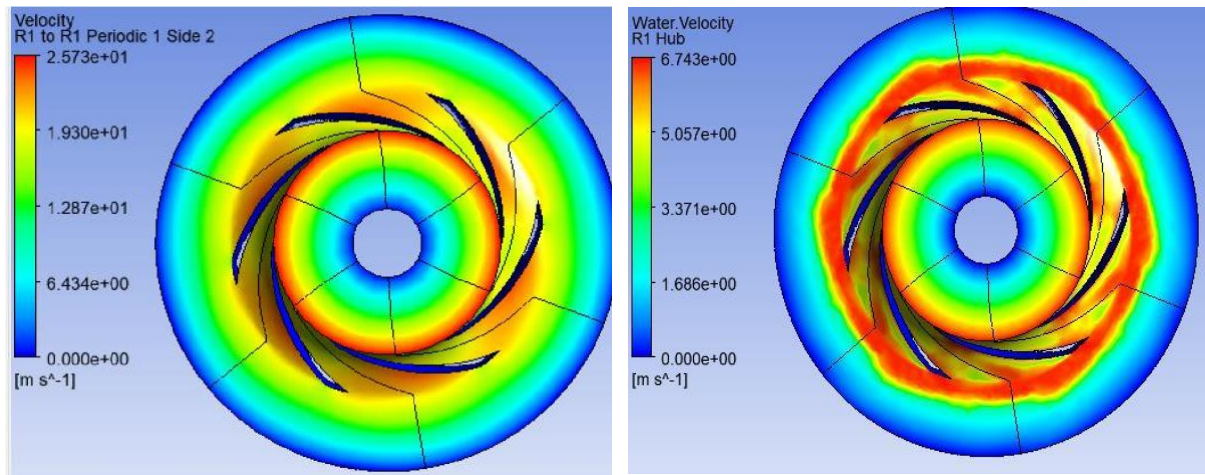
✓ **Distributions de vitesse d'eau**

Les figures suivantes illustrent les distributions de vitesse de l'eau à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), dans deux cas distincts : avec cavitation et sans cavitation.



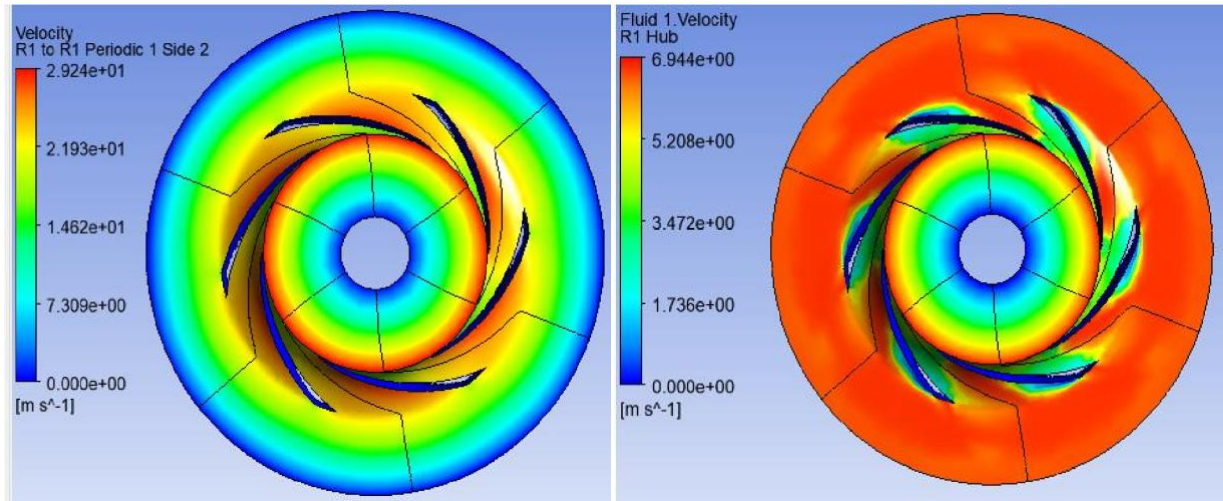
EAU à 25 °C sans cavitation

EAU à 25 °C avec cavitation



EAU à 50 °C sans cavitation

EAU à 50 °C avec cavitation



EAU à 100 °C sans cavitation

EAU à 100 °C avec cavitation

Figure 4.4: Distributions de vitesse de l'eau à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.

Les distributions de vitesse de l'eau à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), obtenues par simulation, révèlent que les variations thermiques n'ont pas entraîné de changements significatifs dans le champ de vitesse global, que ce soit en présence ou en absence de cavitation. Dans le cas sans cavitation, les profils de vitesse conservent une répartition homogène à travers le domaine d'écoulement, avec des zones de vitesse plus élevée concentrées autour des aubes de la pompe, conformément au comportement attendu.

En présence de cavitation, de légères perturbations locales apparaissent dans les régions de faible pression, mais elles n'altèrent pas fortement la distribution générale des vitesses. Ces résultats indiquent que, bien que la température influence la pression de vapeur et le risque de cavitation, son effet direct sur la dynamique de l'écoulement (en termes de vitesse) reste modéré dans les conditions simulées.

✓ Distributions de pression d'eau salée

Les figures suivantes illustrent les distributions de pression de l'eau salée pour trois températures différentes (25 °C, 50 °C et 100 °C), dans deux configurations : avec cavitation et sans cavitation.

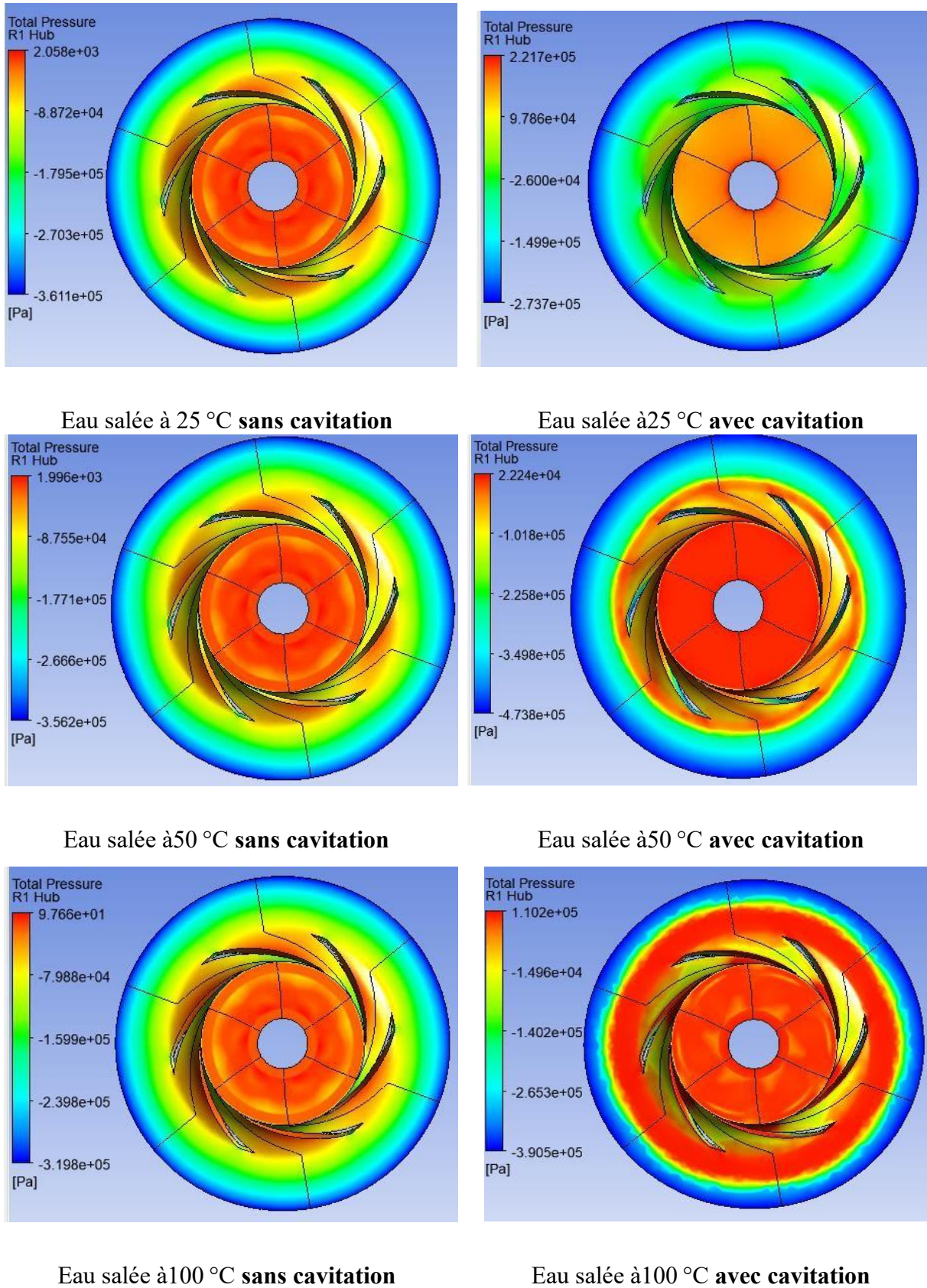
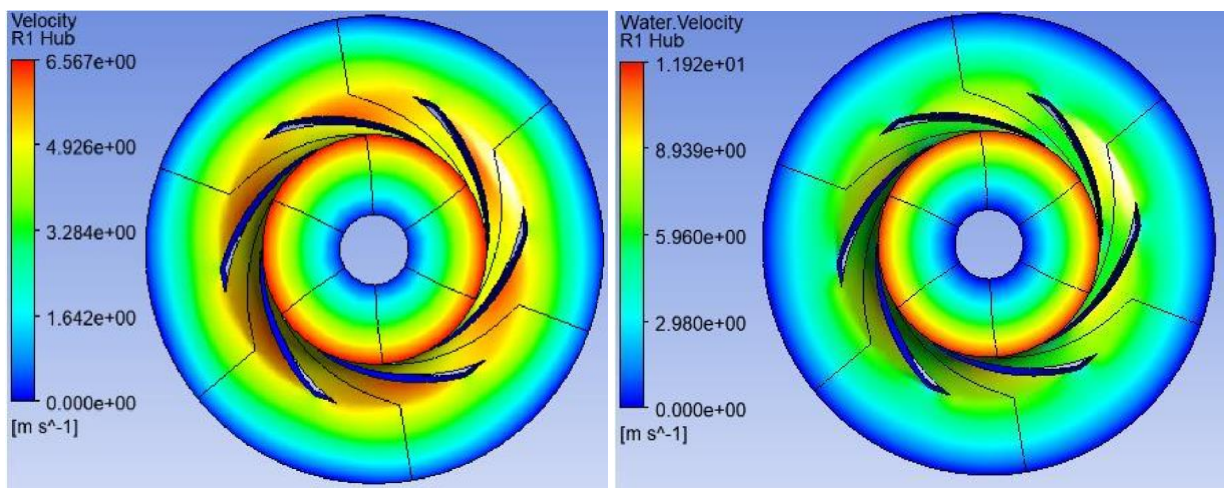


Figure 4.5: Distributions de pression de l'eau salée à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.

Les distributions de pression de l'eau salée corrosive à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), issues des simulations, mettent en évidence l'effet combiné de la température et de la cavitation sur le comportement de l'écoulement. En absence de cavitation, les profils de pression sont globalement réguliers, avec une décroissance progressive de la pression le long de l'écoulement, comme attendu dans une pompe centrifuge. Toutefois, en présence de cavitation, des zones de chute brutale de pression apparaissent, notamment à proximité de l'entrée de la roue ou dans les régions à forte accélération, favorisant la formation de bulles de vapeur. Ces effets deviennent plus prononcés à haute température (notamment à 100 °C), en raison de l'augmentation de la pression de vapeur de l'eau salée. De plus, la nature corrosive de l'eau accentue les risques d'endommagement des surfaces internes en cas de cavitation prolongée. Les résultats confirment ainsi que l'eau salée, surtout à température élevée, représente un fluide critique dans les systèmes hydrauliques en raison de son potentiel cavitant et de son agressivité chimique.

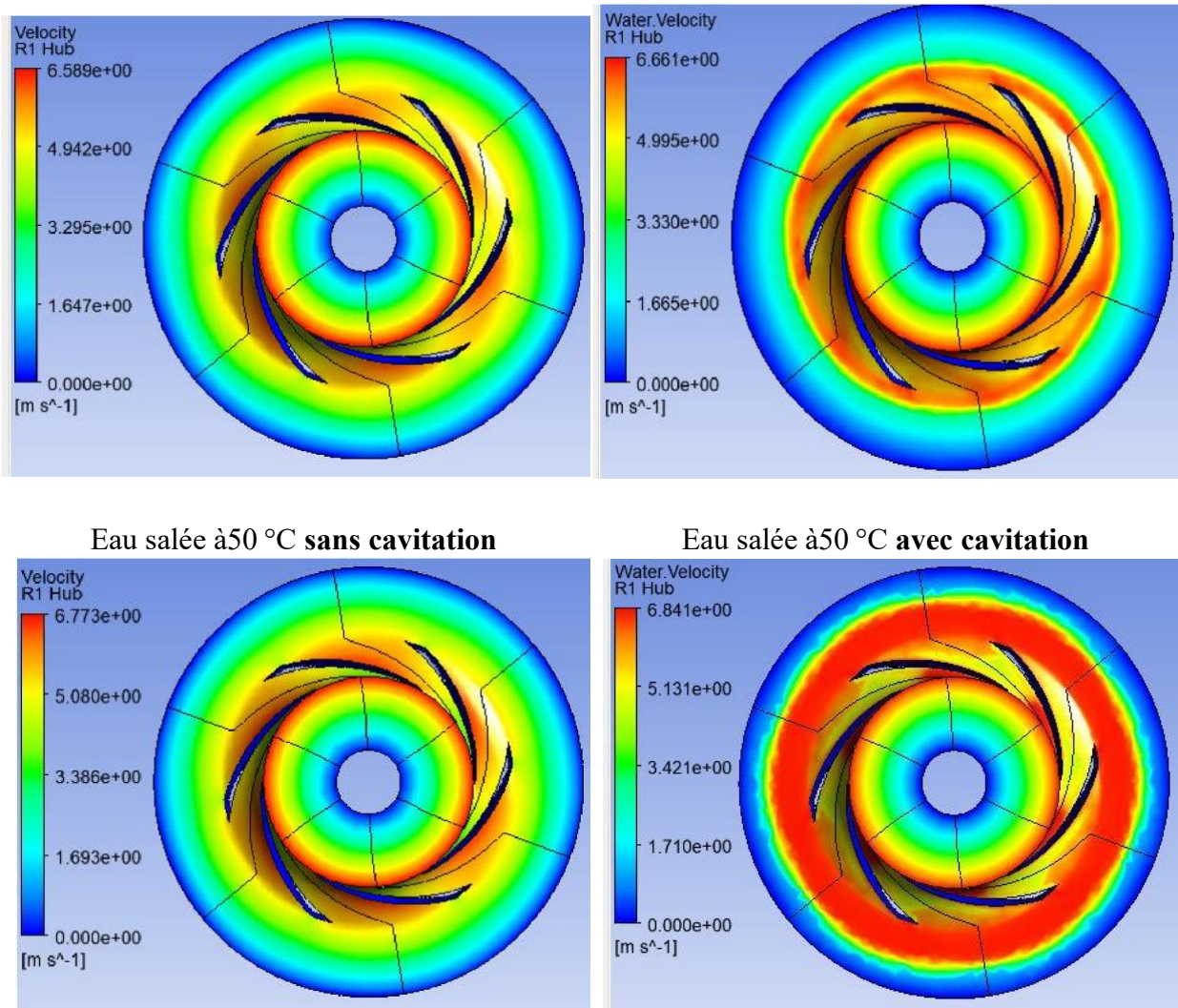
✓ Distributions de vitesse de l'eau salée

Les figures suivantes illustrent les distributions de vitesse de l'eau salée aux températures de 25 °C, 50 °C et 100 °C, dans deux configurations : avec cavitation et sans cavitation.



Eau salée à 25 °C **sans cavitation**

Eau salée à 25 °C **avec cavitation**

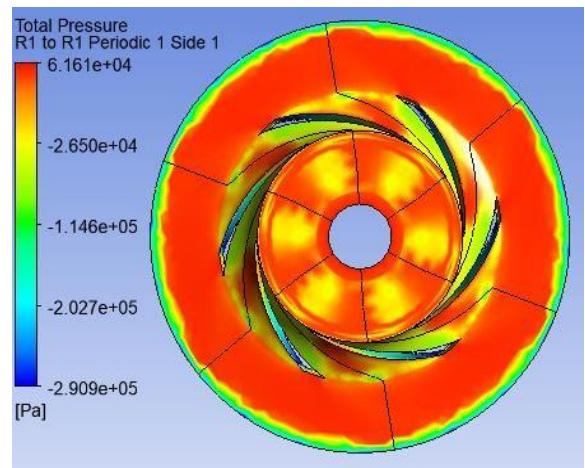
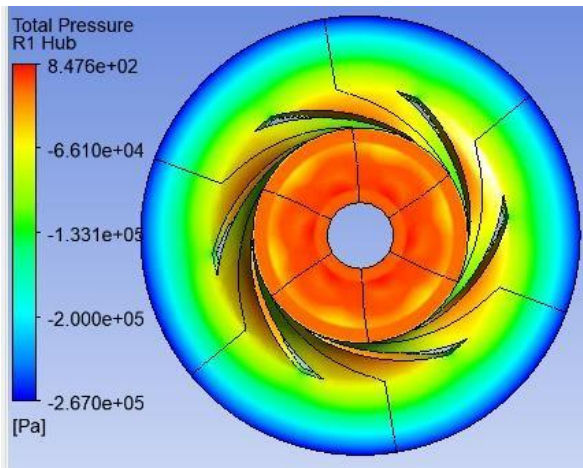


Eau salée à 100 °C **sans cavitation** Eau salée à 100 °C **avec cavitation** Figure 4.6: distributions de vitesse de l'eau salée à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.

Les distributions de vitesse de l'eau salée aux températures de 25 °C, 50 °C et 100 °C, obtenues à partir des simulations, montrent que les variations de température n'ont pas provoqué de modifications significatives dans le champ de vitesse, que ce soit en présence ou en absence de cavitation. Dans les deux cas, les profils de vitesse restent globalement similaires, avec des zones de forte accélération localisées autour des aubes de la pompe et une répartition régulière de l'écoulement dans l'ensemble du domaine. Même en présence de cavitation, les effets sur la vitesse sont limités à de petites fluctuations locales, sans altérer la structure globale du champ de vitesse. Cela suggère que, malgré l'influence de la température sur la pression de vapeur et donc sur le déclenchement de la cavitation, son impact direct sur la dynamique de l'écoulement en termes de vitesse reste faible dans les conditions simulées.

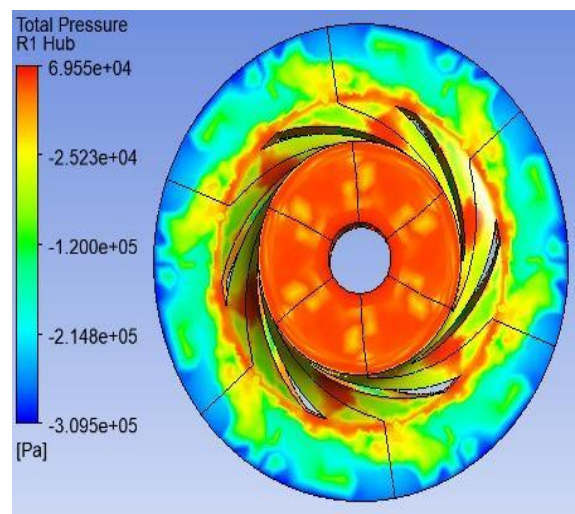
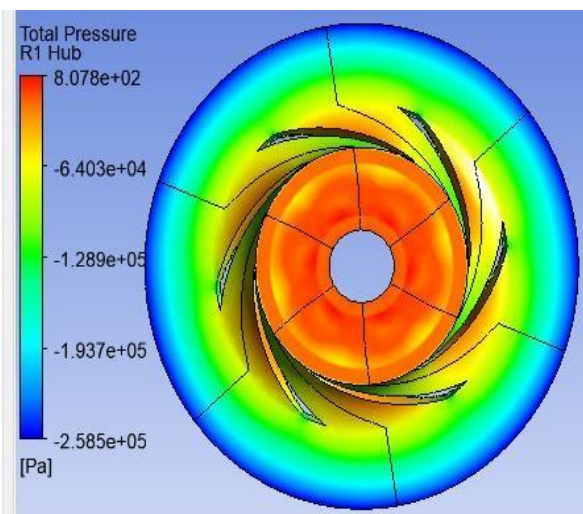
✓ **Distributions de pression d'essence**

Les figures suivantes présentent les distributions de pression de l'essence à trois températures différentes (25 °C, 50 °C et 100 °C), selon deux configurations : avec cavitation et sans cavitation.



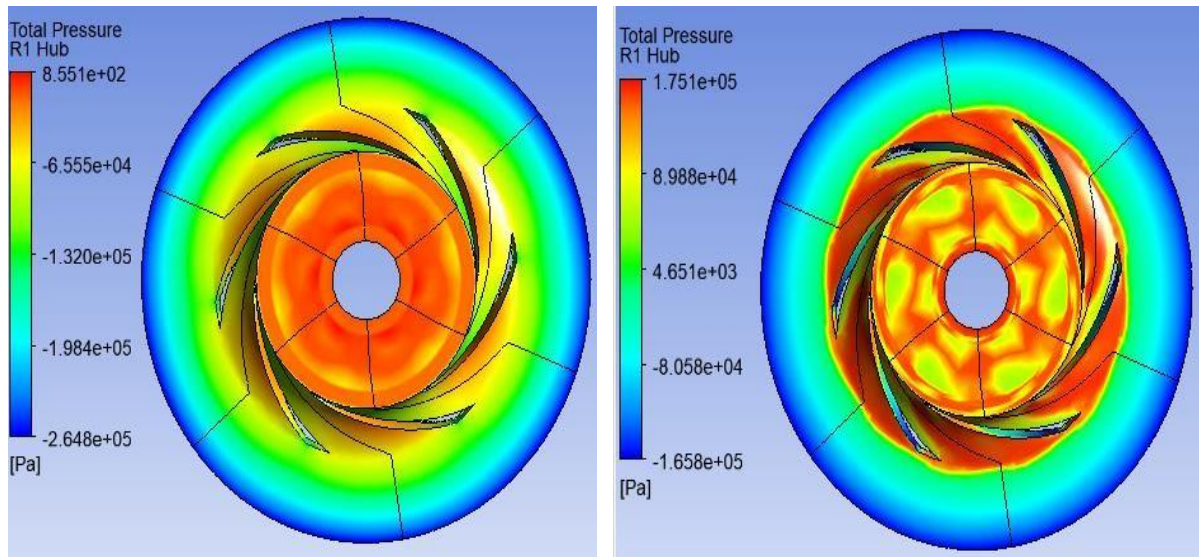
Essence à 25 °C **sans cavitation**

Essence à 25 °C **avec cavitation**



Essence à 50 °C **sans cavitation**

Essence à 50 °C **avec cavitation**



Essence à 100 °C sans cavitation

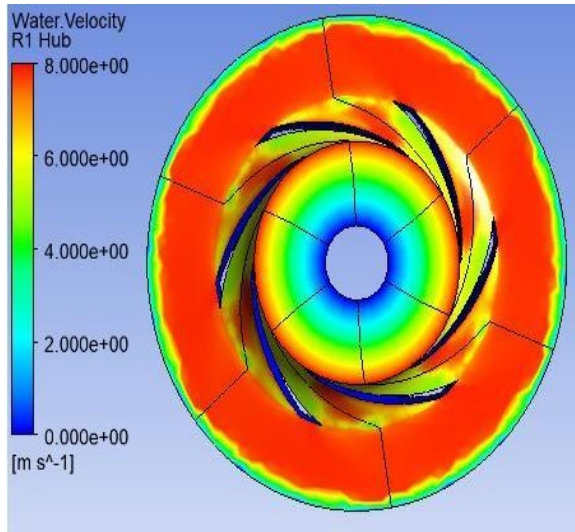
Essence à 100 °C avec cavitation

Figure 4.7: distributions de pression de l'essence à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.

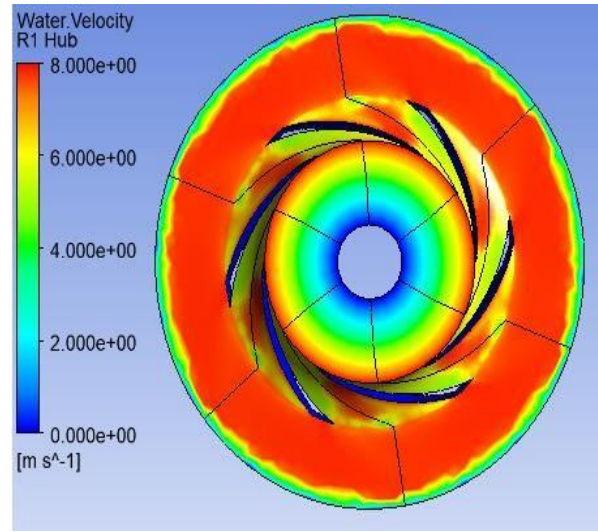
Les distributions de pression de l'essence corrosive à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), issues des simulations, révèlent une influence notable de la température sur le comportement de l'écoulement, particulièrement en présence de cavitation. En absence de cavitation, les profils de pression présentent une décroissance progressive et continue, caractéristique d'un écoulement stable dans une pompe centrifuge. Cependant, à haute température, notamment à 100 °C, la pression de vapeur de l'essence augmente, ce qui réduit la marge de sécurité vis-à-vis de la cavitation. En présence de cavitation, des zones de dépression apparaissent plus nettement, principalement à l'entrée de la roue ou dans les zones de forte turbulence, favorisant la formation de cavités. Ces phénomènes sont amplifiés à mesure que la température augmente, en raison de la volatilité plus élevée de l'essence. De plus, la nature corrosive du fluide accentue les risques d'érosion des matériaux en contact, ce qui peut compromettre la durabilité des composants hydrauliques. Ces résultats confirment l'importance de contrôler la température d'entrée et les conditions de fonctionnement pour limiter les effets néfastes de la cavitation dans le cas de fluides comme l'essence corrosive.

✓ Distributions de vitesse de l'essence

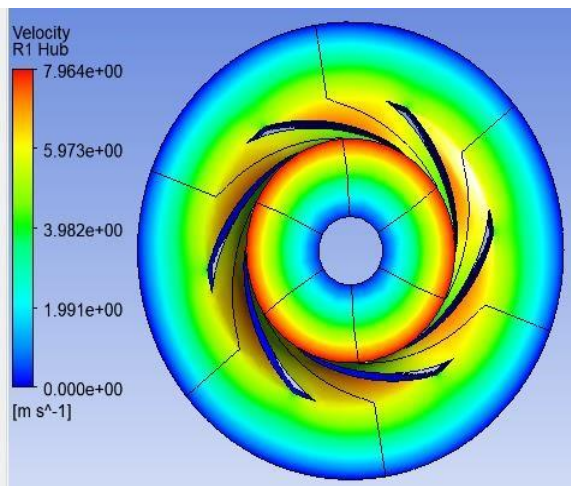
Les figures suivantes illustrent les distributions de vitesse de l'essence aux températures de 25 °C, 50 °C et 100 °C, dans deux configurations : avec cavitation et sans cavitation.



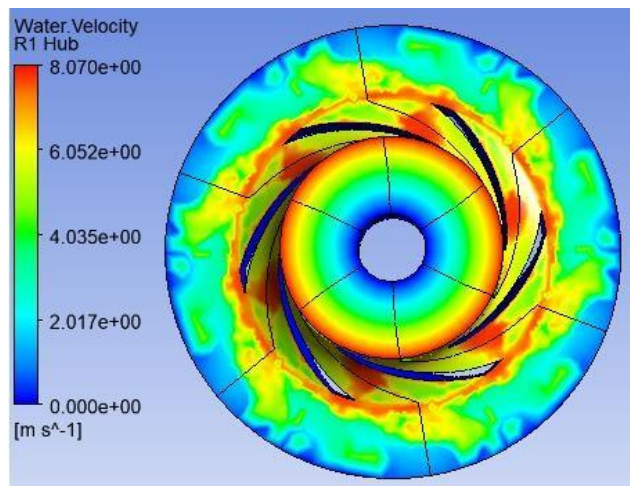
Essence à 25 °C sans cavitation



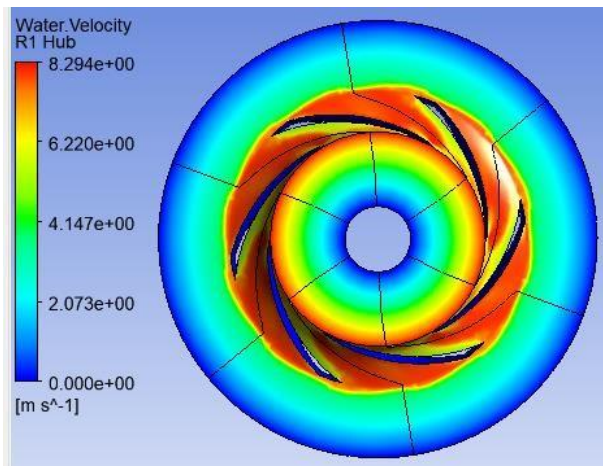
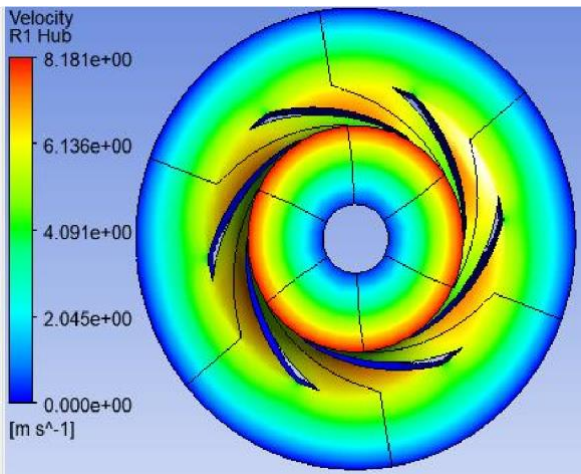
Essence à 25 °C avec cavitation



Essence à 50 °C sans cavitation



Essence à 50 °C avec cavitation



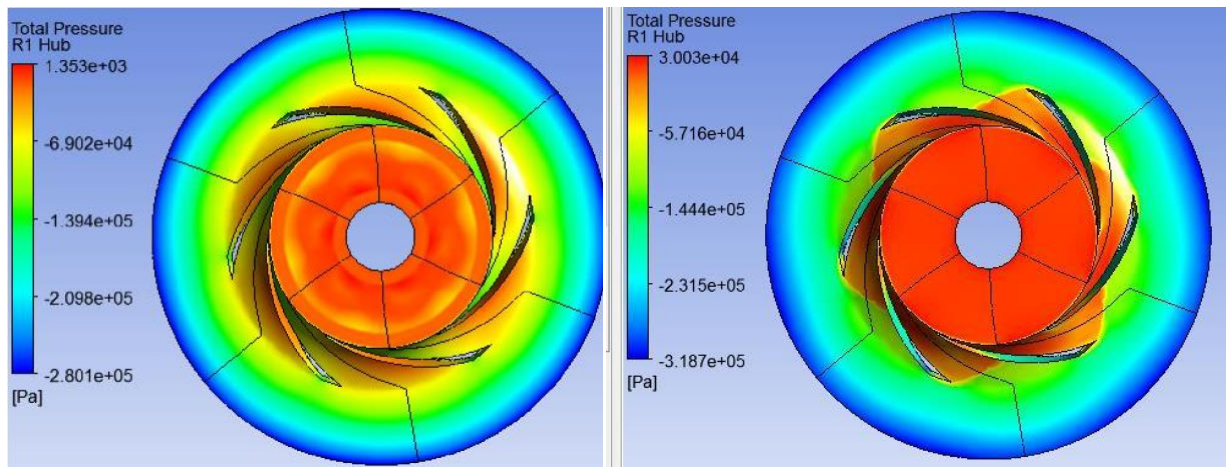
Essence à 100 °C **sans cavitation**Essence à 100 °C **avec cavitation**

Figure 4.8: distributions de vitesse de l'eau salée à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.

Les distributions de vitesse de l'essence à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), simulées dans les cas avec et sans cavitation, montrent peu de variations notables. En absence de cavitation, les profils de vitesse restent globalement stables et cohérents, avec une répartition régulière de l'écoulement autour des aubes de la pompe et des zones attendues de forte accélération. En présence de cavitation, bien que de légères perturbations locales puissent apparaître, notamment dans les zones de basse pression, ces fluctuations n'affectent pas significativement le champ de vitesse global. L'augmentation de la température n'entraîne pas de modification majeure du comportement dynamique du fluide, ce qui indique que, dans les conditions simulées, la température et la cavitation ont un impact limité sur la distribution de la vitesse de l'essence. Ces résultats suggèrent une certaine stabilité de l'écoulement, malgré les propriétés volatiles et potentiellement corrosives du fluide.

✓ Distributions de pression de méthanol

Les figures suivantes présentent les distributions de pression du méthanol à trois températures différentes (25 °C, 50 °C et 100 °C), selon deux configurations : avec cavitation et sans cavitation.

Méthanol à 25 °C **sans cavitation**Méthanol à 25 °C **avec cavitation**

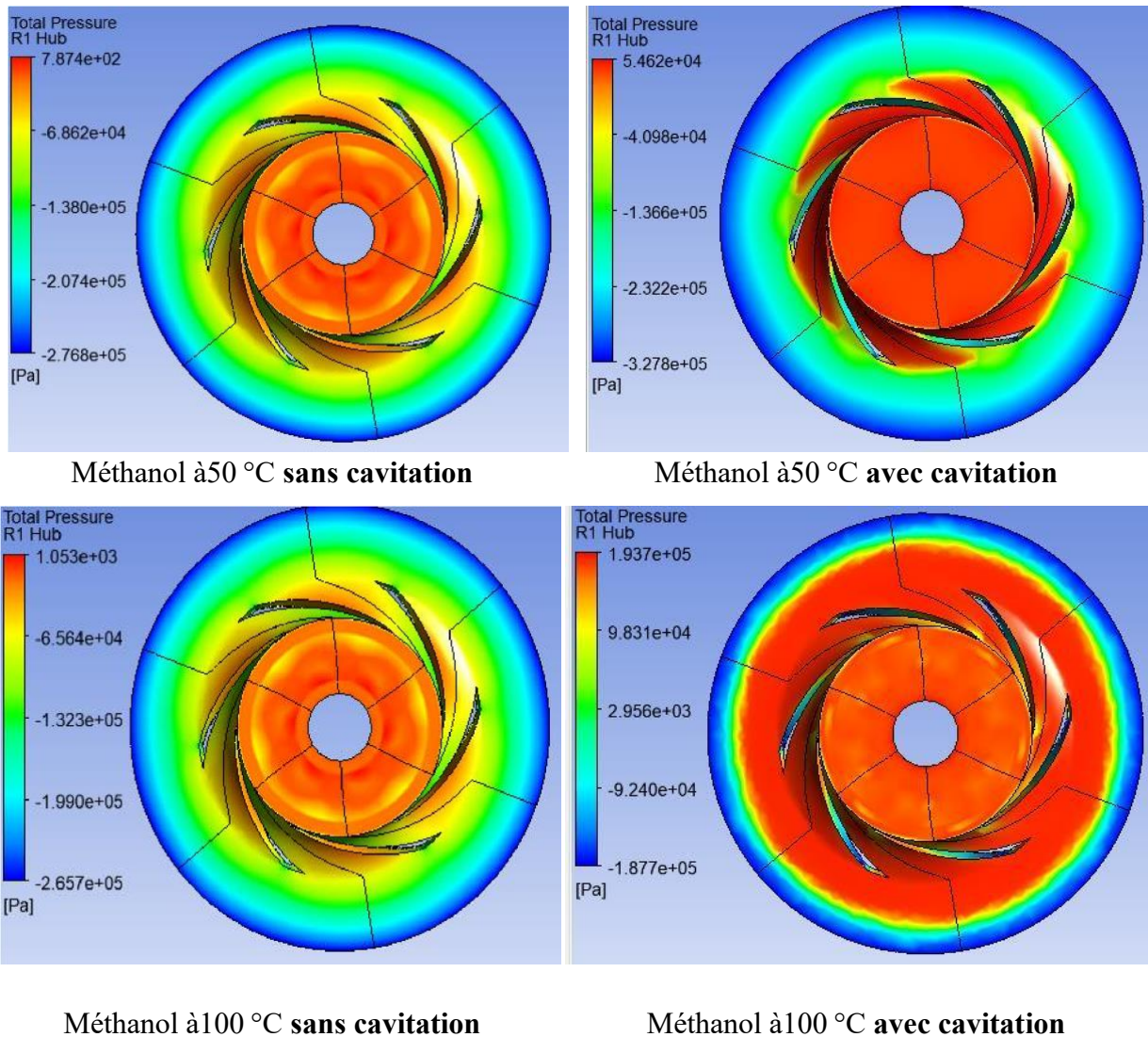


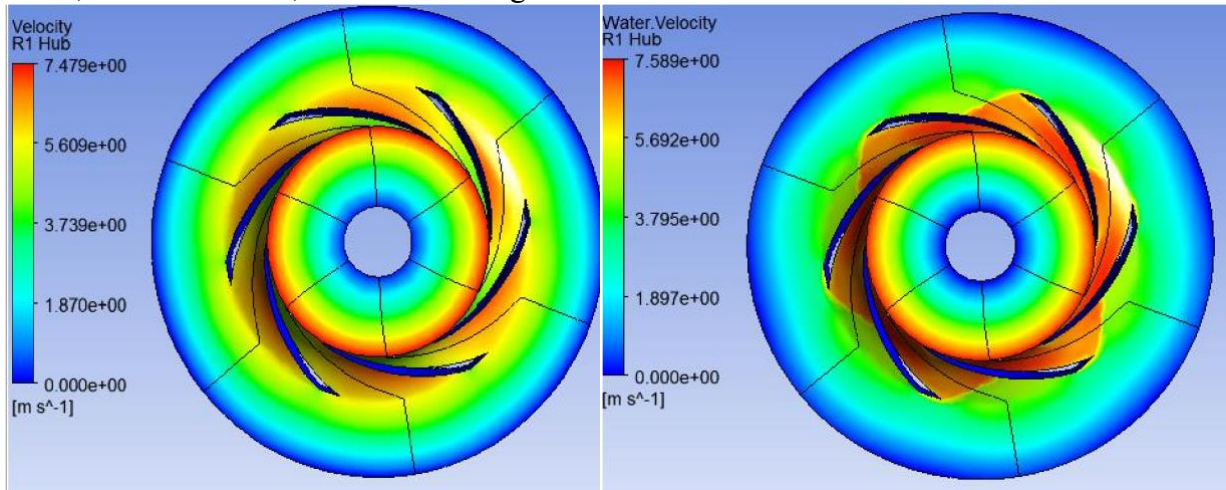
Figure 4.9: distributions de pression du méthanol à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.

Les distributions de pression du méthanol corrosif à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), obtenues par simulation, mettent en évidence l'effet de la température et de la cavitation sur le comportement du fluide dans le système. En absence de cavitation, les profils de pression restent relativement réguliers, avec une décroissance progressive conforme au fonctionnement d'une pompe centrifuge. Toutefois, en présence de cavitation, des chutes brutales de pression apparaissent, notamment dans les zones d'aspiration ou proches des pales, favorisant la formation de cavités. Ces effets sont accentués à haute température, en particulier à 100 °C, car la pression de vapeur du méthanol augmente significativement, réduisant la marge de sécurité vis-à-vis de la cavitation. La nature corrosive du méthanol ajoute un risque supplémentaire, car les zones soumises à la cavitation peuvent subir une usure

accélérée ou une dégradation chimique des matériaux. Les résultats de simulation soulignent ainsi l'importance de bien maîtriser les conditions de température et de pression pour minimiser les effets néfastes de la cavitation, surtout avec un fluide aussi volatil et agressif que le méthanol.

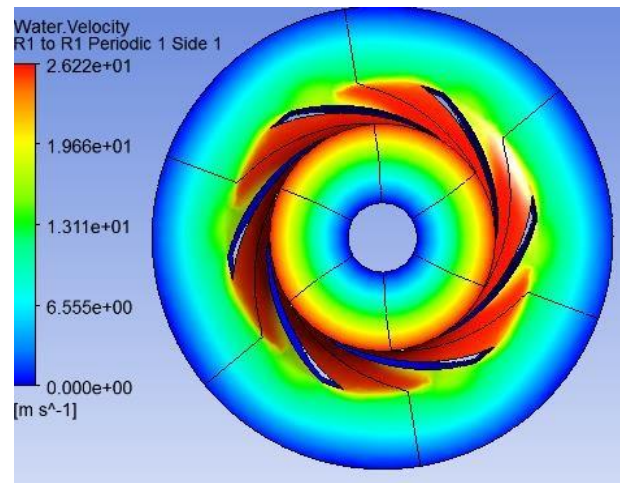
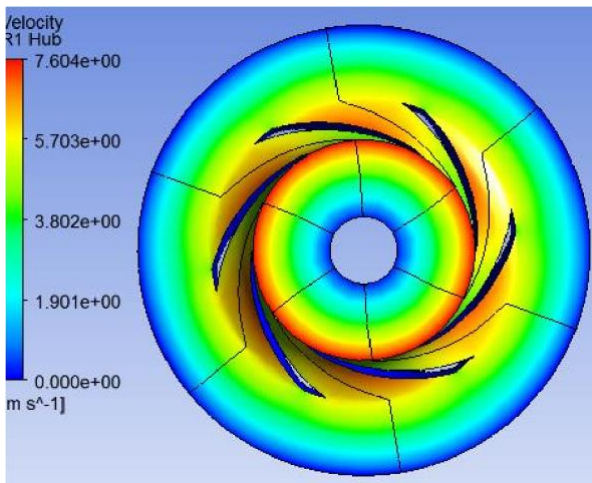
✓ **Distributions de vitesse du méthanol**

Les figures suivantes illustrent les distributions de vitesse du méthanol aux températures de 25 °C, 50 °C et 100 °C, dans deux configurations : avec cavitation et sans cavitation.



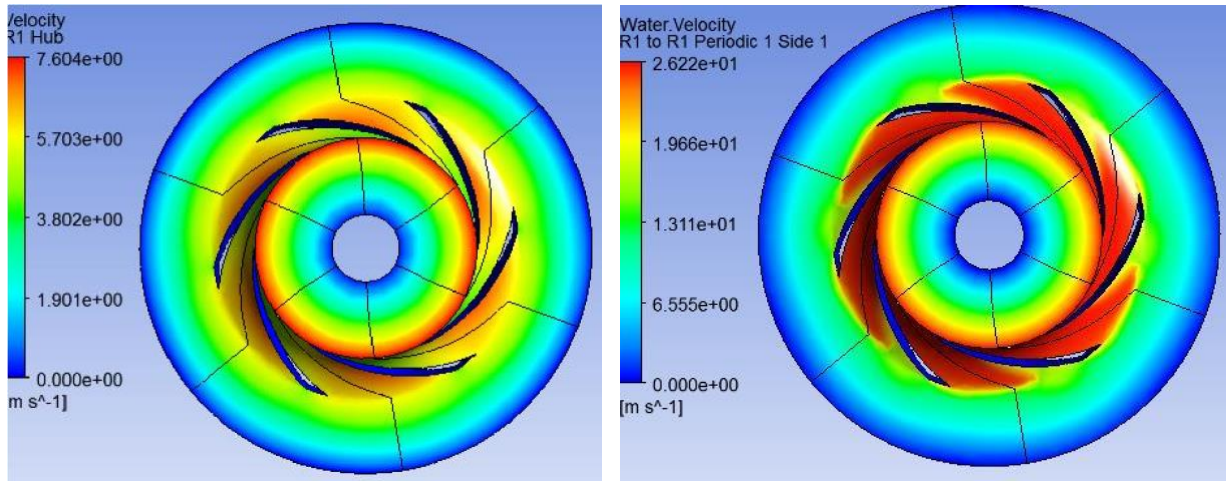
Méthanol à 25 °C sans cavitation

Méthanol à 25 °C avec cavitation



Méthanol à 50 °C sans cavitation

Méthanol à 50 °C avec cavitation



Méthanol à 100 °C **sans cavitation** Méthanol à 100 °C **avec cavitation** Figure 4.10: distributions de vitesse du méthanol à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), pour deux situations : avec cavitation et sans cavitation.

Les distributions de vitesse du méthanol à différentes températures (25 °C, 50 °C et 100 °C), simulées dans les deux situations avec et sans cavitation montrent que les variations thermiques n'ont pas entraîné de changements significatifs dans le champ de vitesse global. En absence de cavitation, les profils de vitesse restent uniformes et bien structurés, avec des zones de vitesse maximale localisées autour des pales de la pompe, correspondant à un écoulement stable. En présence de cavitation, quelques perturbations locales sont observées dans les zones à basse pression, mais elles ne modifient pas de manière notable la distribution générale de la vitesse. L'effet de la température sur le comportement dynamique du méthanol reste donc limité, malgré sa volatilité croissante à haute température. Ces résultats suggèrent que, dans les conditions simulées, la vitesse d'écoulement du méthanol est peu sensible à la cavitation et aux changements de température, bien que des précautions restent nécessaires en raison de ses propriétés physico-chimiques spécifiques.

4.5 Comparaison la distribution de la pression dans le cas sans cavitation:

La figures suivantes représentent la comparaison de la distribution de la pression pour l'eau (non corrosive), l'essence (non corrosive), l'eau salée (corrosive) et le méthanol (corrosif) à une vitesse de rotation de 2500 rpm, en fonction de la température dans l'intervalle de 20 °C à 100 °C, dans le cas sans cavitation.

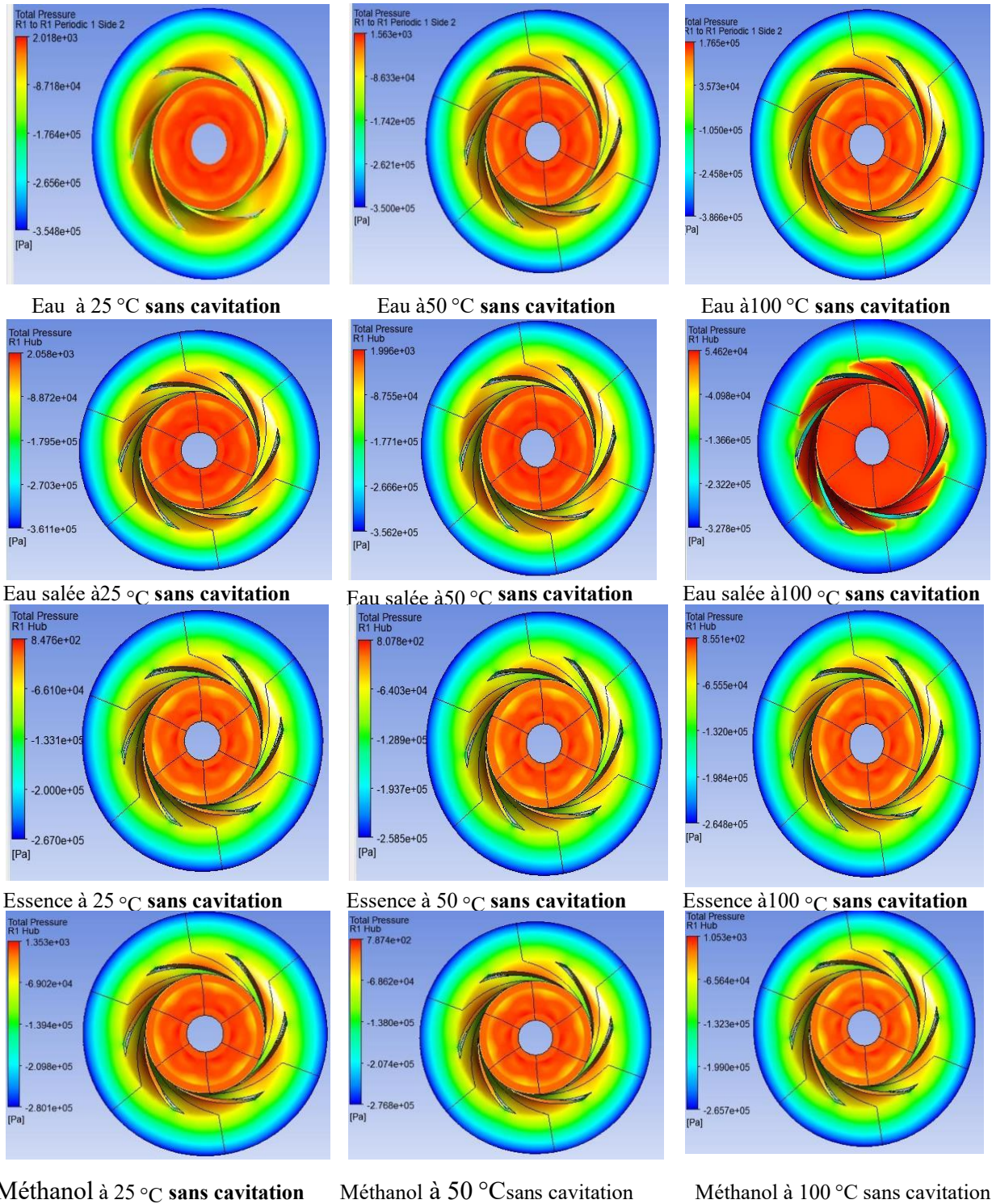


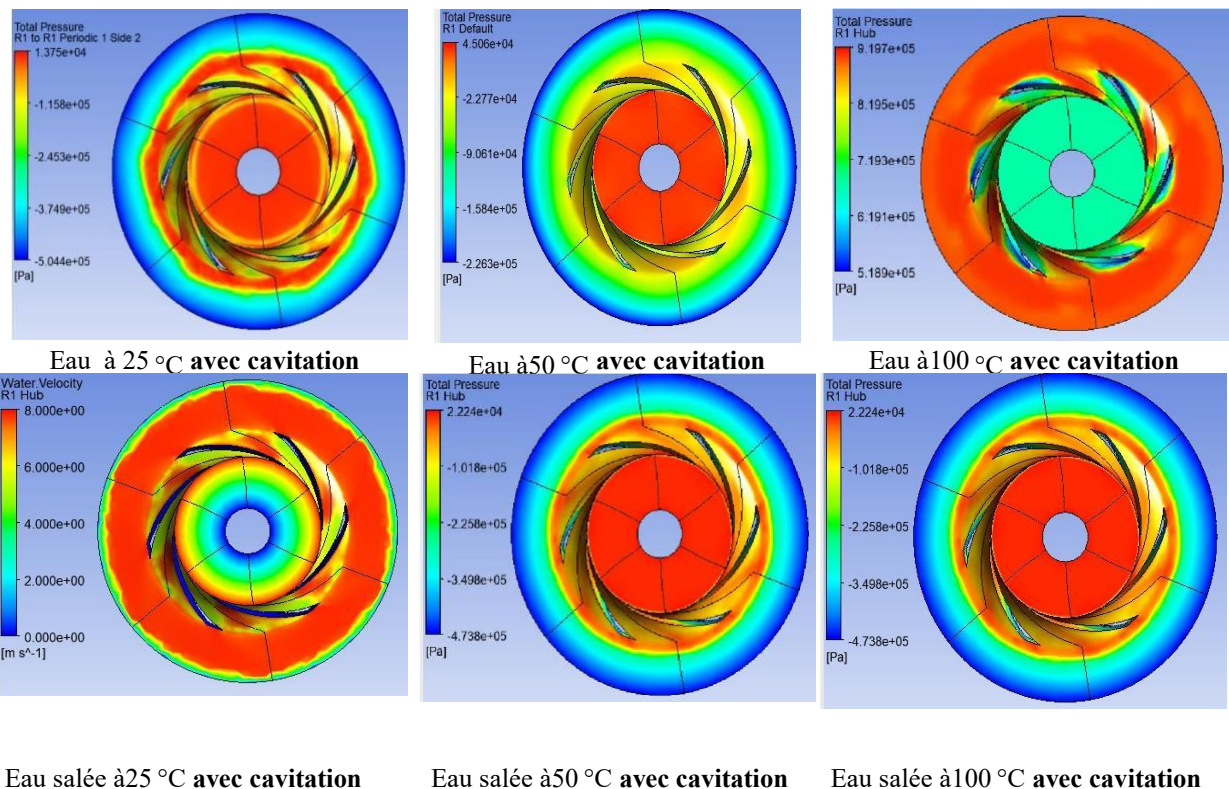
Figure 4.11: Comparaison la distribution de la pression dans le cas sans cavitation En régime sans cavitation, l'écoulement à l'intérieur de la pompe reste stable et continu, ce qui permet d'observer clairement la distribution naturelle de la pression en fonction des caractéristiques physiques propres à chaque fluide. L'analyse comparative des résultats montre

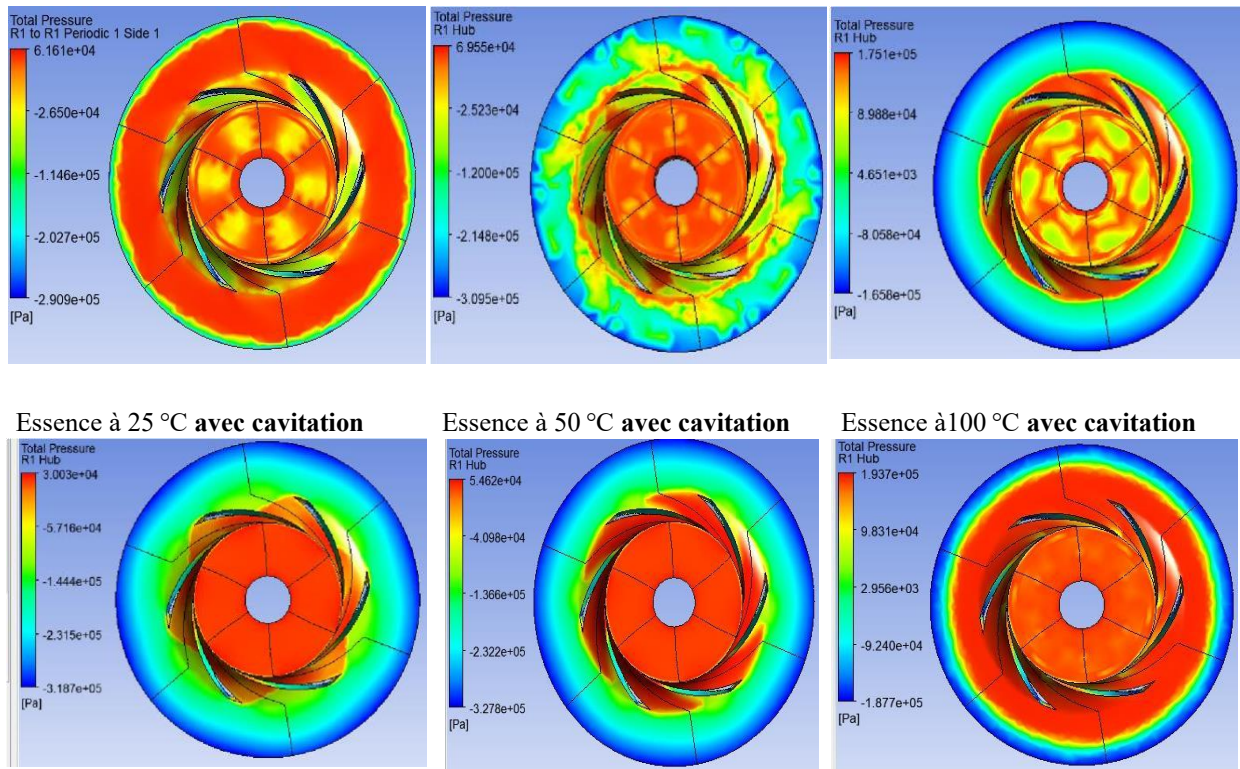
que les pressions observées avec l'eau et l'eau salée sont globalement plus élevées dans toutes les zones de la pompe, en comparaison avec celles de l'essence et du méthanol.

Cette tendance peut s'expliquer par la plus grande densité et incompressibilité de l'eau et de l'eau salée, qui permettent au fluide de mieux résister à la chute de pression et de maintenir une distribution énergétique plus uniforme. De plus, la présence de sels dissous dans l'eau salée augmente légèrement la densité et la viscosité, ce qui stabilise davantage la pression dans les zones d'écoulement. À l'inverse, l'essence, de densité plus faible et plus compressible, présente une distribution de pression inférieure à celle de l'eau, bien qu'elle reste plus stable que celle du méthanol. Le méthanol, fluide léger et très volatil, montre les valeurs de pression les plus faibles, même en l'absence de cavitation. Cela est dû à sa pression de vapeur plus élevée et à sa capacité à subir des variations de pression plus rapidement que les autres fluides.

4.7 Comparaison la distribution de la pression dans le cas avec cavitation:

Les figures suivantes représentent la comparaison de la distribution de la pression pour l'eau (non corrosive), l'essence (non corrosive), l'eau salée (corrosive) et le méthanol (corrosif) à une vitesse de rotation de 2500 rpm, en fonction de la température dans l'intervalle de 20 °C à 100 °C, dans le cas sans cavitation.





Méthanol à 25 °C avec cavitation Méthanol à 50 °C avec cavitation Méthanol à 100 °C avec cavitation

Figure 4.12: Comparaison la distribution de la pression dans le cas avec cavitation

L'analyse comparative des distributions de pression en régime cavitant pour les fluides étudiés (eau, eau salée, méthanol et essence) met en évidence des écarts notables liés à leurs propriétés thermophysiques. On observe que la pression dans le domaine d'écoulement est globalement plus élevée pour l'eau et l'eau salée, comparativement à celle de l'essence et, en dernier, du méthanol. Cela signifie que, sous les mêmes conditions de fonctionnement, l'eau et l'eau salée conservent une pression interne plus stable et plus résistante à la formation de cavitation. La présence de sels dans l'eau salée contribue à élever légèrement le point d'ébullition, ce qui limite la formation précoce de vapeur. En revanche, la pression de l'essence est inférieure à celle de l'eau, mais reste supérieure à celle du méthanol. Cette observation traduit le fait que l'essence, bien que plus volatile, maintient encore une pression plus stable que le méthanol, probablement en raison de sa viscosité légèrement plus élevée et de sa densité plus faible. Enfin, le méthanol présente la pression la plus basse parmi les quatre fluides, ce qui révèle une plus forte sensibilité à la cavitation. En effet, sa pression de vapeur élevée le rend particulièrement vulnérable à la vaporisation rapide dès que la pression locale chute en dessous du seuil critique

4.8 Energie utile générée par une pompe centrifuge pour deux fluides non corrosifs et deux fluides corrosifs:

Le tableau des résultats met en évidence la comparaison de l'énergie utile générée par une pompe centrifuge pour deux fluides non corrosifs (l'eau et l'essence) et deux fluides corrosifs (l'eau salée et le méthanol), à différentes températures et en présence ou non de cavitation.

Les fluides non corrosifs affichent les meilleures performances hydrauliques : l'eau, grâce à sa densité élevée et sa faible sensibilité à la cavitation, atteint une énergie utile maximale de 7,0 kW sans cavitation et conserve plus de 5,5 kW avec cavitation. L'essence, bien que plus volatile, présente également une bonne efficacité (jusqu'à 5,94 kW), mais elle est plus affectée par la cavitation. En revanche, les fluides corrosifs tels que l'eau salée et le méthanol montrent des énergies utiles plus faibles, avec des valeurs ne dépassant pas 4,24 kW pour l'eau salée et 5,41 kW pour le méthanol en l'absence de cavitation. Ces deux fluides subissent aussi une baisse plus marquée de performance en cas de cavitation, accentuée par leur nature chimique qui peut accélérer l'érosion des matériaux de la pompe. Cette comparaison met en lumière l'importance du choix du fluide non seulement selon ses propriétés physiques, mais aussi selon sa compatibilité chimique avec les équipements, pour garantir une performance durable et une réduction des pertes énergétiques.

✓ Energie utile pour l'eau Non-Corrosive :

Le tableau suivant présente l'énergie utile pour l'eau Non-Corrosive à une vitesse de rotation de 2500 rpm à les température 25,50,100 dans deux configuration: sans cavitation et avec cavitation.

Température (°C)	Densité (kg m ⁻³)	Δh utile(J kg ⁻¹)	Energie utile sans cavitation(KW)	Energie utile avec cavitation(KW)
25	997	139.1	4.17	2.92
50	988	140.4	4.21	2.95
100	974	142.3	4.27	2.99

La figure suivante présente la variation de l'énergie utile de l'eau (fluide non corrosif) à une vitesse de rotation de 2500 rpm, en fonction de la température dans l'intervalle de 20 °C à 100 °C, selon deux configurations : sans cavitation et avec cavitation.

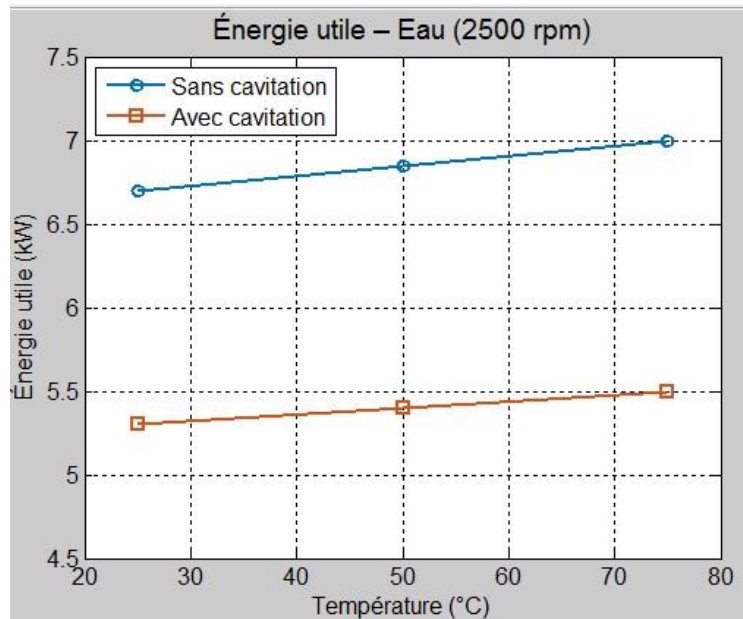


Figure 4.13: Variation de l'énergie utile de l'eau (fluide non corrosif)

Après l'analyse de la figure, on peut mettre en évidence l'effet direct de l'augmentation de la température sur les performances hydrauliques de la pompe. En effet, à mesure que la température augmente, la densité de l'eau diminue (par exemple de 997 kg/m³ à 25 °C à environ 973 kg/m³ à 75 °C), ce qui entraîne une hausse progressive de l'enthalpie spécifique ($\Delta h = \Delta P / \rho$) pour une même pression de sortie. Ainsi, la puissance utile transmise au fluide croît légèrement, passant d'environ 6,7 kW à 7,0 kW entre 25 °C et 75 °C en régime sans cavitation. Cependant, l'augmentation de la température s'accompagne également d'une élévation significative de la pression de vapeur de l'eau, ce qui rend le fluide plus vulnérable à la cavitation. En cas de cavitation, une perte d'énergie de l'ordre de 20 à 30 % est constatée, ramenant l'énergie utile à environ 5,0 à 5,4 kW. Ce comportement met en évidence un compromis entre amélioration énergétique et stabilité hydraulique : bien que l'eau fournisse plus d'énergie à haute température, la cavitation peut fortement dégrader l'efficacité du système, voire endommager les composants si elle n'est pas maîtrisée par des moyens comme l'augmentation du NPSHa ou l'optimisation de la géométrie d'aspiration.

✓ Énergie utile pour l'essence Non-Corrosive :

Tableau résumé : Essence – Énergie utile Le tableau suivant présente l'énergie utile de l'essence, fluide non corrosif, à une vitesse de rotation de 2500 rpm pour les températures de 25 °C, 50 °C et 100 °C, selon deux configurations : sans cavitation et avec cavitation.

Température (°C)	Densité (kg m ⁻³)	Δh utile(J kg ⁻¹)	Energie utile sans cavitation(KW)	Energie utile avec cavitation(KW)
25	740	187.4	5.62	3.93
50	720	192.6	5.78	4.05
100	700	198.1	5.94	4.16

La figure suivante présente la variation de l'énergie utile de l'essence (fluide non corrosif) à une vitesse de rotation de 2500 rpm, en fonction de la température dans l'intervalle de 20 °C à 100 °C, selon deux configurations : sans cavitation et avec cavitation.

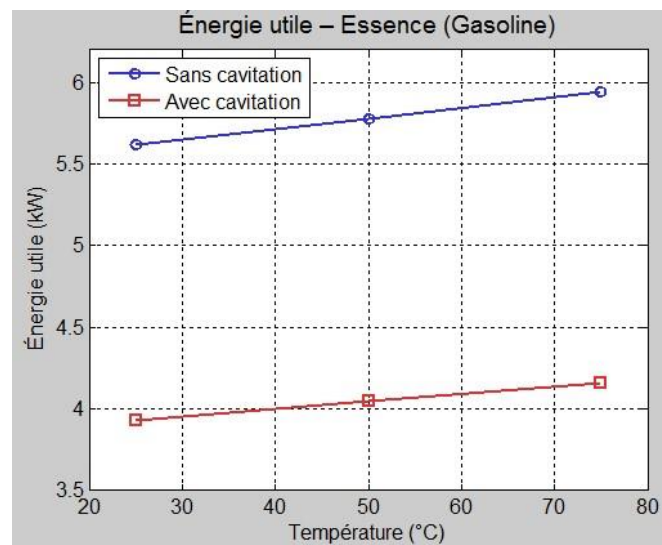


Figure 4.14: Variation de l'énergie utile de l'essence (fluide non corrosif)

On observe qu'à mesure que la température augmente de 25 °C à 75 °C, la densité du fluide de l'essence diminue légèrement, ce qui entraîne une hausse progressive de l'enthalpie spécifique (Δh utile) et donc de la puissance hydraulique délivrée, passant de 5.62 kW à 5.94 kW. Cependant, cette amélioration apparente est contrebalancée par l'augmentation significative du risque de cavitation, due à la forte volatilité de l'essence à des températures élevées. En présence de cavitation, la puissance utile chute d'environ 30 %, réduisant considérablement le rendement de la pompe (par exemple, 4.16 kW à 75 °C). Ce comportement souligne la sensibilité de l'essence à la cavitation et la nécessité d'un contrôle rigoureux des conditions de fonctionnement (pression d'entrée, température, conception de la pompe) pour maintenir une performance optimale sans endommager le système.

✓ **Energie utile pour l'eau salée Corrosive :**

Le tableau suivant présente l'énergie utile de l'eau salée (fluide corrosif) à une vitesse de rotation de 2500 rpm, pour les températures de 25 °C, 50 °C et 100 °C, dans deux configurations : sans cavitation et avec cavitation.

Température (°C)	Densité (kg m ⁻³)	Δh utile(J kg ⁻¹)	Energie utile sans cavitation(KW)	Energie utile avec cavitation(KW)
25	1025	135.3	4.06	2.84
50	1014	136.7	4.10	2.87
100	1002	138.3	4.15	2.90

La figure suivante présente la variation de l'énergie utile de l'eau salée (fluide corrosif) à une vitesse de rotation de 2500 rpm, en fonction de la température dans l'intervalle de 20 °C à 100 °C, selon deux configurations : sans cavitation et avec cavitation.

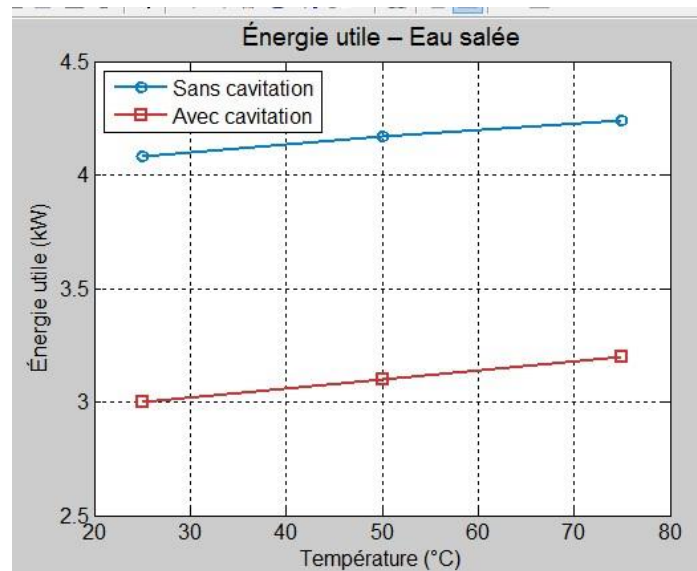


Figure 4.15: Variation de l'énergie utile de l'eau salée (fluide corrosif)

On peut remarquer qu'à mesure que la température augmente, la densité de l'eau salée diminue légèrement (par exemple, de 1020 kg/m³ à 1010 kg/m³ entre 25 °C et 75 °C), ce qui entraîne une augmentation de l'enthalpie spécifique transmise au fluide, et donc une légère hausse de l'énergie utile. Cette énergie passe, par exemple, de 4,08 kW à 25 °C à environ 4,24 kW à 75 °C en régime sans cavitation. Toutefois, l'eau salée reste sujette à la cavitation, notamment lorsque la température s'élève et que la pression de vapeur augmente. En cas de cavitation, une baisse d'environ 25 à 30 % de l'énergie utile est généralement observée, réduisant la puissance effective délivrée par la pompe. Cela met en évidence que, même si l'eau salée est plus stable que des fluides très volatils comme l'essence, elle nécessite également une bonne gestion de la température et de la pression d'aspiration pour éviter les pertes de performance liées à la cavitation. Ce comportement souligne l'importance de dimensionner correctement le système

pour maintenir une efficacité hydraulique stable, en particulier dans des applications industrielles ou marines.

✓ **Energie utile pour le Méthanol Corrosive :**

Le tableau suivant présente l'énergie utile du méthanol (fluide corrosif) à une vitesse de rotation de 2500 rpm, pour les températures de 25 °C, 50 °C et 100 °C, dans deux configurations : sans cavitation et avec cavitation.

Température (°C)	Densité (kg m ⁻³)	Δh utile(J kg ⁻¹)	Energie utile sans cavitation(KW)	Energie utile avec cavitation(KW)
25	791	175.3	5.26	3.68
50	778	178.2	5.35	3.74
100	745	186.2	5.59	3.91

La figure suivante présente la variation de l'énergie utile du méthanol (fluide corrosif) à une vitesse de rotation de 2500 rpm, en fonction de la température dans l'intervalle de 20 °C à 100 °C, selon deux configurations : sans cavitation et avec cavitation.

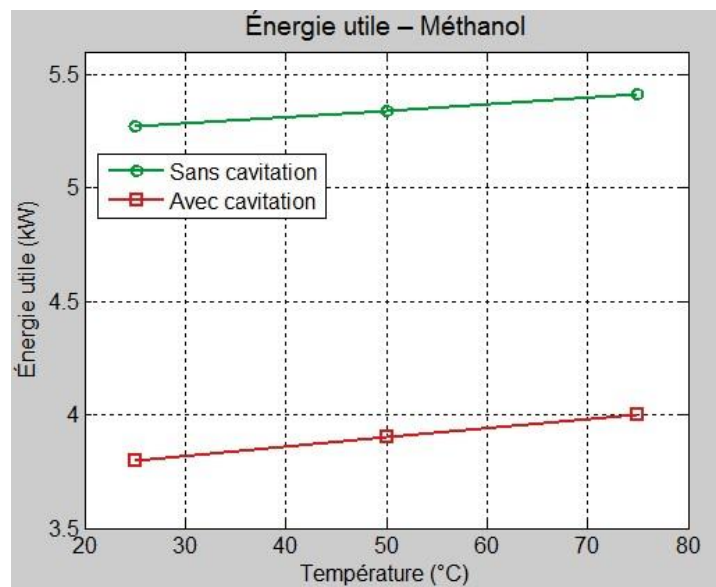


Figure 4.16: Variation de l'énergie utile du méthanol (fluide corrosif)

On peut remarquer qu'en augmentant la température de 25 °C à 75 °C, la densité du méthanol diminue progressivement (d'environ 790 à 770 kg/m³), ce qui entraîne une légère augmentation de l'enthalpie spécifique (Δh) transmise au fluide. Par conséquent, la puissance hydraulique utile croît de manière modérée, par exemple de 5,27 kW à environ 5,41 kW. Cependant, le méthanol est un fluide particulièrement volatil, avec une pression de vapeur relativement élevée, ce qui le rend très sensible à la cavitation, surtout à température élevée.

Lorsque la cavitation est présente, une chute importante de l'énergie utile est observée, de l'ordre de 25 à 35 %, selon la température. Ainsi, à 75 °C, la puissance utile peut tomber à

environ 3,7 kW. Cette sensibilité impose des précautions strictes pour éviter la cavitation, telles que l'augmentation de la pression d'entrée (NPSHa), la réduction de la température d'aspiration, ou l'utilisation de configurations spécifiques de pompe. Le méthanol, bien que énergétiquement performant en régime stable, devient délicat à manipuler dans des systèmes soumis à de fortes élévations thermiques ou à des pressions d'aspiration basses.

4.9 Comparaison de la variation de l'énergie utile dans le cas sans cavitation:

La figure suivante représente la comparaison de la variation de l'énergie utile pour l'eau (non corrosive), l'essence (non corrosive), l'eau salée (corrosive) et le méthanol (corrosif) à une vitesse de rotation de 2500 rpm, en fonction de la température dans l'intervalle de 20 °C à 100 °C, dans le cas sans cavitation.

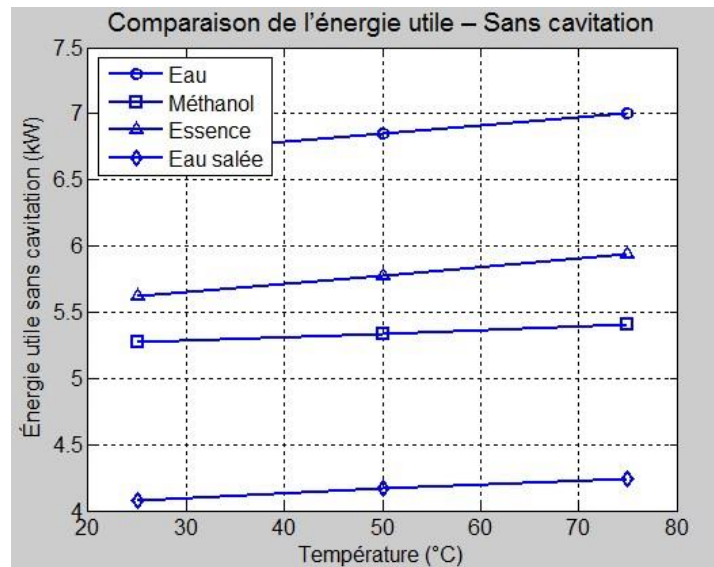


Figure 4.17: Comparaison de la variation de l'énergie utile dans le cas sans cavitation La figure montre que, dans des conditions sans cavitation, l'eau offre la meilleure performance hydraulique parmi les fluides étudiés, avec une énergie utile qui augmente légèrement avec la température. Cela s'explique par sa densité élevée et sa bonne stabilité thermique, ce qui la rend très efficace pour le transfert d'énergie dans une pompe centrifuge. L'essence, bien que moins dense, présente également de bonnes performances, proches de celles de l'eau, mais reste légèrement en retrait en raison de ses propriétés thermodynamiques moins favorables. En revanche, les fluides corrosifs comme l'eau salée et le méthanol affichent des énergies utiles plus faibles. Cela peut s'expliquer par leurs propriétés physicochimiques, telles qu'une densité plus faible (pour le méthanol) ou une viscosité plus élevée (pour l'eau salée), qui limitent la capacité du fluide à capter l'énergie transmise par la pompe. Globalement, cette comparaison souligne l'importance du choix du fluide, non seulement en fonction de sa compatibilité

chimique, mais aussi de ses propriétés thermodynamiques pour garantir une efficacité maximale du système.

4.10 Comparaison de la variation de l'énergie utile dans le cas avec cavitation:

La figure suivante représente la comparaison de la variation de l'énergie utile pour l'eau (non corrosive), l'essence (non corrosive), l'eau salée (corrosive) et le méthanol (corrosif) à une vitesse de rotation de 2500 rpm, en fonction de la température dans l'intervalle de 20 °C à 100 °C, dans le cas avec cavitation.

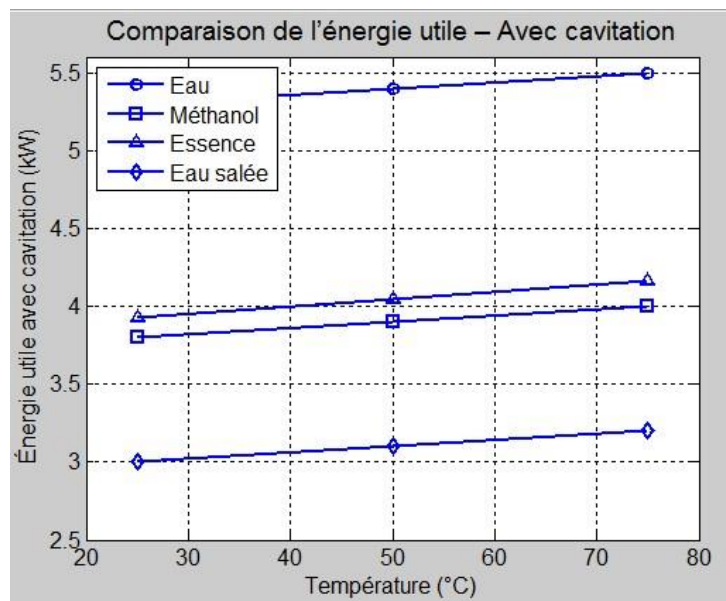


Figure 4.18: Comparaison de la variation de l'énergie utile dans le cas avec cavitation La figure comparativ de l'énergie utile avec cavitation pour les fluides eau, méthanol, essence et eau salée met en évidence l'impact significatif de la cavitation sur les performances hydrauliques d'une pompe centrifuge. On observe que l'eau reste le fluide le plus performant, avec une énergie utile relativement élevée (entre 5.3 et 5.5 kW), malgré la présence de cavitation. En revanche, les fluides comme le méthanol et l'essence subissent une baisse notable de rendement, en partie à cause de leur tension de vapeur plus élevée, ce qui favorise l'apparition de bulles de cavitation. L'eau salée présente les valeurs les plus faibles d'énergie utile (entre 3.0 et 3.2 kW), ce qui peut s'expliquer par ses propriétés physico-chimiques accentuant les pertes dues à la cavitation. Globalement, bien que la température ait une influence légèrement positive sur l'énergie utile, la cavitation demeure un facteur limitant majeur dans l'efficacité du pompage, dont l'effet varie fortement selon la nature du fluide utilisé.

4.11 Conclusion:

L'étude menée dans ce chapitre a permis de mettre en évidence l'influence déterminante des caractéristiques physiques des fluides (densité, pression de vapeur, viscosité) sur la distribution de la pression à l'intérieur d'une pompe centrifuge, en particulier dans la roue et la volute. Les simulations numériques réalisées avec différents fluides — eau, eau salée, méthanol et essence — ont montré des comportements bien distincts selon que l'écoulement se produise en l'absence ou en présence de cavitation.

Conclusion

Dans cette étude, nous adoptons un modèle numérique basé sur les méthodes et algorithmes implémentés dans le logiciel ANSYS Fluent. L'analyse est menée sur quatre types de fluides couramment utilisés ou étudiés en hydraulique : l'eau, l'eau salée, le méthanol et l'essence. L'objectif principal est de comparer la réponse de ces fluides aux conditions hydrodynamiques internes de la pompe, en distinguant deux régimes d'écoulement : – un régime sans cavitation, représentant le fonctionnement nominal de la pompe ; – un régime avec cavitation, mettant en évidence les effets néfastes liés à la formation de vapeur dans les zones de basse pression.

Les principales conclusions de cette étude sont les suivantes :

- Le rendement hydraulique atteint un maximum dans une plage étroite de fonctionnement, confirmant que la pompe est bien dimensionnée pour un régime de 2500 tr/min et un débit de 30 kg/s.
- Le champ de pression total met en évidence une montée régulière de pression de l'entrée à la sortie, illustrant une conversion efficace de l'énergie mécanique en énergie hydraulique.
- Aucune cavitation n'a été détectée dans les simulations avec les fluides testés, les pressions statiques restant supérieures à la pression de vapeur dans toutes les zones critiques.
- Les fluides corrosifs comme l'eau salée et le méthanol ont montré une performance légèrement inférieure, attribuable à leur viscosité et densité différentes, ce qui affecte la dynamique de l'écoulement.
- Le profil de vitesse à travers la roue montre une augmentation progressive, ce qui confirme l'effet centrifuge et la bonne conception des aubes.
- Le module Vista CPD a permis une visualisation claire de la géométrie de l'impeller, et a fourni des données précises sur les pertes, le rendement et la répartition du flux.
- Le maillage généré par TurboGrid a permis une bonne résolution du champ d'écoulement, en particulier dans les zones critiques comme l'entrée de la roue et le canal entre les pales.

Conclusion générale

- La simulation permet d'identifier les zones de pertes d'énergie, notamment au niveau des recirculations en aval des pales, suggérant des pistes d'optimisation géométrique.

- Le comportement des fluides a été influencé par leurs propriétés thermophysiques, démontrant l'importance du choix du fluide dans les applications industrielles de pompes.
- L'approche numérique adoptée s'est révélée fiable pour prévoir les performances globales de la pompe, offrant un outil d'aide efficace pour la conception, la sélection et l'optimisation des systèmes hydrauliques.
- Une chute importante de la pression statique à l'entrée de la roue a été observée, atteignant ou descendant sous la pression de vapeur du fluide, déclenchant le phénomène de cavitation.
- La formation de bulles de vapeur a été détectée dans la zone de basse pression, généralement au niveau de l'œil de la roue (impeller inlet).
- La cavitation a entraîné une diminution du rendement global de la pompe, due à des pertes d'énergie et à une instabilité de l'écoulement.
- Des fluctuations de pression et de vitesse ont été observées dans la zone cavitante, provoquant des vibrations et des risques de dégradation mécanique (érosion des pales).
- La cavitation a également causé une baisse de la pression totale en sortie, réduisant la performance hydraulique de la pompe.

Cette étude s'inscrit dans la continuité des travaux de recherche consacrés à la modélisation et à l'évaluation des performances hydrauliques des pompes centrifuges. Elle vise à mieux comprendre l'influence des propriétés physico-chimiques de chaque fluide sur les phénomènes d'écoulement, notamment en présence de cavitation.

Références bibliographique

- [1] Salemi Ahmed El Bachir Oubira Abdenour, Mehaouat Mohammed Saci, Mostefaoui Omar et Souici Bachir, Etude de la possibilité d'intégration des cycles ORC au niveau des industries pétrochimique, MÉMOIRE de MASTER, Université EchahidHamma Lakhdar - El Oued,2023.

- [2] Tchanche BF, Papadakis G, Lambrinos G, Frangoudakis A. Fluid selection for a lowtemperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 2009;29:2468–76. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.025>.
- [3] Moreira JR. Global Biomass Energy Potential. *MitigAdaptStratGlob Change* 2006;11:313–42. <https://doi.org/10.1007/s11027-005-9003-8>.
- [4] Le VL. Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques. Université de Lorraine, 2014.
- [5] Ether Engines. n.d. <http://douglas-self.com/MUSEUM/POWER/ether/ether.htm> (accessed February 14, 2022).
- [6] Carnot S. *Réflexions sur la puissance motrice du feu*. Vrin; 1978.
- [7] Galloway E. *History and progress of the steam engine: with a practical investigation of its structure and application*. Thomas Kelly; 1832.
- [8] Macchi E, Astolfi M. *Organic rankine cycle (ORC) power systems: technologies and applications*. WoodheadPublishing; 2016.
- [9] Colonna P, Casati E, Trapp C, Mathijssen T, Larjola J, Turunen-Saaresti T, et al. Organic Rankine cycle power systems: from the concept to current technology, applications, and an outlook to the future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2015;137.
- [10] Igor J. Karassik Joseph P. Messina Paul Cooper Charles C. Heald, *Pump Handbook, THIRD EDITION*, 2001.
- [11] American National Standard for Centrifugal Pumps for Design and Application, ANSI/HI 1.3-2000, Section 1.3.4.1.11-14, Hydraulic Institute, Parsippany, NJ, www.pumps.org
- [12] Cooper, P., and others. “Tutorial on Multiphase Gas-Liquid Pumping.” *Proceedings of the Thirteenth International Pump Users Symposium*, Texas A&M University, Mar. 1996, pp. 159—174.

- [13] Guinzburg, A., and others. "Emerging Sewage Pump Design Requirements." 1997 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting. Paper FEDSM97-3325, June 1997.
- [14] Spencer LC. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I. A history of solar-powered devices up to 1950. *Solar Energy* 1989;43:191–6.
- [15] Invernizzi CM. Closed power cycles. *Lecture Notes in Energy* 2013;11.
- [16] Colonna P, Casati E, Trapp C, Mathijssen T, Larjola J, Turunen-Saaresti T, et al. Organic Rankine cycle power systems: from the concept to current technology, applications, and an outlook to the future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2015;137.
- [17] El-Wakil MM. *Powerplant technology* 1984.
- [18] Ammari Zin Eddine Yousfi Ali. Etude des performances d'un cycle organique de Rankine pour la valorisation des rejets thermiques d'une turbine à gaz du complexe gl3/z arzew-oran: une analyse exergetique, MÉMOIRE de MASTER, Université M'Hamed BougaraBoumerdes, 2024.
- [19] Récupération de chaleur fatale pour la production d'électricité dans l'industrie et applications en Energie Renouvelable, Cahier technique n°16, [dai-fichsureindustriechaleurfatale-edition2014.pdf \(uliege.be\)](#)
- [20] Cours en ligne et simulateur de thermodynamique appliquée ([psl.eu](#))
- [21] Architecture des cycles et aspects technologiques Cycles organiques de Rankine COR
- [22] [M2.pdf \(univ-blida.dz\)](#)
- [19] Cycle de Rankine : la conversion de la chaleur en travail et ses usages ([lenergiesolaire.net](#))

