



Université Abbas LAGHROUR Khenchela
Faculté de Sciences & de Technologie
Département de Sciences & Techniques
جامعة عباس لغرور خنشلة
كلية العلوم والتكنولوجيا
قسم العلوم والتقنيات



N° Série :.....

Mémoire de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme de Master (LMD)

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Construcion Mécanique

Thème

**Etude Numérique de L'écoulement
Dans une Pompe Centrifuge par
CFD ANSYS**

Réalisé par : - Boudraa Hacene
- Benabid Razak

Soutenu publiquement le .../06/2022 devant le jury composé de :

- | | | | |
|---------------------------|-------|-------------------------|------------|
| - Dr. Zaamouche radia | M.C.B | Université de Khenchela | Président |
| - Dr. Chehhat Abdelmadjid | M.C.A | Université de Khenchela | Rapporteur |
| - Dr. Maache Mouna | M.C.A | Université de Khenchela | Examineur |

Remerciements

Je remercie ALLAH tout puissant de nous avoir beaucoup aidés pour élaborer ce travail. Toutes nos infinies grâces à notre promoteur, Monsieur **Chehat Abdelmadjid** pour son encadrement et ses aides précieuses.

Nous tenons aussi à remercier tous les enseignants qui n'ont éprouvés aucun effort à fin de transmettre leur savoir et leurs expériences aux étudiants.

Nous tenons à remercier nos amis qui nous ont toujours soutenus et qui sans eux ce mémoire n'aurait pas eu lieu.

Dédicace

Je dédie ce travail :

Aux êtres les plus chers, nos parents qui étaient toujours à nos côtés et nous ont toujours soutenu tout au long de ces longues années d'études. En signe de reconnaissance, qu'ils trouvent ici, l'expression de notre profonde gratitude pour tout ce qu'ils ont consenti d'efforts et de moyens pour nous voir réussir dans nos études.

A tous nos amis et tous nos collègues.

Liste des symboles

u : vitesse d'entraînement [m/s].

w : la vitesse relative du fluide [m/s].

C : la vitesse absolue [m/s].

β : l'angle (w, u) [°].

α : l'angle (c, u) [°].

Cu : la composante tangentielle de la vitesse absolue projetée dans la direction de U [m/s].

Cx : le composant dans la direction axiale [m/s].

Cm : la composante méridionale de la vitesse C [m/s].

$\nabla \cdot$: divergence [l'échelle intégrale].

h : nombre de Reynolds [sans unité].

L : l'échelle intégrale.

H : la longueur d'une maille[m].

N : le nombre de nœuds.

U_i : la valeur moyenne de la vitesse et u_i [m/s].

P : forces volumiques [N/m³].

τ_{ij} : contraintes de Reynolds [Pa].

ν_t : la viscosité turbulente [Pa.s].

k : l'énergie cinétique turbulente massique [m².s⁻²].

C_{μ} ; $C_{\epsilon 1}$; $C_{\epsilon 2}$; σ_k ; σ_{ϵ} : Ces constantes sont obtenues empiriquement.

μ_t : la viscosité turbulente [Pa.s].

P_t : pression total [Pa].

P : pression [Pa].

V : vitesse [m/s].

M : le nombre de Mach [sans unité].

γ : gamma [sans unité].

S_c : la partie constante qui ne dépend pas explicitement de Sp.

$\mathbf{j_e, j_w, j_n, j_s}$: les flux totaux intégrés sur chaque face de volume de contrôle.

$\mathbf{S_p}$: la pente de Φ_p .

$\mathbf{a_p, a_i}$: les coefficients linéarisés pour Φ et Φ_i .

$\mathbf{i (E, W, N, S)}$: indice se réfère à des cellules voisines.

\mathbf{b} : nombre qui dépend de terme source des cellules voisines.

$\mathbf{R^\Phi}$: la solution converge.

\mathbf{Q} : débit de la pompe [m^3/s].

\mathbf{N} : vitesse de rotation de la roue [tr/min].

\mathbf{D} : diamètre de référence [m].

\mathbf{g} : gravité [m/s^2].

$\mathbf{\rho}$: masse volumique [Kg/s].

$\mathbf{P_a}$: [W] La puissance absorbée par la pompe.

\mathbf{T} : le couple appliqué à la roue en [N.m].

$\mathbf{\omega}$: la vitesse angulaire [rad/s].

\mathbf{H} : la hauteur Euler [m].

Liste des figures

Fig. I. 1: Vecteurs de vitesse pour trois roues sélectionnées.....	6
Fig. I. 2: Courbe de contour de l'intensité turbulente.....	6
Fig. II. 1: Pompe centrifuge.....	11
Fig. II. 2: Schéma d'une pompe centrifuge.....	14
Fig. II. 3 : Différents organes d'une pompe centrifuge.....	15
Fig. II. 4: Répartition de la vitesse et de la pression dans une pompe centrifuge.....	16
Fig. II. 5 : Ecoulement du liquide à l'intérieur d'une roue à aubes.....	17
Fig. II. 6 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.....	19
Fig. II.7 : Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de β_2	20
Fig. II. 8: Hauteur réelle d'une pompe centrifuge.....	21
Fig. II. 9 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit.....	21
Fig. II. 10: Courbes caractéristiques: Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit.....	22
Fig. II. 11 : Courbes caractéristiques de NPSH _{requis & disp} en fonction de débit.....	23
Fig. II. 12 : Dégâts de Cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge.....	24
Fig. II. 13 : Le point de fonctionnement d'une pompe.....	25
Fig. III 1 : Vue d'ensemble de la méthode de résolution couplée.....	36
Fig. III .2 : Maillages structurés et non structurés.....	38
Fig. III .3 : Test de convergence en maillage.....	40
Fig. III. 4: Géométrie originale.....	40
Fig. III. 5: Géométrie discrétisée.....	40
Fig. IV.1: Présentation du domaine d'étude (vue Isométrique).....	45
Fig. IV.2 : les différents types de mailles utilisées en volumes finis par Fluent.....	46
Fig. IV.3: Maillage de la zone d'entrée. (Inlet).....	47
Fig. IV.4: Maillage de la zone de sortie. (Outlet).....	47
Fig. IV.5:Maillage de zone de roue. (Impeller zone).....	47
Fig. IV.6: Volume de contrôle.....	48
Fig V.1 : Courbes caractéristiques de la pompe type 1 pour les trois régimes de rotation.....	55
Fig V.2 : Courbes caractéristiques de la pompe type 2 pour les trois régimes de rotation.....	55
Fig V.3 : Courbes caractéristiques de la pompe type 3 pour les trois régimes de rotation.....	56
Fig V.4 :Courbes caractéristiques des trois pompes pour le régimes de rotation 2900 tr/mn.....	56
Fig V.5 :Courbes caractéristiques des trois pompes pour le régimes de rotation 2000 tr/mn.....	57
Fig V.6 :Courbes caractéristiques des trois pompes pour le régimes de rotation 1500 tr/mn.....	57

Fig V.7:Vecteurs vitesse dans le plan méridien de la pompe type ouvert à 2900tr/min et 3kg/s	58
Fig V.8:Vecteurs vitesse dans le plan méridien de la pompe type base à 2900tr/min et 3kg/s	58
Fig V.9:Vecteurs vitesse dans le plan méridien de la pompe type fermé à 2900tr/min et 3kg/s	59
Fig V.10: contours de la vitesse pour 1kg/s et 1500 tr/mn.....	60
Fig V.11: contours de la vitesse pour 3kg/s et 1500 tr/mn.....	60
Fig V.12: contours de la vitesse pour 6kg/s et 1500 tr/mn.....	60
Fig V.13: contours de la vitesse pour 1kg/s et 2000 tr/mn.....	61
Fig V.14: contours de la vitesse pour 3kg/s et 2000 tr/mn.....	61
Fig V.15: contours de la vitesse pour 6kg/s et 2000 tr/mn.....	61
Fig V.16: contours de la vitesse pour 1kg/s et 2900 tr/mn.....	62
Fig V.17: contours de la vitesse pour 3kg/s et 2900 tr/mn.....	62
Fig V.18: contours de la vitesse pour 6kg/s et 2900 tr/mn.....	62
Fig V.19: contours de la pression absolue pour 1kg/s et 1500 tr/mn.....	65
Fig V.20: contours de la pression absolue pour 3kg/s et 1500 tr/mn.....	65
Fig V.21: contours de la pression absolue pour 6kg/s et 1500 tr/mn.....	65
Fig V.22: contours de la pression absolue pour 1kg/s et 2000 tr/mn.....	66
Fig V.23: contours de la pression absolue pour 3kg/s et 2000 tr/mn.....	66
Fig V.24: contours de la pression absolue pour 6kg/s et 2000 tr/mn.....	66
Fig V.25: contours de la pression absolue pour 1kg/s et 2900 tr/mn.....	67
Fig V.26: contours de la pression absolue pour 3kg/s et 2900 tr/mn.....	67
Fig V.27: contours de la pression absolue pour 6kg/s et 2900 tr/mn.....	67
Fig V.28 : ouvert 1kg – 3kg - 4kg / 1500 tr/mn	70
Fig V.29 : base 1kg – 3kg - 4kg / 1500 tr/mn	70
Fig V.30 : fermé 1kg – 3kg - 4kg / 1500 tr/mn	70
Fig V.31 : ouvert 1kg – 3kg - 4kg / 2000 tr/mn	71
Fig V.32 : base 1kg – 3kg - 4kg / 2000 tr/mn	71
Fig V.33 : fermé 1kg – 3kg - 4kg / 2000 tr/mn	71
Fig V.34 : ouvert 1kg – 3kg - 4kg / 2900 tr/mn	72
Fig V.35 : base 1kg – 3kg - 4kg / 2900 tr/mn	72
Fig V.36 : fermé 1kg – 3kg - 4kg / 2900 tr/mn	72

Liste des Tableaux

Tableau V. 1. les performances de la pompe centrifuge.	69
Tableau V. 9. Les résultats obtenus sous CFD-Post.	70

Sommaire

Remerciements.

Dédicace.

Liste des symboles.

Liste des figures.

Liste des tableaux.

Sommaire

Introduction générale..... 1

Chapitre I : Etude bibliographique 4

Chapitre II : Les pompes centrifuges 10

II.1. Introduction. 11

II.2. Domaine d'application 12

II.3. Classification des pompes centrifuges 12

II.4. Description d'une pompe centrifuge 13

II.5. Principe de fonctionnement..... 15

II.6. Théorie des pompes centrifuges 16

II.6.1. Triangle des vitesses 16

II.6.2. Caractéristiques et performances 19

II.6.2.1. Hauteur théorique..... 19

II.6.2.2. Hauteur réelle : Hmt – Débit..... 20

II.6.2.3. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit 21

II.6.2.4. Caractéristique : NPSH – Débit 23

II.6.3. Cavitation..... 24

II.6.4. Point de fonctionnement 24

II.7. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges 25

Chapitre III : Simulation numérique et condition aux limites 27

III.1. Introduction..... 28

III.2. Formes générale des équations fondamentales 28

III.2.1. Équation de conservation de masse (équation de continuité)..... 28

III.2.2. Équations de conservation de la quantité de mouvement..... 29

III.2.3. Équation de continuité en régime laminaire 29

III.2.4. Equations de Navier-Stokes en régime laminaire	30
III.3. Simulation des écoulements turbulents.....	30
III.3.1. La Simulation Numérique Directe (DNS).....	30
III.3.2. La Simulation des Grandes Echelles (LES)	31
III.3.3. Modèles de turbulence de type RANS	32
III.3.3.1. La moyenne de Reynolds	32
III.3.3.2. Modélisation de la turbulence.....	32
III.3.3.2.1. Modèle $k-\varepsilon$	32
III.3.3.2.2. Modèle $k-\omega$ SST	34
III.4. Méthodes numériques	34
III.5. Résolutions des équations	36
III.6. Maillage	36
III.6.1. Composants du maillage	37
III.6.2. Choix du type de maillage.....	37
III.6.2.1. Maillage structuré (quadra/hexa).....	37
III.6.2.2. Maillage non structuré (tri/tétra).....	38
III.6.2.3. Maillage hybride.....	38
III.6.3. Techniques générales de génération du maillage	38
III.6.4. Convergence en maillage	39
III.7. Discrétisation et les conditions aux limites.....	39
III.7.1. Opération conditions	40
III.7.2. Les conditions aux limites	40
Chapitre IV : Simulation numérique par un logiciel.....	43
IV.1. Introduction	44
IV.2. Présentation de code de calcul ANSYS Fluent	44
IV.3. Géométrie	45
IV.4. Le maillage	46
IV.5. Méthode de résolution	48
IV.6. Conditions aux limites de fluide.....	52
IV.7. Critère de convergence	52
Chapitre V : Résultat et discussion.....	53
V.1. Introduction.....	54
V.2. Courbes charge-débit	54
V.3. Résultat à la vitesse de rotation $N=1500$, 2000 et 2900 tr/min.....	58

V.3.1 Evolution de la vitesse.....	58
V.3.2. Evolution de Pression.....	64
V.4. Caractéristique de la pompe centrifuge.....	69
V.5. Variation des paramètres dans la direction radiale	71
Conclusion générale	75
Références bibliographique.....	78

Introduction générale

Introduction générale

L'évolution de la science ne cesse de nous rendre la vie plus simple dans tous les domaines de la technologie. Particulièrement, dans de la dynamique des fluides comme le secteur des turbomachines et de la production d'énergie (pompes, turbines, compresseurs, réacteurs, etc.).

Dans une grande mesure, ces réussites sont dues aux échanges étroits entre la théorie et l'expérience en dynamique des fluides. D'une part, l'expérience est indispensable pour vérifier les hypothèses et les résultats qui ressortent de la théorie ; et d'autre part, la théorie est nécessaire pour expliquer les résultats obtenus par l'expérience, et pour faciliter le travail à l'avenir. La simulation numérique est née pour ce faire à moindre cout.

La simulation numérique a connu un essor considérable depuis le développement des ordinateurs, et aujourd'hui la conception de la plupart des systèmes complexes se fait avec la modélisation. Le besoin de développer des logiciels de simulation robustes et efficaces est donc essentiel. La modélisation numérique permet de prédire le comportement des paramètres physiques nécessaires à l'amélioration et à l'optimisation des systèmes. Elle permet aussi de réduire le temps de conception et les couts d'expérimentation.

La simulation des écoulements occupe une place importante dans le monde de la modélisation et c'est pourquoi beaucoup d'efforts ont été mis dans la recherche de méthodes numériques pour la résolution des équations de transport régissant les écoulements. Ceci a permis la résolution numérique des équations de Navier-Stokes tridimensionnels de l'écoulement de fluide dans les turbomachines, tout en tenant compte de l'effet de la viscosité et de la turbulence. Ce progrès a fait de la modélisation numérique d'écoulement ou CFD (Computational Fluid Dynamics) un outil de plus en plus important pour le développement et l'optimisation du dimensionnement des turbomachines et plus particulièrement les pompes centrifuges.

Dans le premier chapitre, l'historique et des généralités sur les pompes, spécifiquement les pompes centrifuges, les caractéristiques géométriques, et toutes les courbes qui les caractérisent. Après, dans le deuxième chapitre est purement consacré à la mécanique des

fluides, les équations qui gouvernent les écoulements ont été définies, qui sont les fameuses équations : de conservation de masse, et l'équation de la quantité de mouvement dite aussi de Navier-Stokes. Dans ce cas précis, l'écoulement est turbulent ce qui a conduit à consacrer une partie sur la turbulence, particulièrement le modèle $k-\omega$ ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes.

Le dernier chapitre est réalisé dans le cadre de ce mémoire, où une étude a été menée dans le cadre de simulations numériques traitant du cas de l'écoulement instationnaire et turbulent d'un fluide incompressible, visqueux à travers la géométrie de la pompe. Les résultats sont présentés sur des figures qui reflètent les distributions des vitesses et des pressions en différentes localisations de notre modèle géométrique de la pompe centrifuge.

Enfin, la conclusion générale du travail de recherche sera exposée afin de souligner les points essentiels que nous allons aborder.

Chapitre I :

Etude bibliographique

Etude bibliographique

Spence, R. et al [2007] ont observé que le fonctionnement des pompes centrifuges peut générer des instabilités et des pulsations de pression qui peuvent être préjudiciables à l'intégrité et aux performances de la pompe. Une gamme de paramètres et trois débits ont été étudiés et les pulsations ont été extraites à quinze endroits différents couvrant des régions de pompage importantes. Les résultats de l'écoulement transitoire se comparaient raisonnablement aux données expérimentales obtenues dans une enquête expérimentale limitée et indiquaient clairement que la face d'aspiration de la lame à la sortie subissait les niveaux de pulsation les plus élevés. Il a également été noté que la surveillance des pulsations au point mort haut de la volute de la pompe fournirait une meilleure indication des pulsations internes de la pompe que la surveillance au refoulement.

Abdelmadjid CHEHHAT [2015] Dept. of mechanical engineering, fac. of engineering Abbes Laghrou University khenchela alogia régions de sortie et le minimum à l'arrière de la lame à 3 région d'entrée de la turbine. On peut aussi remarquer sur les figure que, la pression augmente progressivement de l'entrée de la roue à sortie. La pression absolue côté pression est évidemment Figure 8. Vecteurs de vitesse pour trois roues sélectionnées supérieur à celui du côté aspiration pour le même rayon de roue. Ce peut être remarqué à partir des chiffres que la pression change en sens inverse avec le débit. Au fur et à mesure que le débit augmente la zone de pression du côté aspiration de l'entrée de la lame à petite débit, à mesure que le débit augmente, la zone se rapproche du milieu du côté aspiration de la lame. Dans les deux cas bas et haut débits, la pression à la sortie de la pompe augmente avec augmentation de l'angle de sortie de la lame. La figure 8 montre les vecteurs de vitesse colorés par la vitesse grandeur, à travers toute la configuration de la pompe, où l'on peut voir que la région d'accélération du fluide a lieu dans la roue, à mesure que le diamètre augmente.

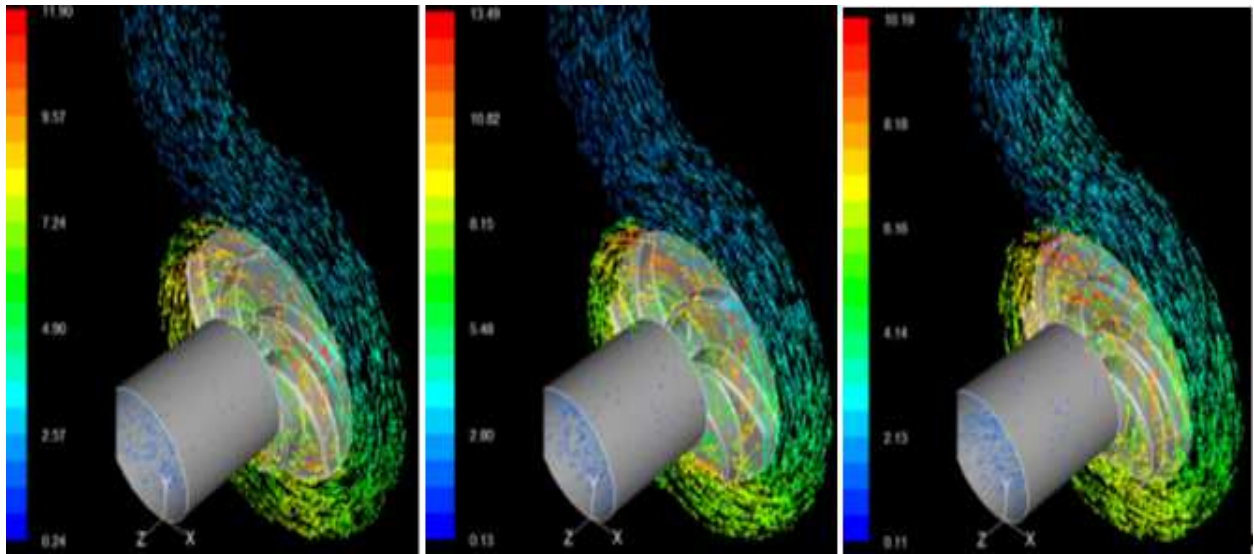


Fig I.1. Vecteurs de vitesse pour trois roues sélectionnées

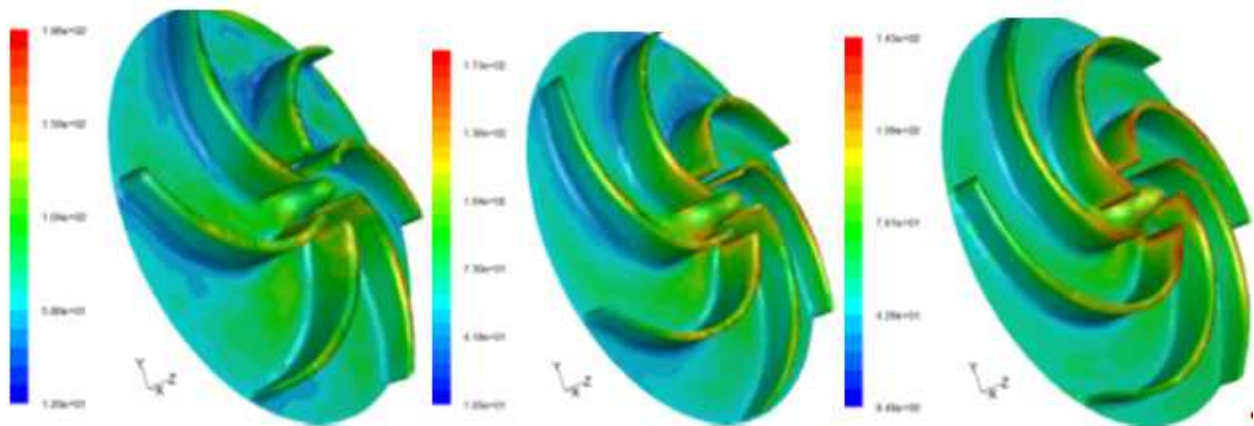


Fig I.2. Courbe de contour de l'intensité turbulente

Feng, J. et al26 [2007] ont étudié le débit instable et la fluctuation de pression dans les pompes à diffuseur radial. Les calculs ont été effectués à différents points de fonctionnement, espaces radiaux et nombre d'aubes entre la roue et le diffuseur. Les résultats de calcul montrent qu'une structure d'écoulement de sillage de jet a été observée à la sortie de la roue. La plus grande fluctuation de pression sur l'aube se produisait au niveau du bord de fuite de la roue, du côté pression près du bord de fuite de la roue et du bord d'attaque de l'aube du diffuseur. Tous les débits, la configuration du nombre de pales et les écarts radiaux influencent de manière significative la fluctuation de pression et les effets instables associés dans les pompes de diffusion.

Hofmann, M. et al27 [2007] ont effectué des travaux expérimentaux et numériques sur les écoulements cavitants 3D. Pour observer les résultats expérimentaux, une vidéo à haute vitesse avec l'éclairage de la nappe de lumière a été utilisée. Le calcul numérique s'est basé sur le code 3D, pour prédire le comportement de cavitation dans les turbomachines. Ce modèle a été appliqué à la géométrie de la pompe centrifuge. Les conditions de non-cavitation et de cavitation ont été étudiées. Les calculs se sont avérés en bon accord avec les mesures expérimentales et les visualisations. Trois régions d'apparition de cavitation ont été observées, d'abord à l'interface carénage - aube, deuxièmement du côté aspiration de l'aube et troisièmement au niveau du moyeu à l'entrée de l'aube.

Pullum, L. et al28 [2007] ont observé que les pompes centrifuges étaient le cheval de bataille des systèmes de transport hydrauliques, mais que leurs performances étaient déclassées lorsque des fluides visqueux non newtoniens, tels que des pâtes ou des solides grossiers, étaient présents. Les performances réduites pour les fluides newtoniens purement visqueux peuvent être calculées puis comparées. Les performances de la pompe n'ont pas été affectées par le matériau à faible viscosité avec la limite d'élasticité inférieure, tandis que le fluide à haute viscosité a sensiblement déclassé les performances de la pompe. Cette méthode prédit la réduction caractéristique spectaculaire de la hauteur de charge à de faibles débits qui a souvent été observée et explique pourquoi les pompes plus grandes étaient relativement insensibles à cette forme de réduction de la hauteur de charge.

Younsi, M. et al29 [2007] ont observé l'influence des paramètres de conception sur l'écoulement instationnaire dans un ventilateur centrifuge à l'aide d'études numériques et expérimentales. L'étude a montré les effets liés à l'espacement irrégulier des pales, au nombre de pales et à la distance radiale entre la périphérie de la roue et la languette de la volute. La modification de l'écartement des pales ne modifie pas les caractéristiques aérodynamiques de la soufflante. Le plus petit nombre d'aubes génère un champ d'écoulement non homogène en particulier à la périphérie de la roue. Les résultats numériques ont été comparés aux mesures expérimentales et une corrélation entre les fluctuations de pression de paroi et les signaux de bruit en champ lointain a été trouvée.

Younsi, M. et al30 [2007] ont observé l'effet des pales de séparation sur les performances d'une pompe centrifuge à la fois par simulation numérique et résultats expérimentaux. L'analyse montre qu'en ajoutant des aubes séparatrices à l'impulseur, les vitesses et les pressions périphériques de l'impulseur deviennent plus homogènes. L'influence des aubes de séparation sur

les champs de vitesse et de pression dans une roue centrifuge a été analysée au moyen de simulations 3D. Les pales du séparateur augmentent la hauteur de charge par rapport à la roue d'origine en raison du facteur de glissement de la roue qui aide à la conduction du flux. Mais le rendement n'était pas amélioré puisque les pertes hydrodynamiques étaient plus importantes. Il diminue les fluctuations de pression et réorganise plus commodément le débit en sortie de volute. Mais pour tous les débits étudiés il augmente l'interaction entre la languette de la volute et l'écoulement. La conséquence fut une augmentation de la poussée radiale.

Cheah, KW et al31 [2007] ont calculé numériquement le champ d'écoulement interne de la pompe centrifuge en utilisant des méthodes numériques et comparé avec des données expérimentales sur la large plage d'écoulement. La simulation numérique a permis d'étudier le schéma d'écoulement interne et la distribution de pression de la pompe fonctionnant au point de conception et au point hors conception. Au point de conception, le vecteur de débit ou de vitesse interne était très lisse le long de la courbure le long des aubes. Cependant, une séparation d'écoulement s'est développée au bord d'attaque en raison de conditions d'entrée non tangentielles. La pression augmente progressivement le long de la direction du courant. On a vu que les lignes de pression étaient inclinées dans la direction circonférentielle. Il a également été observé que les isobares n'étaient plus perpendiculaires à la surface d'aspiration de la turbine à faible débit.

Motivation du travail actuel

L'analyse de la dynamique des fluides computationnelle (CFD) est de plus en plus appliquée dans la conception et la simulation des flux dans les pompes centrifuges. Avec l'aide de l'approche CFD, les flux internes complexes dans les roues de pompe à eau, qui ne sont pas encore entièrement compris, peuvent être bien prédits, pour accélérer la procédure de conception de la pompe. Avec le développement de la théorie CFD et l'étude du calcul numérique associé dans la pratique, la simulation numérique 3D de l'écoulement interne à l'intérieur d'une pompe centrifuge est devenue possible. Cependant, par rapport à d'autres domaines de la turbomachine, tels que les vols spatiaux, l'aviation, la turbine à vapeur et la turbine à eau, l'étude des pompes centrifuges est relativement moindre. La simulation numérique permet de visualiser les conditions d'écoulement à l'intérieur d'une pompe centrifuge et fournit des informations précieuses sur la conception hydraulique de la pompe centrifuge. En utilisant le résultat de la simulation pour calculer ou prédire les performances d'une pompe centrifuge, pour remplacer ou réduire les expériences de performances dans le processus de conception de la pompe, une grande partie de la main-d'œuvre et des installations seront économisées, ainsi que son cycle de conception raccourci. Par conséquent, une grande amélioration de la conception de la pompe centrifuge doit être obtenue par l'analyse CFD du débit interne à l'intérieur d'une pompe centrifuge et après l'application de ses résultats dans les processus de conception de la pompe.

L'objectif est de développer un code de conception généralisé pour la pompe centrifuge, puis d'étudier numériquement, à l'aide d'un logiciel CFD, le champ d'écoulement à l'intérieur du passage de la roue de la pompe centrifuge. Il applique ANSYS, une sorte de logiciel CFD, pour calculer le champ d'écoulement interne par simulation et obtient ainsi la vitesse du champ d'écoulement interne et la condition de distribution de pression. Par la suite, les courbes de performance de la pompe centrifuge, calculées en utilisant les résultats de simulation, sont développées.

Chapitre II :

Les pompes centrifuges

II.1. Introduction

Les pompes sont des machines servant à élever les liquides ou les mélanges de liquides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression. 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.

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

Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.

C'est le type que nous allons étudier dans cet mémoire, les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur en forme de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute. A la sortie et à l'aide d'un divergent, une grande partie de l'énergie cinétique se transforme en pression motrice.



Fig. II. 1: Pompe centrifuge

II.2. Domaine d'application

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

Leur utilisation est infiniment diversifiée, on ne s'intéresse donc ici qu'aux principales d'entrées elles. Les grands domaines d'utilisations peuvent être cités comme suit :

- Hydro-électricité (barrage).
- Agriculture (irrigation des surfaces cultivées).
- Alimentation urbaine (réseau d'alimentation d'eau urbaine).
- Château d'eau.
- Industrie hydrocarbure (production du pétrole).
- Transport des hydrocarbures liquides.
- Industrie de traitement des hydrocarbures.

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

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

Ces types d'application nécessitent l'utilisation de pompes volumétriques.

Par contre à la plupart des pompes volumétriques, les pompes centrifuges admettent les suspensions chargées de solides.

II.3. Classification des pompes centrifuges

Les pompes peuvent se classer selon les critères suivants :

➤ **Nombre de roues :**

- Monocellulaire. (Pompe centrifuge à une roue).
- Biétage. (Pompe centrifuge à deux roues).
- Multicellulaire. (Pompe centrifuge à plusieurs roues).

- **Importance de la pression engendrée :**
 - Basse pression.
 - Moyenne pression.
 - Haute pression.
- **Disposition de l'axe :**
 - Horizontal.
 - Vertical.
 - Incliné.
- **Forme de la roue:**
 - Roue à simple aspiration.
 - Roue à double aspiration.
- **Moyens d'entraînement :**
 - Entraînement par courroie.
 - Entraînement par engrenage.
 - Entraînement par accouplement.
- **Force motrice utilisée :**
 - Moteur électrique.
 - Moteur diesel ou essence.
 - Turbine à vapeur, turbine à gaz.
- **Destination :**
 - Usage ordinaire.
 - Liquide chargé.
 - Acide.
- **Matériaux de construction :**
 - Acier spécial ou bronze. (Selon le liquide pompé).

II.4. Description d'une pompe centrifuge :

Les pompes centrifuges comprennent les éléments suivants:

- **Un conduit d'aspiration** du fluide vers la roue (impulseur) de la pompe.
- **Une roue:** qui est l'élément essentiel de la pompe. La totalité de l'énergie est apportée au fluide sous deux formes distinctes:
 - d'une part, directement, sous la forme d'un accroissement de pression statique.

- d'autre part, sous la forme d'un accroissement d'énergie cinétique, qui est lui-même transformé en pression dans les organes situés en aval de la roue
- **une volute:** qui a le rôle de recueillir le fluide sortant à grande vitesse de la roue, de le canaliser, puis de le ralentir, transformant ainsi en pression une part importante de son énergie cinétique.

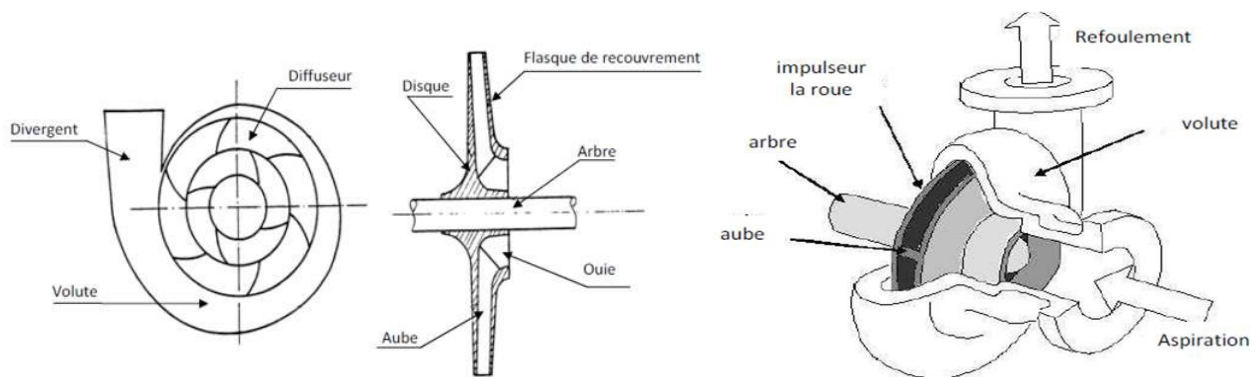


Fig. II. 2: Schéma d'une pompe centrifuge

- **Des dispositifs d'étanchéité internes:** sont destinés à limiter le retour vers l'aspiration et à réduire les débits de fuite internes.
- **Un arbre:** a pour fonction de porter la roue, d'assurer son centrage dynamique et de transmettre la puissance.
- **Un système d'étanchéité vers l'extérieur:** a pour fonction d'empêcher une fuite externe ou tout au moins, d'en limiter l'importance. L'étanchéité externe peut aussi être assurée par une garniture mécanique.
- **Bagues d'usure de l'impulseur:** Ces bagues sont fournies seulement si demandées, elles sont installées sur l'impulseur à chaud et sont bloquées par des grains.
- **Carter des paliers:** Il est maintenant nécessaire d'avoir une pièce qui supporte l'arbre et empêche la roue de toucher dans sa rotation.
- **Chemises de l'arbre:** la chemise est fixée sur l'arbre en interposant une garniture et est maintenue en position au moyen de l'impulseur est insérée dans un logement de chemise et l'empêche de tourner sur l'arbre.

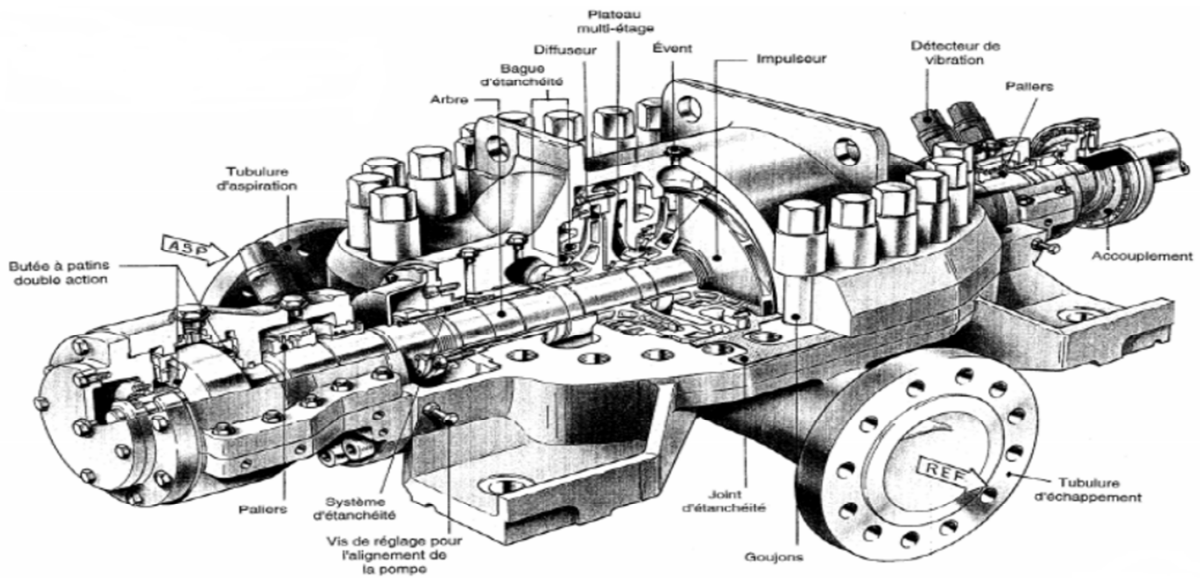


Fig. II. 3: Différents organes d'une pompe centrifuge

II.5. Principe de fonctionnement:

L'écoulement à l'intérieur d'une pompe est toujours d'une grande complexité. Il est instationnaire et tridimensionnel, c'est-à-dire qu'il dépend du temps et des trois variables d'espace (t, x, y, z). Sans une simplification préalable, il ne peut être ni analysé par des moyens de calcul simples, ni même décrit ou expliqué par les moyens ordinaires de la communication.

On est donc amené à représenter l'écoulement par des grandeurs fictives. En un point donné, la pression et les trois composantes du vecteur vitesse que l'on considère, sont des valeurs moyennes dans le temps.

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

- ❖ **L'aspiration:** Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor. La pompe étant amorcée, c'est à dire pleine de liquide.

Sous l'effet de la rotation de la roue, le liquide emmagasiné entre les aubes du rotor est projeté de la région axiale à la périphérie à cause de la force d'inertie centrifuge, de ce fait une, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration , c'est à dire une dépression est créée à l'entrée de la pompe, alors, le maintien de l'amorçage.

- ❖ **L'accélération:** Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie. La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression.
- ❖ **Le refoulement:** Dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression au niveau de diffuseur.

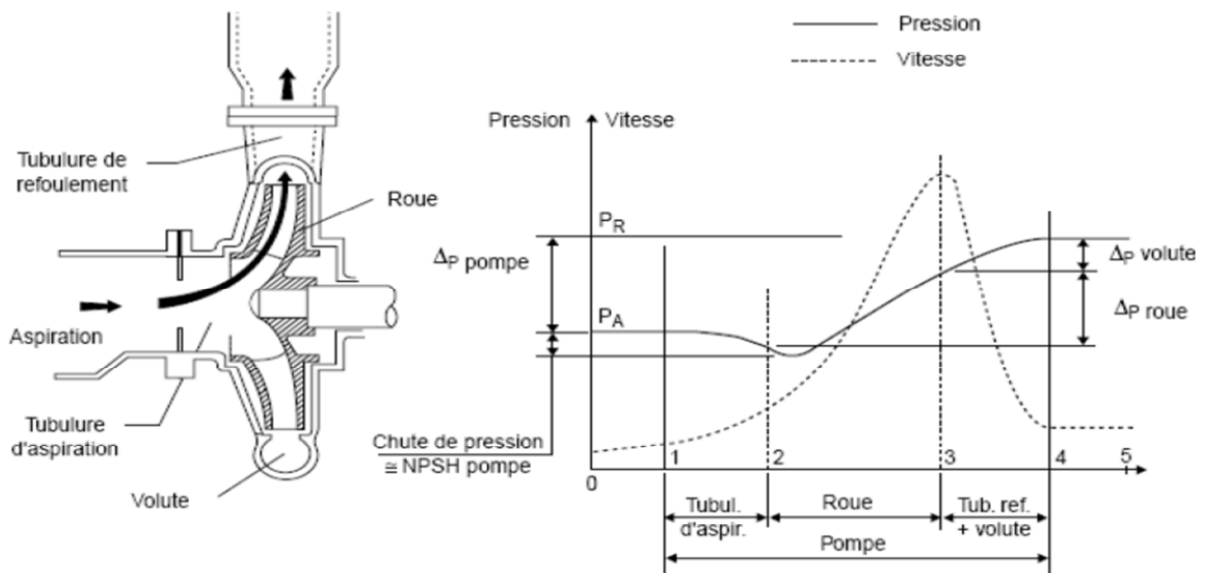


Fig. II. 4: Répartition de la vitesse et de la pression dans une pompe centrifuge.

II.6. Théorie des pompes centrifuges

II.6.1. Triangle des vitesses

L'étude des diverses composantes de vitesse de l'écoulement dans une roue s'effectue graphiquement à l'aide des diagrammes de vitesse dont la forme est triangulaire, ils s'appellent triangles des vitesses. Ils peuvent être tracés pour n'importe quel point du filet liquide à travers la roue, mais d'habitude on porte l'attention sur l'entrée et la sortie de la roue.

En présence d'aubages animés d'un mouvement d'entraînement, correspondant à la mise en rotation du rotor à la vitesse angulaire m , la particule liquide est soumise à deux forces :

- Action de l'aube, génère une vitesse tangentielle de rotation : \vec{U}
- Action de la force centrifuge, donne une vitesse tangentielle à l'aube \vec{W}

Donc la particule va suivre une trajectoire absolue définie par la direction de la vitesse absolue \vec{C} et en vertu de la composition des vitesses, sera issue de la relation vectorielle :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

Où \vec{C} : c'est la vitesse absolue liée aux parties fixes de la machine (**distributeur, diffuseur, stator**),

\vec{U} : c'est la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement du repère tournant, s'agissant d'un mouvement de rotation pure, la vitesse d'entraînement vue simplement :

$$U = \omega \cdot R, \text{ avec : } \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}$$

Où ω c'est la vitesse angulaire de rotation, R c'est la distance de la particule à l'axe de rotation (rayon) et N est le nombre de tours de la roue par minute.

\vec{W} : c'est la vitesse relative liée aux parties tournantes de la machine (**axe, roue**).

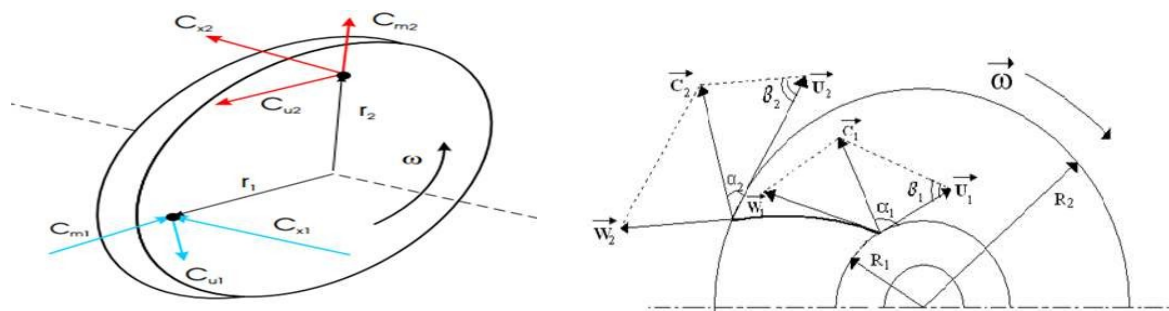


Fig. II. 5 : Ecoulement du liquide à l'intérieur d'une roue à aubes.

Désignons l'angle formé par les vecteurs de vitesse d'entraînement \vec{U} et absolue \vec{C} par « α » et l'angle constitué par les tangentes à l'aube \vec{W} et à la circonférence \vec{U} correspondante de la roue par « β ». Ce dernier est déterminé par l'inclinaison des aubes et par conséquent ne dépend pas du régime de fonctionnement parce qu'il dépend de la vitesse U ou du nombre de tours de la roue.

Nous décomposons la vitesse absolue de l'écoulement \vec{C} en composantes radiale en composantes radiale (méridienne) \vec{C}_r et périphérique \vec{C}_u

➤ *La composante normale (radiale) :* $C_r = C \cdot \sin \alpha$

➤ *La composante circonférentielle :* $C_u = C \cdot \cos \alpha$

La composante C_r peut être déterminée à l'aide de l'équation de continuité

$$C_r = \frac{Q_{\text{Théo}}}{S_{\text{sort}}} = \frac{Q_{\text{Théo}}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}$$

Avec :

$Q_{\text{Théo}}$: est le débit théorique, S_{sort} est la section de la sortie, D_2 est le diamètre extérieur de la roue et b_2 est l'épaisseur de la roue

L'intérêt de tracer le triangle de vitesse et les différents angles est majeur, bien que la forme de la roue et la courbe caractéristique de la pompe, peuvent être prévues à partir de ces données.

De ce fait, les états du mouvement d'entrée et de sortie de la roue tournant à la vitesse angulaire ω constante sont représentés par les triangles des vitesses construits de la manière suivante :

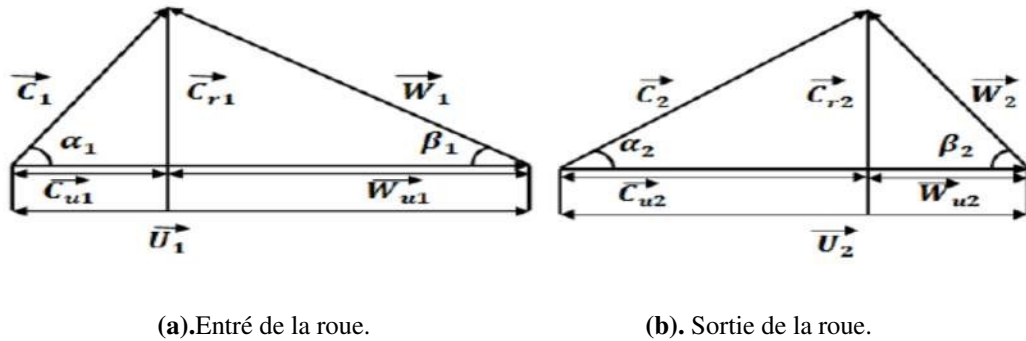


Fig. II. 6 : Triangles des vitesses à l'entrée (a) et à la sortie (b) de la roue.

II.6.2. Caractéristiques et performances

II.6.2.1. Hauteur théorique

L'énergie que fournit la pompe au liquide se présente sous deux formes :

- de l'énergie de pression, correspondant à l'augmentation de pression dans la pompe.
- de l'énergie cinétique, correspondant à l'augmentation de vitesse du liquide entre l'aspiration et le refoulement.

La courbe représentant la variation de hauteur en fonction du débit s'appelle la caractéristique "*hauteur d'élévation*" $H(Q_v)$ de la pompe. Elle a été établie par un essai de la pompe sur un banc d'essai.

L'application du théorème de quantité de mouvement sous forme de moment par rapport à l'axe de la roue, permet d'écrire le couple des forces « M » exercées par la roue sur le liquide sous la forme suivante :

$$M = \rho \cdot Q_v [R_2 \cdot C_{u2} - R_1 \cdot C_{u1}]$$

Par définition la puissance est donnée par la formule :

$$P_{Hyd} = \omega \cdot M \quad [4]$$

et puisque $U = \omega \cdot R$, donc :

$$P_{Hyd} = \rho \cdot Q_v [U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}]$$

donc la hauteur théorique (d'Euler) sera :

$$H_{Euler} = \frac{P_{hyd}}{\rho \cdot g \cdot Q_v} = \frac{1}{g} [U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}]$$

et dans la majorité des cas l'angle $\alpha = 0$ (le fluide rentre dans la roue axialement) donc $C_{u1} = 0$,

$$H_{Euler} = \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g}$$

Sachant que le débit volumique à la sortie de la roue est :

$$O_v = (2 \pi \cdot R_2 \cdot b_2) \times C_{r2}$$

On peut écrire la hauteur théorique en fonction du débit, par:

$$H_{Euler} = \frac{U_2^2}{g} + \frac{U_2}{(2\pi \cdot g \cdot R_2 \cdot b_2) \cdot \tan \beta} \times Q_v$$

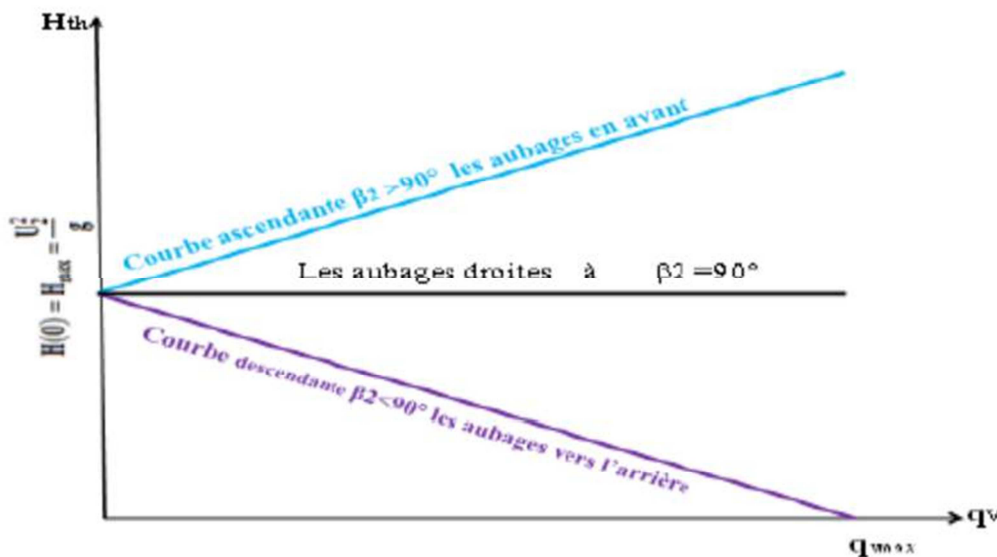


Fig. II.7 : Hauteur théorique en fonction de débit selon le signe de Q_2

II.6.2.2. Hauteur réelle : H_{mt} – Débit

A partir de la droite d'Euler [$H_{Euler} = f(O_v)$] et à l'aide du coefficient du glissement va se déduire, et puis en soustrayant les pertes hydraulique totales (choc + frottement) point par point nous aboutissons à la **hauteur réelle "H_{réelle}" (Hauteur manométrique totale « H_{mt} »)** générée à la sortie de la roue de la pompe appelée industriellement **impulseur** (impeller).

Pour chaque pompe, une courbe est fournie par le constructeur.

Cette caractéristique est obtenue en retranchant les pertes hydrauliques totales (pertes par choc + pertes par frottement) de la hauteur théorique H_{Euler} .

$$H_{mt} = H_{réelle} = H_{Euler} - (\Delta H_{choc} + \Delta H_{frott})$$

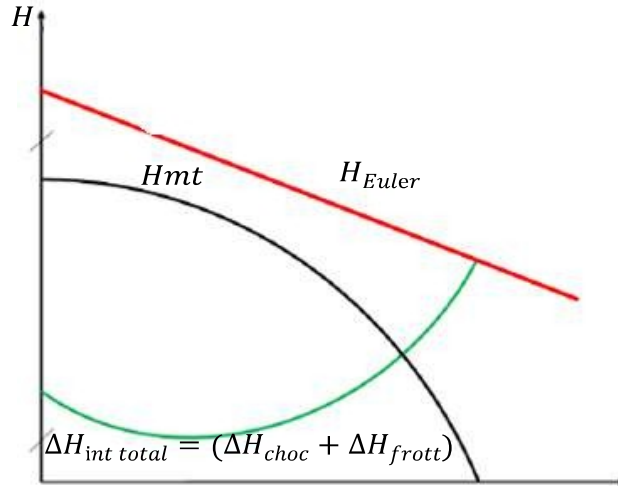


Fig. II. 8: Hauteur réelle d’une pompe centrifuge.

Cette courbe présente les variations de la hauteur manométrique totale d’élévation susceptible d’être fournie par la pompe en fonction du débit Q. Ce sont sensiblement des paraboles.

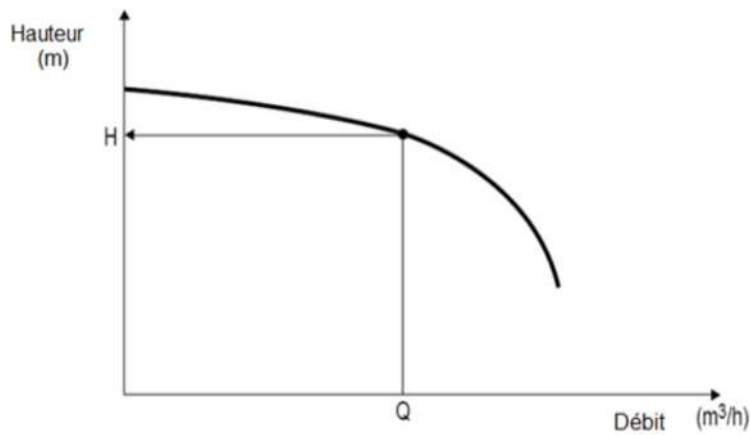


Fig. II. 9 : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit

II.6.2.3. Caractéristique : Rendement, Puissance – Débit:

Le rendement de la pompe est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit. Il est représenté par une courbe fournie par le constructeur de la pompe. Le rendement permet de

déterminer la puissance absorbée sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique.

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement.

La puissance du moteur nécessaire pour entrainer la partie hydraulique est toujours supérieure à la puissance absorbée par l'arbre, compte tenu des pertes diverses dues à la transmission, d'erreurs de calculs, des pertes de charges produites au niveau de la pompe et du couple de démarrage.

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

Le rendement de la pompe est :

$$\mu_{\text{globale}} = \frac{\text{Puissance}_{\text{fournie}}}{\text{Puissance}_{\text{absorbée}}}$$

Avec l'intégration de la puissance fournie par la pompe ($\text{fournie} = \rho \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mt}$) on obtient,

$$\mu_{\text{globale}} = \frac{p \cdot g \cdot Q_v \cdot H_{mt}}{P_{\text{abs}}}$$

En définitive, en regroupant toutes les pertes dans la pompe

$$\eta_{\text{globale}} = \eta_{\text{volumétrique}} \times \eta_{\text{Hydraulique}} \times \eta_{\text{mécanique}}$$

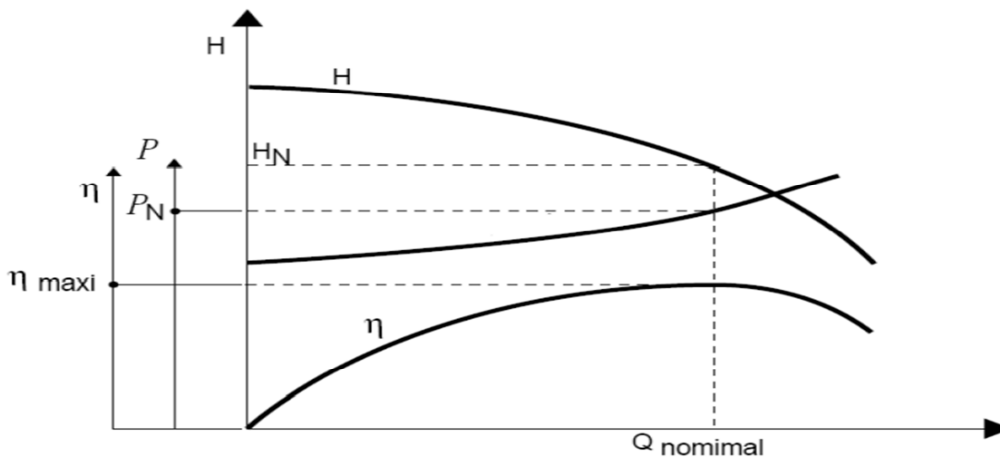


Fig. II. 10: Courbes caractéristiques: Hauteur, rendement et puissance absorbée en fonction de débit.

II.6.2.4. Caractéristique : NPSH – Débit:

Pour éviter le phénomène de cavitation et pour maintenir en tout point du liquide une pression supérieure à la pression de vapeur saturante, on définit une condition d'aspiration, à partir du $NPSH_{requis}$ de la pompe (Net Positive Suction Head) : supplément minimal de pression à ajouter à la pression de vapeur saturante pour obtenir un bon fonctionnement. Il s'agit d'une courbe donnée par le constructeur.

L'installation devra mettre à la disposition de la pompe au niveau de la bride d'aspiration, une charge au moins égale à celle requise ; il s'agit du $NPSH_{disponible}$, elle représente la différence entre la pression totale à l'entrée de la pompe et la pression de vapeur saturante.

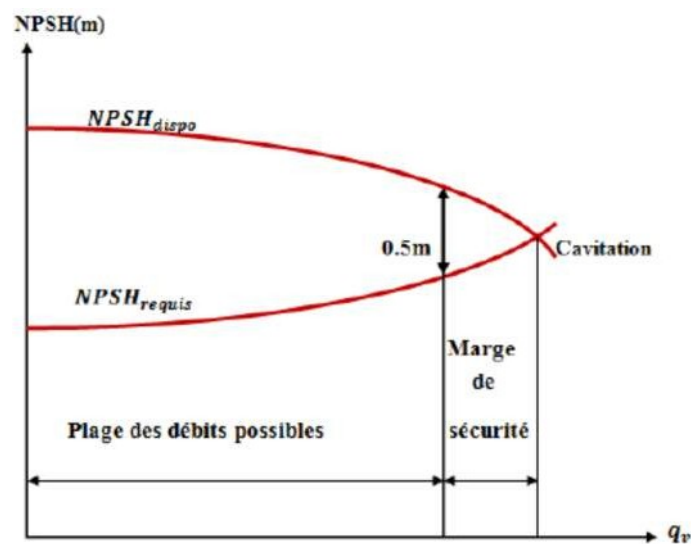


Fig. II. 11 : Courbes caractéristiques de $NPSH_{requis}$ & $dispo$ en fonction de débit.

❖ Condition de bon fonctionnement:

Suites à toutes les incertitudes énoncées précédemment, le problème qui se pose est le choix de la marge de sécurité nécessaire entre le $NPSH_{dispo}$ et le $NPSH_{requis}$ par la pompe pour garantir un fonctionnement sans vibration et sans dégradation. Cette sécurité est de la responsabilité du constructeur, elle est exprimée par la condition :

$$NPSH_{dispo} - NPSH_{requis} \geq 0.5 (m)$$

II.6.3. Cavitation

La cavitation est un terme employé pour décrire le phénomène qui se produit dans une pompe quand le *NPSH* est, insuffisamment, disponible. La pression du liquide est réduite à une valeur égale ou inférieure à sa pression de vapeur là où les petites bulles ou poches de vapeur commencent à se former.

La production de cavités dues à des bulles ou poches de vapeur dans la masse liquide en écoulement est génératrice de chocs très violents et d'abrasions mécaniques rapides et spectaculaires pouvant détruire, très rapidement les organes de la pompe (roue et diffuseur).

Le seul moyen d'empêcher les effets indésirables de la cavitation c'est de s'assurer que le *NPSH disponible* dans le système est plus élevé que le *NPSH requis* par la pompe.



Fig. II. 12 : Dégâts de Cavitation sur les éléments d'une pompe centrifuge.

II.6.4. Point de fonctionnement :

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

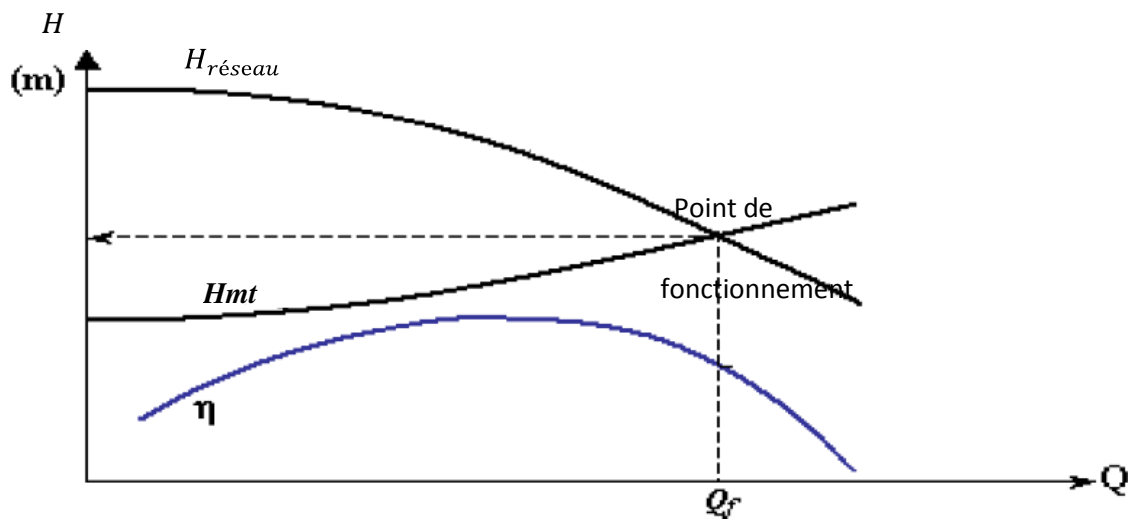


Fig. II. 13 : Le point de fonctionnement d'une pompe.

Remarque:

- La courbe du réseau est le tracé des pertes de charge et variations de pression et d'élévation en fonction du débit volumique, elle a l'allure d'une courbe parabolique ascendante.
- Les effets de ces mesures sur la modification de la courbe caractéristique ne peuvent être prévus que pour un fonctionnement sans cavitation.

II.7. Avantages et inconvénients des pompes centrifuges:

❖ **Avantages:**

- Faible encombrement.
- Simple construction.
- Moins de bruits.
- Régularité du débit.
- Aptitude de fonctionnement à grande vitesse.
- Aptitude de refoulement à grande hauteur.

❖ **Inconvénients:**

- Diminution de rendement à faible débit ou à grande hauteur.
- Apparition du phénomène de cavitation en cas d'insuffisance de pression à l'aspiration.

Diminution de la hauteur de refoulement en cas de fuite dans la conduite.

Chapitre III :
Modélisation mathématique
et conditions aux limites

III.1. Introduction

Dans ce chapitre la démarche de la modélisation des écoulements dans les pompes centrifuges a été présentée. Après un bref aperçu des équations générales qui régissent les écoulements internes, les différents types de solutions et leurs hypothèses simplificatrices ont été exposés.

En vue par un physicien, la mécanique des fluides constitue une branche de physique. En revanche, pour un mathématicien il s'agit d'une branche de mathématiques appliquées. Par ailleurs, vu les soucis d'applications d'ingénierie, l'ingénieur la voit comme une science qui s'appuie, en grande partie sur l'expérience.

En effet, l'étude de la mécanique des fluides ne peut être effectuée en profondeur qu'avec une maîtrise considérable de mathématiques. En présentent, dans ce qui suit, les équations qui décrivent un fluide dans son mouvement, et qui régissent les problèmes de mécanique des fluides, mais il faut bien noter que résoudre ces équations nécessite généralement une puissance informatique colossale. Pour cela en présenteront en parallèle dans le même chapitre les approches mathématiques résolvant l'équation de quantité de mouvement et l'équation de continuité.

III.2. Formes générale des équations fondamentales:

L'écoulement dans les machines est généralement tridimensionnel, instationnaire, visqueux et turbulent. Les équations applicables sont déjà établies, il s'agit de l'équation de continuité et de l'équation dynamique (Navier-Stokes). En fluide compressible, on rajoute à ce système l'équation de l'énergie et l'équation d'état du fluide. En tenant en compte des frottements du fluide sur les parois, et le freinage des couches fluide du a la viscosité, ainsi que la turbulence qui un phénomène naturel inévitable qui engendre tout fluide en mouvement et quelle représente des pertes aléatoires difficiles à prédire dans certains cas. Du coup la complexité du système d'équations obtenu exige un certain nombre de simplifications pour résoudre celles-ci dans un temps raisonnable

III.2.1. Équation de conservation de masse (équation de continuité)

A partir des relations intégrales sur un volume de contrôle et par l'application du

théorème de la divergence les formes différentielles de l'équation de continuité et l'équation de

conservation des quantités de mouvement peuvent être obtenues. L'équation de continuité en mouvement relatif est donnée par :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad \text{(III.1)}$$

III.2.2. Équations de conservation de la quantité de mouvement

Lorsqu'une particule fluide est soumise à un système de forces non équivalent à zéro, elle se met en mouvement, et on applique sur elle les lois de la mécanique classique. Sur un élément de volume, les forces appliquées sont :

- Forces de volume proportionnelles au volume (les termes 1, 2, et 3)
- Forces de pression proportionnelles aux surfaces et normales à ces surfaces (le terme 4)
- Forces d'inertie proportionnelles à l'accélération (le terme 5)
- Forces de frottement dues à la viscosité (le terme 6)

La loi de conservation de quantité de mouvement traduite par les équations de Navier Stokes, pour un écoulement instationnaire exprime tout simplement la loi fondamentale de la dynamique des fluides.

$$\rho \underbrace{\frac{D\vec{v}}{Dt}}_1 = \rho \left[\underbrace{(\vec{v} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{v}}_2 + \underbrace{\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}}_3 \right] = \underbrace{-\vec{\nabla} p}_4 + \underbrace{\rho \vec{g}}_5 + \frac{\partial}{\partial x} \left[\underbrace{\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)}_6 \right] \quad \text{(III.2)}$$

Les hypothèses supposées dans notre travail sont: $\frac{\partial \phi}{\partial t} = 0$

- L'écoulement est permanent.
- L'écoulement est turbulent.
- L'écoulement est tridimensionnel; sans transfert d'énergie.
- Le fluide incompressible

On présente dans ce qui suit les équations gouvernantes le fluide dans son mouvement en deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent.

III.2.3. Équation de continuité en régime laminaire:

$$\text{div } \vec{v} = 0$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{III.3}$$

$$\tag{III.4}$$

III.2.4. Equations de Navier-Stokes en régime laminaire:

La projection de l'équation de Navier-Stokes sur les trois axes du repère cartésien donne:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial z^2} \right) + f_x \\ \frac{\partial V_y}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z^2} \right) + f_y \\ \frac{\partial V_z}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) + f_z \end{aligned} \tag{III.5}$$

III.3. Simulation des écoulements turbulents:

Il existe trois principales méthodes de modélisation d'un écoulement turbulent:

La Simulation Numérique Directe (DNS), dans laquelle on cherche à représenter la totalité des phénomènes physiques, la Simulation des Grandes Echelles (LES), dans laquelle on représente seulement les plus gros tourbillons en fonction du temps, et la simulation moyenne dans laquelle on représente seulement l'écoulement moyen

III.3.1. La Simulation Numérique Directe (DNS):

Les équations de la continuité et du bilan de quantité de mouvement forment un système d'équation fermé de quatre équations à quatre inconnues (u_i, u_j, u_k trois composantes de vitesse et p la pression). Théoriquement, la résolution de ce système est possible et ne nécessite aucun modèle. Malheureusement, en pratique cela n'est pas toujours possible.

En effet, pour un écoulement laminaire avec une géométrie assez simple la DNS est possible. Mais, pour un écoulement turbulent, qui est la règle du point de vue des situations industrielles à nombre de Reynolds élevé, on a des structures turbulentes à toutes les échelles spatiales et temporelles. Pour pouvoir capter ces microstructures de très faible dimension il faut diviser le domaine en volumes de contrôle de taille très petite (au moins aussi petite que la taille de la plus petite structure qu'on souhaite capter) : il faut donc un maillage très fin, donc des processeurs très puissants et beaucoup de mémoire.

On peut estimer un ordre de grandeur du nombre de mailles pour une DNS d'un écoulement turbulent. Pour cela, il faut définir l'échelle de turbulence de Kolmogorov qui donne

la taille de la plus petite structure turbulente en fonction du nombre de Reynolds de l'écoulement:

$$\eta = L Re_L^{-3/4} \quad (III.6)$$

L est l'échelle intégrale représentative de la taille des plus grandes structures tourbillonnaires. Pour un cas 1D de longueur Nh, N étant le nombre de nœuds et h la longueur d'une maille, on doit respecter les conditions suivantes :

Nh > L (c-à-d que le domaine est plus grand que L) ;

$h \leq \eta$ (c-à-d que la taille d'une maille soit plus petite que les plus petites structures).

Soit $N \leq Nh > L$.

Soit encore $N \leq L/\eta = Re_L^{3/4} \quad (III.7)$

Passons à présent en 3D, on obtient : $N_{3D} = N_{31D} = R^{9/4EI}$

Prenons l'exemple où $Re_L = 10^6$ il faudra donc $N_{3D} = 3.10^3$ mailles.

Ceci montre qu'une simulation DNS est très coûteuse et est donc réservée aux cas simples, avec un faible nombre de Reynolds. De plus, déterminer une solution numérique aussi précise a peu d'intérêt dans le cadre d'une application industrielle où on ne s'intéresse généralement qu'aux valeurs moyennes et globales.

Il est donc nécessaire de trouver une autre méthode numérique beaucoup moins coûteuse et plus facile à mettre en place qu'une simulation de type DNS. C'est là qu'interviennent les modèles de turbulence qu'on va présenter (très succinctement) dans ce qui suit. On ne va considérer que les modèles basés sur la moyenne de Reynolds appliquée aux équations de Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes ou encore RANS)

III.3.2. La Simulation des Grandes Echelles (LES)

Représente une technique intermédiaire entre le calcul direct et l'approche statistique. Elle consiste à calculer l'écoulement à partir des équations de Navier- Stokes sur un maillage moins dense et à modéliser les mouvements d'échelles inférieures aux dimensions de la maille. Il s'agit donc d'une simulation des grosses structures turbulentes. Cette méthode est

coûteuse du point de vue de l'ampleur des calculs numériques et devrait être particulièrement utile pour les écoulements dans lesquels les grandes structures jouent un rôle déterminant.

III.3.3. Modèles de turbulence de type RANS

III.3.3.1. La moyenne de Reynolds

Cette moyenne décrit de manière statistique les champs de vitesse. On décompose tout d'abord l'écoulement turbulent en deux termes : $\mathbf{u}_i = \mathbf{U}_i + \mathbf{u}'_i$ (III.8)

où U_i est la valeur moyenne de la vitesse et u'_i est la fluctuation de la vitesse par rapport à la valeur moyenne U_i : $U_i = \overline{U_i}$ et $U'_i = \overline{U'_i}$ (III.9)

La moyenne de cette décomposition permet donc de supprimer les variables fluctuantes. On va donc appliquer cette moyenne aux équations fondamentales de la dynamique des fluides en décomposant les variables u et p . Sans rentrer dans le détail des calculs, en faisant l'hypothèse d'un écoulement incompressible et en l'absence de forces volumiques, ces équations deviennent:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{(III.10)}$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -1/\rho \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} - \partial(\overline{U_i U'_j})/\partial x_i \quad \text{(III.11)}$$

On fait donc apparaître un terme supplémentaire, à savoir $\frac{\partial U_i U'_j}{\partial x_j}$. On peut l'exprimer comme la divergence d'un tenseur, et on introduit ainsi le « tenseur des contraintes de Reynolds ». Ce tenseur symétrique possède 6 composantes indépendantes. Si on fait le bilan des inconnues de notre système toujours composé de quatre équations, on a cette fois-ci : $U_i ; U_j ; U_k ; P$ mais aussi $\overline{U'_i U'_i} ; \overline{U'_j U'_j} ; \overline{U'_k U'_k} ; \overline{U'_i U'_j} ; \overline{U'_i U'_k} ; \overline{U'_j U'_k}$; Soit au total 10 inconnues pour seulement quatre équations. Il est nécessaire d'introduire d'autres équations pour fermer le système.

III.3.3.2. Modélisation de la turbulence

III.3.3.2.1. Modèle k -ε

Le but de cette présentation est de vous montrer comment ce problème de fermeture est traité dans les logiciels de simulation. Nous allons prendre comme exemple un des modèles

plus connus : le modèle k -ε Rappelons qu'il y a deux familles de modèles :

- dans la première famille, on cherche à calculer chaque composante du tenseur de Reynolds à partir de l'équation de transport appliquée non pas à u mais à : $\overline{U'_i U'_j}$ on arrive alors à un autre problème de fermeture portant sur des corrélations triples des fluctuations de vitesse
- dans la seconde famille, dont fait partie le modèle k-ε on utilise le concept de « viscosité turbulente ».

Les modèles de cette dernière famille reposent sur l'hypothèse de Boussinesq qui exprime les contraintes de Reynolds, r_{ij} , comme le taux moyen de déformation du champ des vitesses moyennes :

$$\overline{u'_i u'_j} = -\nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (\text{III.12})$$

Avec: ν_t la viscosité turbulente qui est donc une propriété de l'écoulement, contrairement à la viscosité cinématique ν qui est une propriété du fluide. Dans cette équation,

$$k = \frac{1}{2} \sum_i \overline{U_i'^2} \quad (\text{III.13})$$

l'énergie cinétique turbulente massique (donc homogène à des $m^2.s^{-2}$). En injectant l'Eq audessus on obtient :

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial K}{\partial x_i} + (\nu + \nu_t) \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (\text{III.14})$$

Toute la difficulté est de savoir comment exprimer la viscosité turbulente. Il existe des modèles:

- à zero équation de transport (avec une expression pour ν_t) ;
- à une équation de transport (celle de k) ;
- à deux équations de transport (k et une autre variable ϵ, ω, \dots)

Le modèle k -ε est un modèle à deux équations de transport. La viscosité turbulente est fonction de k et de la dissipation turbulente s :

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (\text{III.15})$$

Ce terme de dissipation turbulente correspond à la puissance massique convertie sous forme de chaleur par les plus petits tourbillons (s est homogène à des $m^2.s^{-3}$). L'ensemble du système à résoudre devient alors :

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{(III.16)}$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial K}{\partial x_i} + (v + vt) \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad \text{(III.17)}$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v + \frac{vt}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + vt \left[\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - \epsilon \quad \text{(III.18)}$$

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(v + \frac{vt}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\epsilon_1} vt \frac{\epsilon}{k} \left[\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] - C_{\epsilon_2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad \text{(III.19)}$$

avec: $C_\mu = 0.09$, $C_{\epsilon_1} = 1.44$, $C_{\epsilon_2} = 1.92$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\epsilon = 1.3$, Ces constantes sont obtenues empiriquement. Sous des hypothèses très fortes, et par calage de constantes sur des expériences de référence, on a aboutit à la fermeture du système.

III.3.3.2 Modèle k- ω SST

Le modèle k- ω SST (Shear Stress Transport) ou transport des contraintes de cisaillement turbulentes, est dérivé du modèle k- ω Standard. Ce modèle combine la robustesse et la précision de la formulation du modèle k- ω dans la région proche de la paroi avec le modèle k- ϵ et toutes ses qualités ; pour les écoulements libres loin de la paroi. La définition de la viscosité turbulente est modifiée pour prendre en compte le transport des contraintes de cisaillement turbulentes, dont voici une forme simplifiée :

$$\mu_t = \frac{pk}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{f(\Omega, K, \omega, y)}{a^*} \right]} \quad \text{(III.20)}$$

$f(\Omega, k, \omega, y)$ est une fonction dépendant du taux de rotation Ω de k de ω et de la distance normale à la paroi y . Les améliorations apportées à ce modèle le rendent plus fiable pour une class d'écoulements plus étendue (écoulements à gradients de pression adverses, surfaces portantes ondes de choc transsoniques) ...etc.

III.4. Méthodes numériques :

Une solution à ces équations aux dérivées partielles peut être calculée numériquement sur un domaine discrétisé par application de différentes méthodes :

- méthode aux différences finies.
- méthode aux éléments finis.

- méthode aux volumes finis.

Contrairement à la méthode des différences finies qui met en jeu des approximations des dérivées intervenant dans les équations à l'aide de développement en série de Taylor, les méthodes des volumes finis et des éléments finis exploitent des approximations d'intégrales. Toutefois, la méthode des volumes finis se base directement sur la forme dite forte de l'équation à résoudre, alors que la méthode des éléments finis se fonde sur une formulation variationnelle

de l'équation (on parle aussi de formulation faible) : on décompose la solution sur une base de fonctions tests.

Dans le cas de la méthode aux volumes finis, les termes de flux sont évalués aux interfaces entre les volumes. Cette méthode est conservative, donc parfaitement adaptée à la résolution de lois de conservation. Plus de 90% des codes de calculs en dynamique des fluides numérique utilisent cette méthode.

A cause du caractère non-linéaire des équations de Navier-Stokes, la résolution des équations se fait souvent de manière itérative à partir de conditions initiales. Dans le cas d'un calcul in stationnaire, par exemple, ce calcul itératif est effectué à chaque pas de temps. Le solveur cherche alors une solution des champs de pression, vitesse, température, (. . .) qui équilibre le système de lois de conservation (masse, quantité de mouvement, énergie). Le critère d'arrêt de ce calcul itératif, imposé par l'utilisateur, est souvent basé sur le résidu des variables. Lorsque celui-ci devient faible (il a baissé de 3 à 4 ordres de grandeur), cela est un signe que le calcul itératif a convergé vers une valeur donnée et peut-être arrêté.

Toutefois, il est impératif d'imposer d'autres critères de convergence, comme la conservation du débit, la constance aux cours des itérations d'une quantité d'intérêt (par exemple la pression statique en entrée d'une pompe) qui a un sens plus physique ou plus parlant par rapport au problème étudié.

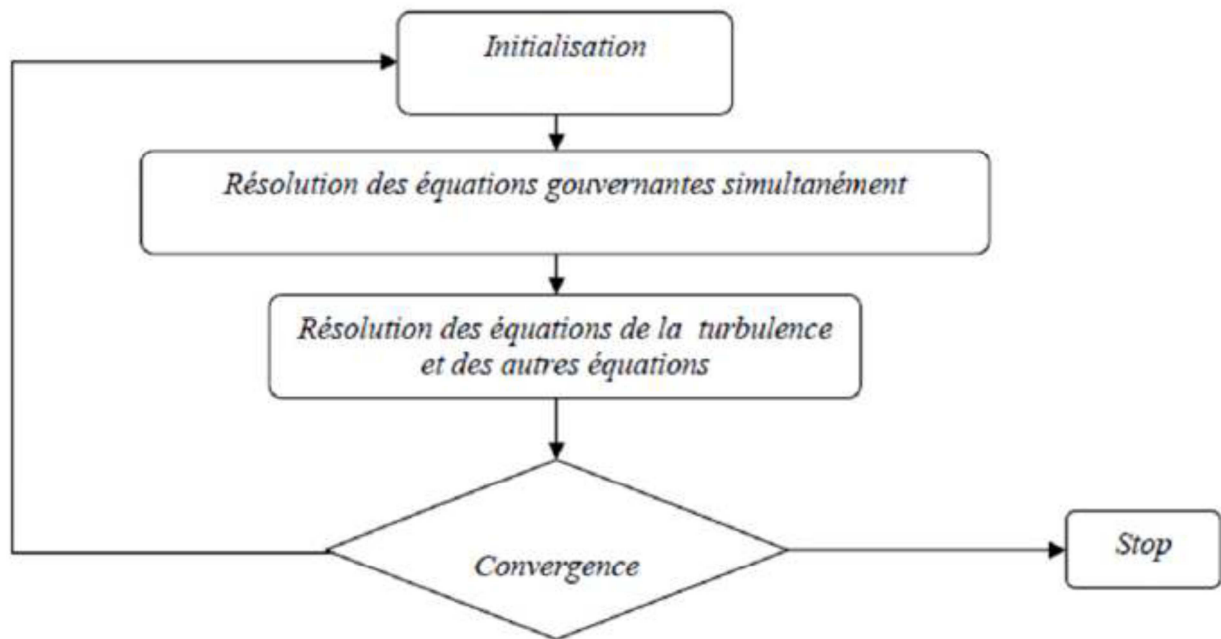


Fig. III. 1 Vue d'ensemble de la méthode de résolution couplée.

III.5. Résolutions des equations

Nous venons de voir de manière très succincte comment un calcul dynamique des fluides numérique est réalisé. Ce qu'il faut retenir :

- le point de départ sont les équations de la dynamique des fluides ;
- étant impossible de les résoudre analytiquement, on a recours aux méthodes numériques
- de discrétisation (spatiale et temporelle) ;
- une simulation DNS est très coûteuse et difficile à mettre en place mais ne nécessite pas de modèle de turbulence ;
- le cas échéant, l'utilisation d'un modèle de turbulence permet de simplifier la mise en place d'un calcul dynamique des fluides numérique;
- au prix d'inconnues supplémentaires qu'il faut modéliser pour parvenir à un système fermé ;
- une modélisation de type RANS fournit des valeurs moyennes et la qualité des résultats comparés à la réalité peut dépendre du choix d'un modèle ;
- d'autres critères interviennent comme l'ordre des schémas de discrétisation, la

qualité du maillage, le nombre de mailles...

Cette section achève la partie « théorique » de cette introduction à la dynamique des fluides numérique. La suite abordera de manière plus pratique le déroulement d'une simulation dynamique des fluides numérique.

III.6. Maillage

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse dynamique des fluides numérique, vu son influence sur la solution calculée. Un maillage de très bonne qualité est essentiel pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et significatif. La qualité du maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul.

Une bonne qualité de maillage repose sur la minimisation des éléments présentant des « distorsions » (skewness en anglais), et sur une bonne « résolution » dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc, . . .). Un bon maillage doit également être suffisamment « lisse ».

III.6.1. Composants du maillage

Le domaine de calcul est défini par un maillage qui représente le fluide et les faces solides qui interviennent.

- “Cell” : volume de contrôle divisant la géométrie ;
- “Face” : frontière d'une “cell”, où sont définies les conditions aux limites ;
- “Edge” : frontière d'une “face” ;
- “Node” : point de maillage ;
- “Zone” : groupe de “nodes”, “faces” et/ou “cells”.

III.6.2. Choix du type de maillage

On définit les maillages structurés, et non structurés (voir Fig. III.3).

III.6.2.1. Maillage structuré (quadra/hexa)

Un maillage structuré est un maillage qui peut être généré en reproduisant plusieurs fois un maille élémentaire. Dans ce type de maillage, tout nœud peut être repéré par un doublet ou un triplet (i, j, k). Le maillage structuré tire profit de la numérotation et la topologie est implicite (stockage quasi-nul). En 2D, les éléments sont des quadrilatères, en 3D ce sont des hexaèdres. Il présente les avantages suivants :

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de mailles par rapport à un maillage non structuré équivalent.

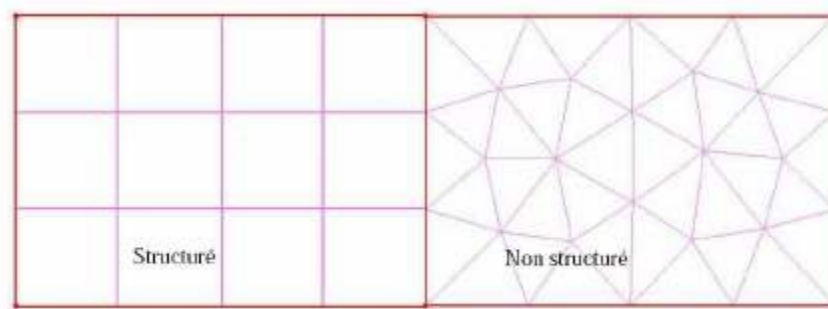


Fig. III 2: Maillages structurés et non structurés. [9]

Lorsque l'écoulement moyen est aligné avec le maillage, un maillage structuré réduit les risques d'erreurs numériques. Ses inconvénients :

- Difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.

Il est beaucoup plus facile à générer en utilisant une géométrie à blocs multiples.

III.6.2.2. Maillage non structuré (tri/tétra)

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition. Ses avantages :

- Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments,
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés. Ses inconvénients :
- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.

- Impose une structure de données gourmande en capacités de stockage.
- Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importantes
- on le compare avec le maillage structuré.

III.6.2.3. Maillage hybride :

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D. Il combine les avantages des maillages structurés et non structurés.

III.6.3. Techniques générales de génération du maillage

En pratique, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valable, cependant il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable. Nous pouvons résumer ces règles ainsi :

- Maintenir une bonne Qualité des éléments,
- Assurer une bonne Résolution dans les régions à fort gradient,
- Assurer un bon Lissage dans les zones de transition entre les parties maillage à fin et les parties à maillage grossier,
- Minimiser le nombre Total des éléments (temps de calcul raisonnable).

On peut se souvenir de ces règles en utilisant la formulation mnémotechnique QRLT.

III.6.4. Convergence en maillage

Dans une modélisation dynamique des fluides numérique, la solution doit être indépendante de la densité du maillage pour être sûr du réalisme de la solution que donne le solveur après convergence.

De manière systématique, pour tout calcul par dynamique des fluides numérique on se doit de réaliser et de présenter un test de convergence en maillage, en reportant l'évolution d'une grandeur, tant qu'à faire que l'on souhaite mesurer par la simulation en cours le coefficient de frottement à une paroi, la différence de charge hydraulique aux bornes d'une pompe, un

coefficient de transfert thermique, . . . en fonction de la taille du maillage que l'on raffine successivement (voir Fig. 6).

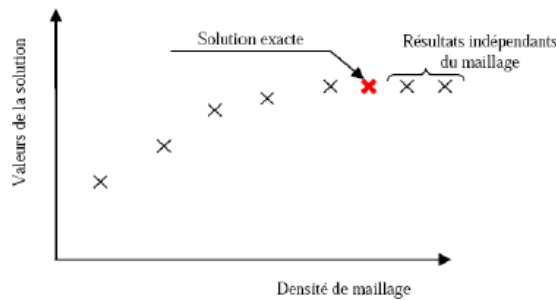


Fig. III 3 : Test de convergence en maillage. [9]

III.7. Discrétisation et les conditions aux limites :

C'est une opération de transformation de la géométrie originale du dispositif à un ensemble de nœuds (grille) ou le dispositif doit garder la forme initiale (originale), ceci se fait par le traçage des lignes parallèles aux axes x et y et leur intersection donne les nœuds du maillage.

Le principe de la discrétisation en volumes finis consiste à transformer les équations gouvernantes en expressions algébriques qui seront résolues numériquement.

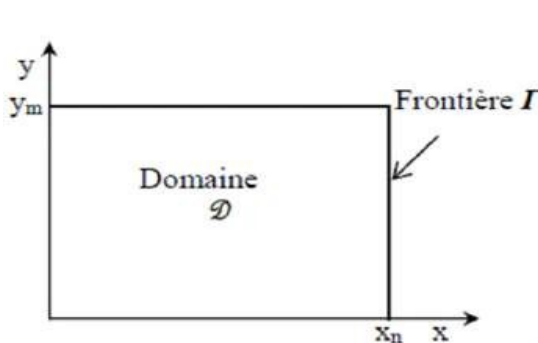


Fig. III. 4 Géométrie originale.

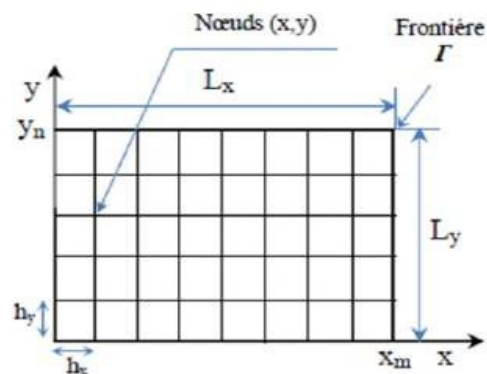


Fig. III. 5 Géométrie discrétisée [9]

III.7.1. Opération conditions

Avant de choisir les conditions aux limites, il faut choisir d'abord la valeur de la pression de référence. En effet, bien souvent les calculs sont effectués avec une pression relative appelée "gauge pressure" et ce afin d'éviter les erreurs d'ordre numérique lors du calcul pour des

écoulements à faible nombre de Mach. La relation liant la pression absolue à la “gauge pressure” est donnée par $P_{abs} = P_{op} + P_{gauge}$, avec P_{op} la “operating pressure”. Par défaut il s’agit de la pression atmosphérique.

On peut également inclure la gravité. Attention, selon les codes, on a alors prise en compte ou non de la pression hydrostatique dans la pression utilisée.

III.7.2. Les conditions aux limites :

On dispose d’un certain nombre de conditions, parmi lesquelles on distinguera des conditions d’entrée, de sortie, aux frontières solides, de périodicité ou de symétrie. Il faut garder à l’esprit que par défaut, les conditions imposées de type entrée / sortie correspondent à des profils uniformes sur la frontière, ce qui ne représente pas toujours la réalité physique.

Par exemple, pour Fluent, on a le choix pour les entrées entre :

- Velocity Inlet: Utilisée pour des écoulements incompressibles ou moyennement compressibles; la vitesse d’entrée est imposée.
- Pressure Inlet : Utilisée pour les écoulements compressibles et incompressibles. On fixe alors la pression totale **en entrée**.
- Définition de la pression totale en écoulement incompressible :

$$P_t = p + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (III.21)$$

En écoulement compressible de c_p constant, avec γ l’exposant isentropique et M le nombre de Mach :

$$P_t = p (1 + (\gamma - 1)/2 M^2)^{\gamma/(\gamma - 1)} \quad (III.22)$$

Mass Flow Inlet: On impose un débit massique connu à l’entrée. Pas nécessaire en écoulement incompressible.

- Inlet Vent : Exotique, correspond à une grille d’aération dont on fixe la loi de perte de charge.
- Intake Fan : Exotique, correspond à un ventilateur d’aspiration dont on fixe la caractéristique.

Et pour les sorties :

Pressure Outlet : Spécifie la pression statique de sortie. L’utilisation de Pressure Outlet sert à définir la pression statique à la sortie. L’utilisation de la condition “Pressure Outlet” au lieu

de “Outflow” a souvent comme conséquence une meilleure convergence. Nota:

Problèmes de retour de débit (“BackFlow”). Le phénomène apparaît lorsque la pression statique dans une maille voisine à la maille qui est sur la frontière est inférieure à la pression imposée en conditions aux limites. Il faut essayer d’éliminer le “Backflow” en éloignant la sortie (en allongeant le domaine de calcul).

- Outflow : Cette condition est utilisée pour modéliser les sorties de fluide dont on ne connaît pas a priori les détails de la vitesse et de la pression à la sortie. On suppose qu’on a atteint un régime établi où les gradients de vitesse et de température normaux à la sortie sont nuls.

Cette condition n’est pas appropriée pour les calculs suivants :

- Si le problème possède une condition de type “Pressure Inlet” ;
- Si vous modélisez un écoulement compressible ;
- Si vous modélisez un écoulement instationnaire avec variation de la densité.
- Pressure Far-field : uniquement en compressible, on modélise un écoulement libre de nombre de Mach connu.
- Outlet Vent : Exotique, correspond à une grille d’aération dont on fixe la loi de perte de charge.
- Outake Fan : Exotique, correspond à un ventilateur d’extraction dont on

fixe la caractéristique.

Conditions de parois

Cette condition aux frontières permet de spécifier les parois du volume de contrôle. Les parois peuvent être déclarées fixes ou en mouvement relatif à l’exemple des rotors des machines roto dynamiques.

Chapitre IV :

**Simulation numérique par un
logiciel**

IV.1. Introduction:

Ce chapitre est consacré à la résolution des équations présentées dans le précédent chapitre. On va présenter au premier lieu, le code de calcul utiliser et les étapes à suivre pour réaliser une simulation, La géométrie ainsi que la création du maillage de la pompe centrifuge sont expliquées, puis on verra les procédures utiliser par ANSYS Fluent pour la résolution des équations de transport, les conditions aux limites seront exposés.

IV.2. Présentation de code de calcul ANSYS Fluent:

ANSYS Fluent est le logiciel de dynamique des fluides (CFD) le plus puissant du marché pour aller plus vite et plus loin dans l'optimisation de la performance. ANSYS Fluent offre des fonctionnalités éprouvées de modélisation physique d'écoulement fluide, de turbulence, de transfert de chaleur et de réaction chimique, et fournit des résultats rapides et précis pour une très large gamme d'applications CFD et multiphysiques.

ANSYS permet de prédire avec confiance le succès des produits dans le monde réel. Les entreprises utilisent ANSYS pour créer des prototypes virtuels complets de produits et de systèmes complexes de mécanique, d'électronique, de composants électroniques et de logiciel mettant en jeu tous les phénomènes physiques qui existent dans la réalité.

Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie à travers le monde. Il est souvent considéré comme une référence dans le domaine de la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique, il dispose d'une interface de scripts pour automatiser les processus de calcul. L'un des intérêts de ce logiciel de simulation généraliste, est qu'il dispose d'un nombre relativement important de modèles, pouvant faire face à divers aspects de la mécanique des fluides, Fluent contient également un outil de visualisation des résultats qui permet d'afficher les champs de pression, vitesse, surface...etc.

La résolution numérique par Fluent d'une manière générale, suit les étapes suivantes :

1. Création de la géométrie sous ANSYS-Design modeler;
2. Choix de maillage sous ANSYS-Meching ;
3. Définition des conditions aux limites sous Fluent;
4. Calcul avec FLUENT pour les différents cas retenus ;
5. Analyse des résultats obtenus.

IV.3. Géométrie

Elle consiste à dessiner la pompe centrifuge en utilisant ANSYS design modeler.

La géométrie étudiée est composée respectivement de:

- Une roue de diamètre 60 mm, 6 mm d'épaisseur.
- 8 aubes hélices (Angle 10°), 1.5 mm d'épaisseur
- Un arbre de diamètre extérieur 15 mm, 8.5 de diamètre intérieur, et d'une longueur de 20 mm
- Un collecteur (Volute) de diamètre 40 mm

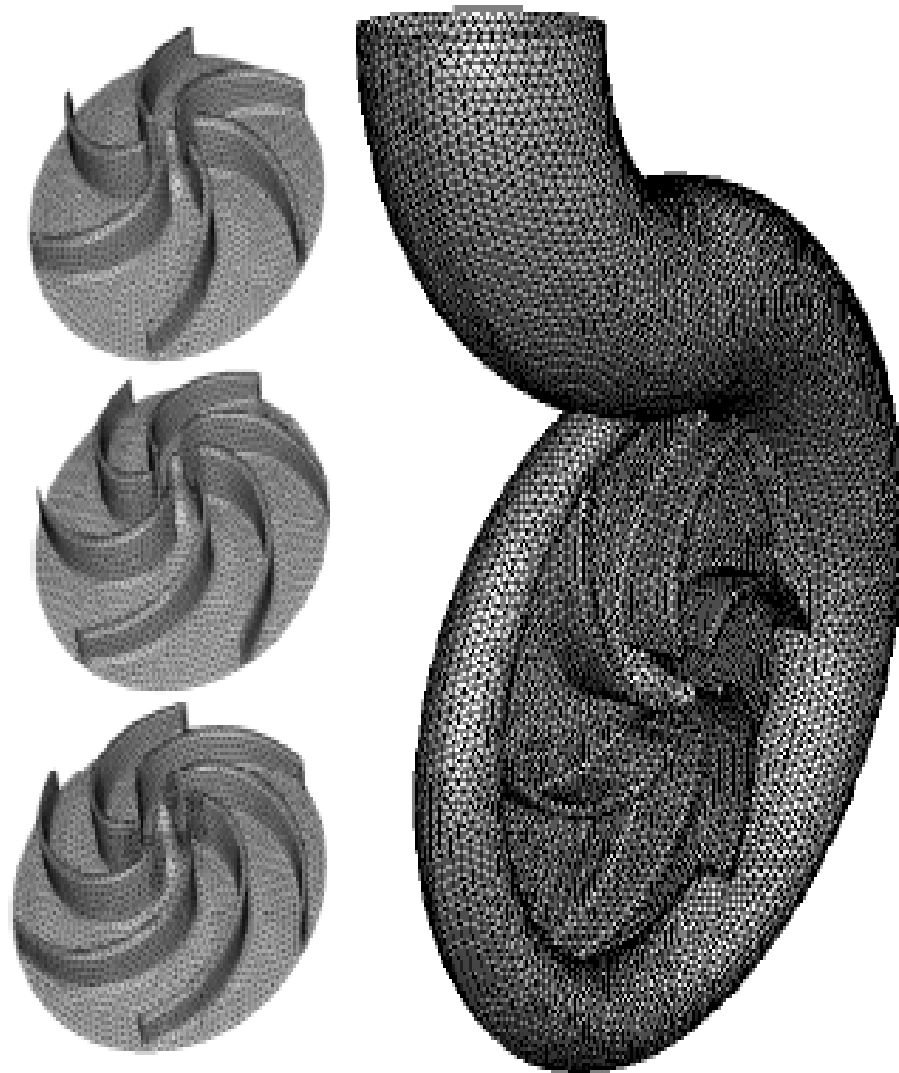


Fig. IV.1: Présentation du domaine d'étude (vue Isométrique).

IV.4. Le maillage

Un des concepts les plus importants en CFD consiste à diviser le domaine d'écoulement par des petites cellules, cette étape représente la phase préliminaire à toute résolution les

équations gouvernantes seront ainsi résolues pour chacune des cellules générées.

Selon la forme géométrique, il faut bien choisir une maille adaptable à la géométrie, les mailles utilisées par Fluent sont les suivantes :

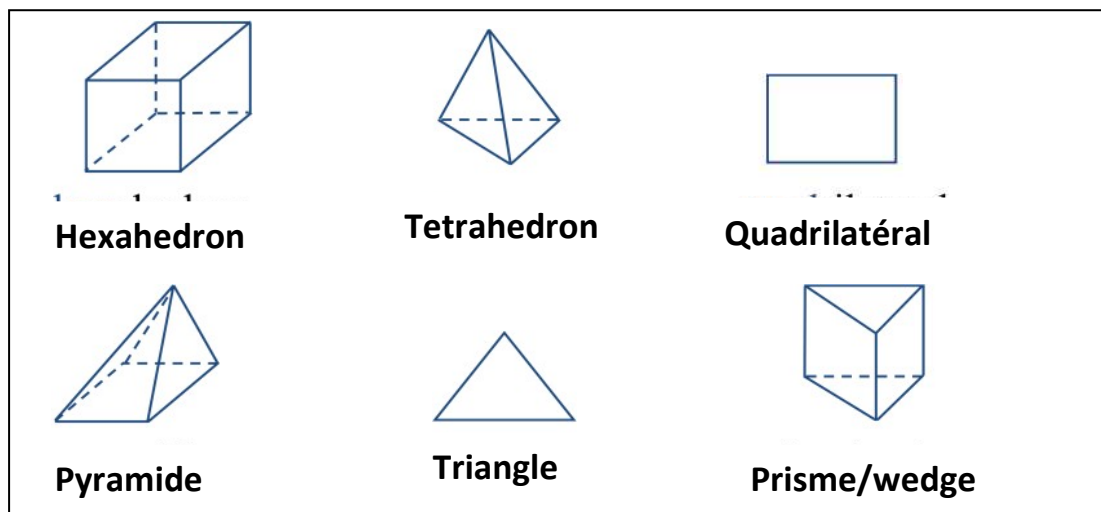


Figure IV.2 : les différents types de mailles utilisées en volumes finis par Fluent

Le maillage est la subdivision de domaine d'étude en sous-domaine appelé volume de contrôle. Il est caractérisé par:

- La dimension des mailles : 2D ou 3D ;
- Le nombre de maille ;
- La distance entre les mailles
- La géométrie des mailles : triangulaire et quadrilatérale tétraédrique et hexaédrique(3D).

Le maillage adopté dans notre cas, est un maillage triangulaire et quadratique composé de 97799 nœuds avec une transition progressive.

Le maillage de différentes zones de la pompe centrifuge est représenté dans les figures suivantes

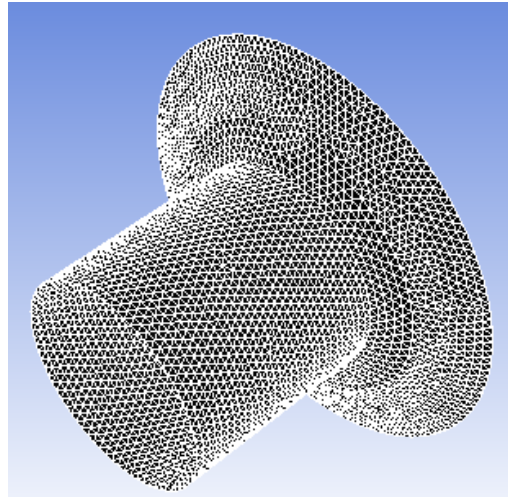


Fig. IV.3: Maillage de la zone d'entrée. (Inlet).



Fig. IV.4: Maillage de la zone de sortie. (Outlet).

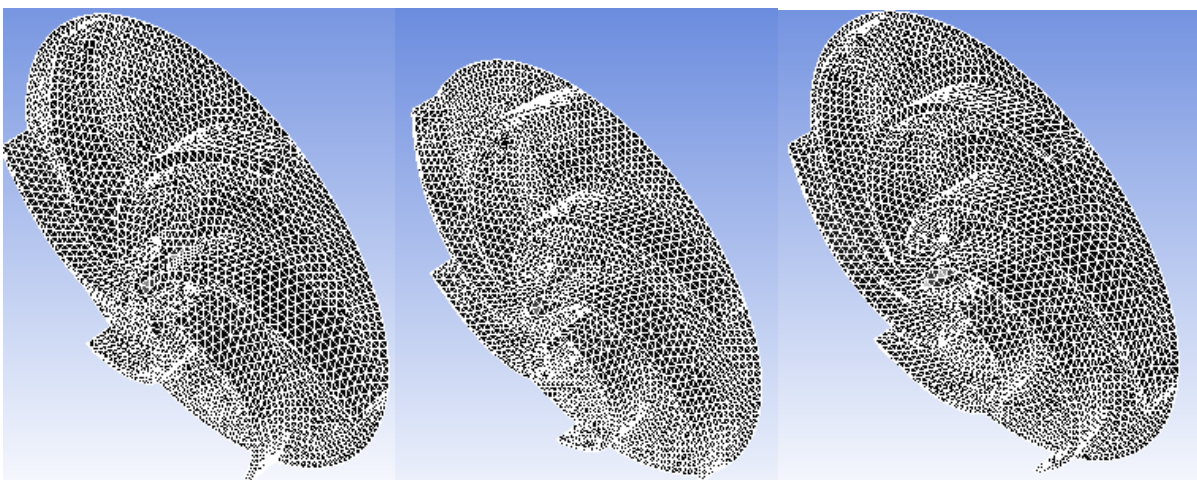


Fig. IV.5: Maillage de zone de roue. (Impeller zone).

IV.5. Méthode de résolution :

La méthode de résolution adaptée par ANSYS Fluent est la méthode des volumes finis.

C'est une technique de discrétisation, elle insiste de faire une :

1. Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille de calcul (Maillage) ;
2. Intégration des équations de conservation aux dérivées partielles sur les volumes de contrôle individuels (figure IV.5), et les convertir en équations algébriques, ce qui donne une équation discrète des inconnus telles que les vitesses, la pression sont conservés scalaires.

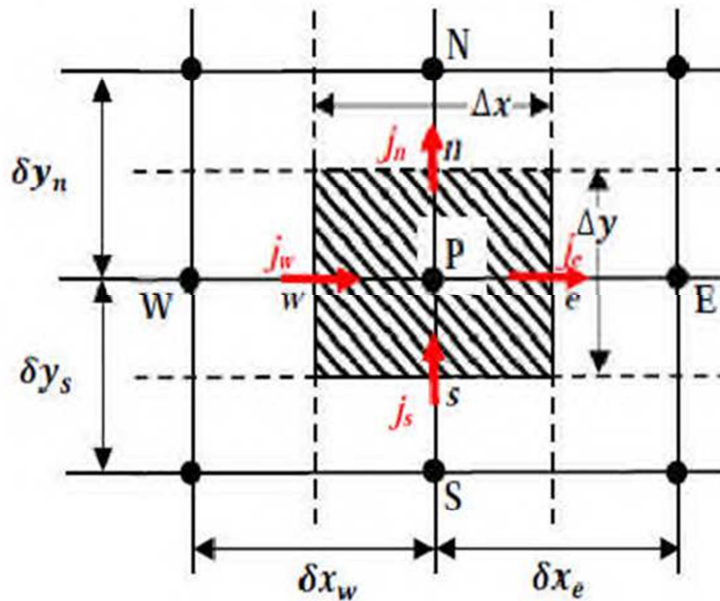


Fig. IV.6: Volume de contrôle.

3. La linéarisation des équations discrétisées et la solution du système d'équations linéaires résultant pour donner les valeurs mises à jour des variables dépendantes

Avec :

P : le nœud principale ;

(E, W) et (N, S) présentent respectivement les volumes de contrôle voisins dans les directions x et y ;

(e, w) et (n, s) : les faces de volume de contrôle respectivement dans les direction x et y.

L'équation générale de transport d'une variable Φ s'écrit comme suit :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi)}_1 + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_l}(\rho u_l \Phi)}_2 = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_l} \left[\Gamma_{\Phi} \frac{\partial \Phi}{\partial x_l} \right]}_3 + \underbrace{S_{\Phi}}_4 \tag{IV. 1}$$

Avec :

- 1: représente le terme transitoire ;

- 2: transport par convection ;
- 3: transport par diffusion ;
- 4: terme source de variable Φ ;
- Φ : quantité scalaire ;
- $\Gamma\Phi$: coefficient de diffusion.

L'équation (IV.1) s'écrit en coordonnées cartésiennes, bidimensionnelles comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\Phi) + \frac{\delta}{\delta y}(\rho v\Phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_{\Phi} \frac{\partial\Phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_{\Phi} \frac{\partial\Phi}{\partial y}\right) + S_{\Phi} \quad (\text{IV. 2})$$

Cette équation peut s'écrit en cas stationnaire sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u - \Gamma_{\Phi} \frac{\partial\Phi}{\partial x}\right) + \frac{\delta}{\delta y}\left(\rho v\Phi - \Gamma_{\Phi} \frac{\partial\Phi}{\partial y}\right) = S_{\Phi} \quad (\text{IV. 3})$$

On pose :

$$\begin{cases} j_x = \left(\rho u\Phi - \Gamma_{\Phi} \frac{\partial\Phi}{\partial x}\right) \\ j_y = \left(\rho v\Phi - \Gamma_{\Phi} \frac{\partial\Phi}{\partial y}\right) \end{cases}$$

Où j_x, j_y sont respectivement les flux totaux (par convection et diffusion) par unité de surface suivant les directions x et y .

L'équation (IV.3) devienne :

$$\frac{\partial j_x}{\partial x} + \frac{\delta j_y}{\delta y} = S_{\Phi} \quad (\text{IV. 4})$$

A. Discrétisation de l'équation de transport

L'intégrale de l'équation de Φ sur un volume de contrôle est donnée par:

$$\int_s^n \int_w^e \left(\frac{\partial j_x}{\partial x} + \frac{\delta j_y}{\delta y}\right) dx dy = \int_s^n \int_w^e S_{\Phi} dx dy \quad (\text{IV. 5})$$

$$\int_s^n \int_w^e \frac{\partial j_x}{\partial x} dx dy + \int_s^n \int_w^e \frac{\delta j_y}{\delta y} dx dy = \int_s^n \int_w^e S_{\Phi} dx dy \quad (\text{IV. 6})$$

$$[(j_x)_e - (j_x)_w] \int_s^n dy + [(j_y)_n - (j_y)_s] \int_w^e dx = \int_s^n \left[\int_w^e S_{\Phi} dx\right] dy \quad (\text{IV. 7})$$

$$\Rightarrow (j_x)_e \Delta y - (j_x)_w \Delta y + (j_y)_n \Delta x - (j_y)_s \Delta x = \overline{S_{\Phi}} \Delta x \Delta y \quad (\text{IV. 8})$$

Avec:

$\overline{S_\Phi}$: La valeur moyenne du terme source sur le volume de contrôle, qui est linéarité de façon à forcer la convergence, de sorte que:

$$\overline{S_\Phi} = S_c + S_p \Phi_p \quad (IV. 9)$$

Où :

S_c : est la partie constante qui ne dépend pas explicitement de Φ . S_p : est la pente de Φ .

Il est nécessaire que le coefficient

S_p soit inférieur à zéro pour que la solution soit numériquement stable et que la convergence soit plus rapide.

Si on pose : Si on pose :

$$\begin{cases} j_e = (j_x)_e \Delta y \\ j_w = (j_x)_w \Delta y \end{cases} \quad \text{et} \quad \begin{cases} j_n = (j_y)_n \Delta x \\ j_s = (j_y)_s \Delta x \end{cases}$$

L'équation (IV.8) s'écrit comme suit :

$$j_e - j_w + j_n - j_s = \overline{S_\Phi} = S_c + S_p \Phi_p \quad (IV. 10)$$

Avec:

j_e, j_w, j_n, j_s : sont les flux totaux intégrés sur chaque face de volume de contrôle, ils sont composés de deux parties : flux convectif et diffusif.

$$j_e = \left(\rho u \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_e \Delta y \quad (IV. 11)$$

$$j_w = \left(\rho u \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_w \Delta y \quad (IV. 12)$$

$$j_n = \left(\rho v \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right)_n \Delta x \quad (IV. 13)$$

$$j_s = \left(\rho v \Phi - \Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right)_s \Delta x \quad (IV. 14)$$

B. Les schémas de discrétisation :

ANSYS Fluent dispose de plusieurs schémas de discrétisation pour les termes convectifs, on distingue :

1. Schéma de discrétisation Upwind premier ordre.
2. Schéma de loi de puissance (Power-law).

3. Schéma Upwind deuxième ordre.

Un schéma de premier ordre donne une meilleure convergence que le schéma de deuxième ordre, mais il donne des résultats moins précis, en particulier sur le maillage triangulaire/tétraédrique. Pour des maillages quadratiques/hexaédriques, les meilleurs résultats sont obtenus en utilisant le schéma Upwind de deuxième ordre.

Pour le schéma de loi de puissance, il donne la même précision que le schéma de premier ordre.

Pour notre cas, on opte pour le schéma Upwind de deuxième ordre pour les équations de mouvement et de pression, et le schéma Upwind de deuxième ordre pour les équations de dissipation (ϵ) et cinétique (K), et la pression de deuxième ordre, et pour le calcul de gradient, on va utiliser la méthode de Least Squares Cell-Based.

L'équation de transport scalaire discrétisé contient la variable scalaire inconnue au centre de la cellule, ainsi que des valeurs inconnues dans des cellules voisines environnantes. Cette équation sera, en générale, être non-linéaire par rapport à ces variables. Une forme linéarisée de l'équation peut s'écrire :

$$a_p \Phi = \sum_i a_i \Phi_i \quad (\text{IV. 15})$$

Où :

i (E, W, N, S): indice se réfère à des cellules voisines:

a_p, a_i sont les coefficients linéarisés pour Φ et Φ_i .

b : nombre qui dépend de terme source des cellules voisines.

Le nombre de voisins de chaque cellule dépend de la topologie du maillage, mais sera généralement égale au nombre de faces entourant la cellule (cellules limites étant l'exception).

Finalement, l'équation de discrétisation spatiale s'écrit comme suit :

$$a_p \Phi_p = a_E \Phi_E + a_W \Phi_W + a_N \Phi_N + a_S \Phi_S + b \quad (\text{III. 16})$$

IV.6. Conditions aux limites de fluide

Pour le code Fluent, les types disponibles des conditions aux limites sont classés comme suite:

a. Conditions d'entrée et de sortie de l'écoulement:

- Pression d'entrée (pressure inlet).
- Vitesse de l'entrée (velocity inlet).

- Débit massique à l'entrée (mass flow inlet).
- Pression de sortie (pressure outlet).
- Sortie (out flow).
- Champ de pression lointain (pressure far-field).

b. Cellules des zones internes:

- Fluide.
- Solide.

c. Conditions des cellules des zones:

- Volute (Casing).

Zone de roue (impeller zone), vitesse de rotation est 1500 rpm, tourne suivant l'axe(OX).

IV.7. Critère de convergence

La convergence est calculée et mémorisée par la somme des résidus pour chacune des variables conservative à la fin de chaque itération, ces résidus tendent à zéro lorsque la solution converge.

Le résidu est calculé sous ANSYS Fluent par la relation suivante :

$$R^{\Phi} = \sum_{\text{domain } p} \left| \sum_i a_i \Phi_i + b - a_p \Phi_p \right| / \sum_{\text{domain } p} |a_p \Phi_p| \quad (\text{IV.17})$$

Chapitre V :

Résultats et discussions

V.1. Introduction

Ce chapitre présente principalement les résultats obtenus par les simulations numériques effectuées pour trois types de roues de la pompe ; à angle de sortie des aubes ouvert, base et fermé et pour trois régimes de rotation 1500, 2000 et 2900 tours/min en fait variant le débit massique de 1, 3 et 6 kg/s. Il consiste à étudier les performances de la pompe pour les différentes configurations et la vérification et la comparaison de la distribution de la vitesse et de la pression pour les configurations correspondantes. Ensuite, l'évolution moyenne radiale de la pression statique est aussi investiguée pour des débits différents des trois types de pompes.

V.2 Caractéristique de la pompe centrifuge

Désignation	Dimensions
Diamètre d'entrée de la roue	50 mm
Diamètre sortie turbine	100 mm
Hauteur de sortie de l' aube	15,7 mm
Hauteur entrée d' aube	8,11 mm
Lame numéro	6
Épaisseur de l' aube	2,7 mm
Angle d'entrée de l' aube	30°
Angle de sortie de l' aube	Ouvert, Base, Fermé

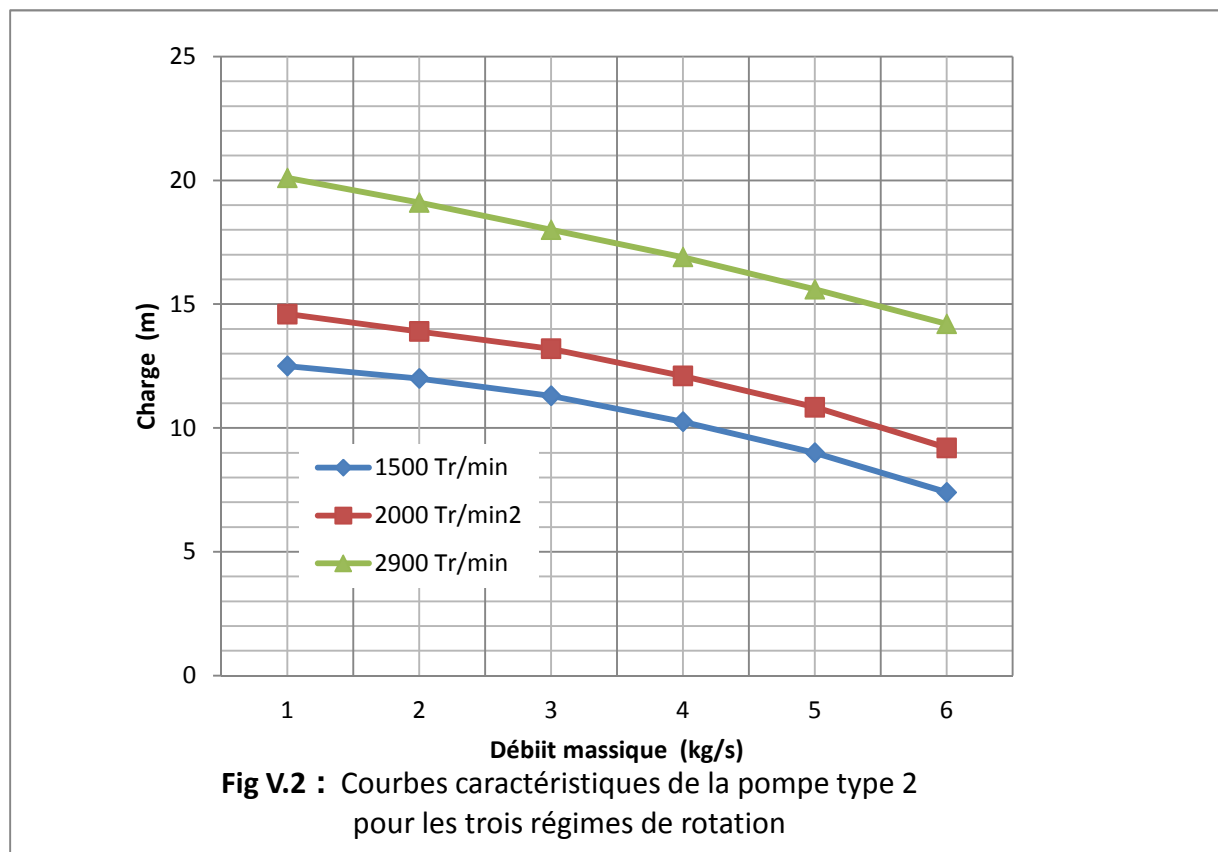
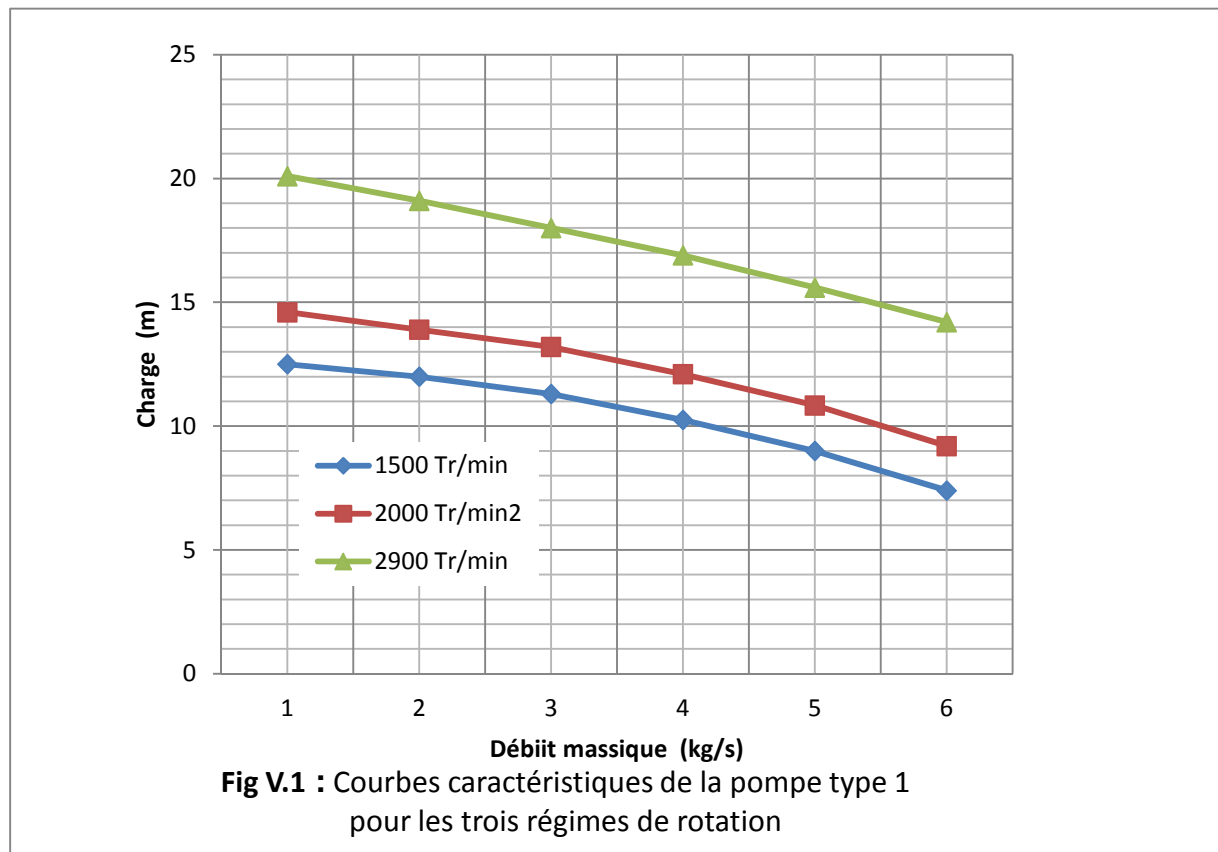
Tableau V. 1. les performances de la pompe centrifuge.

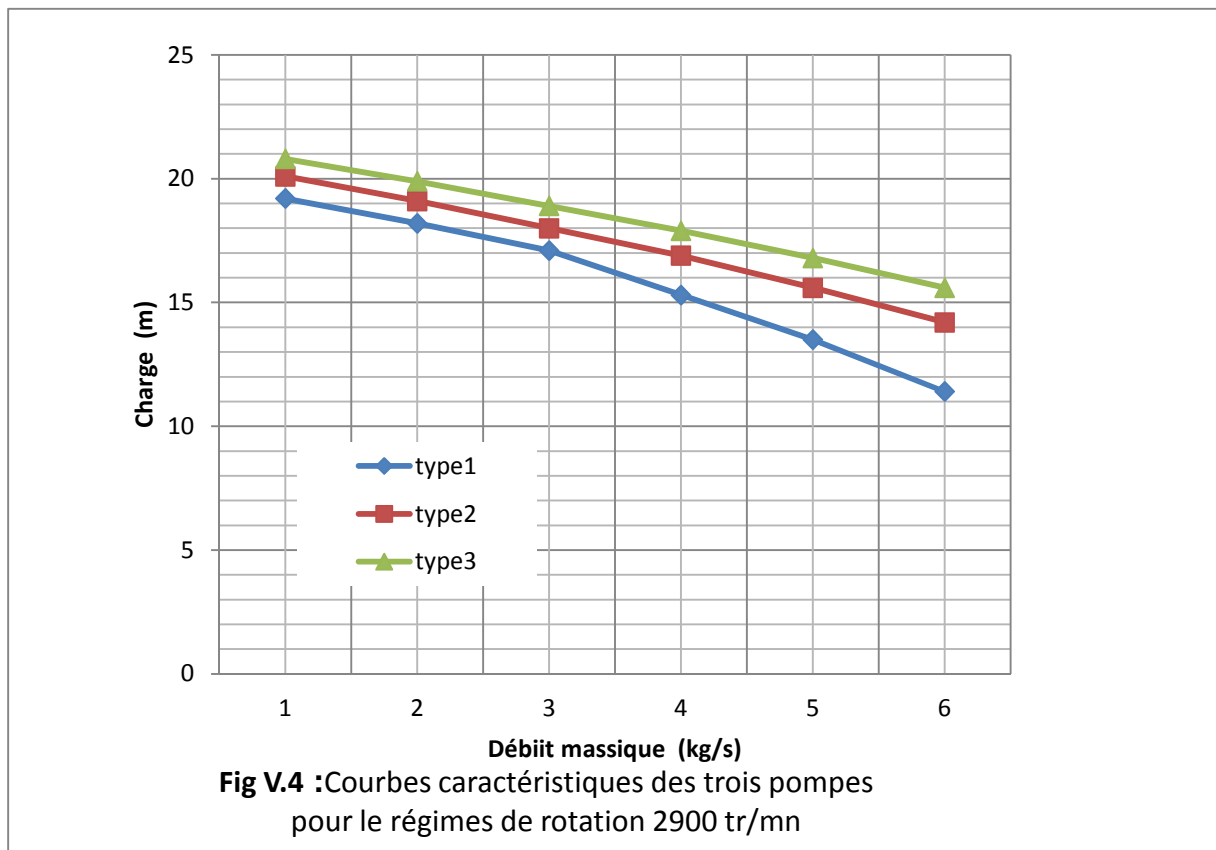
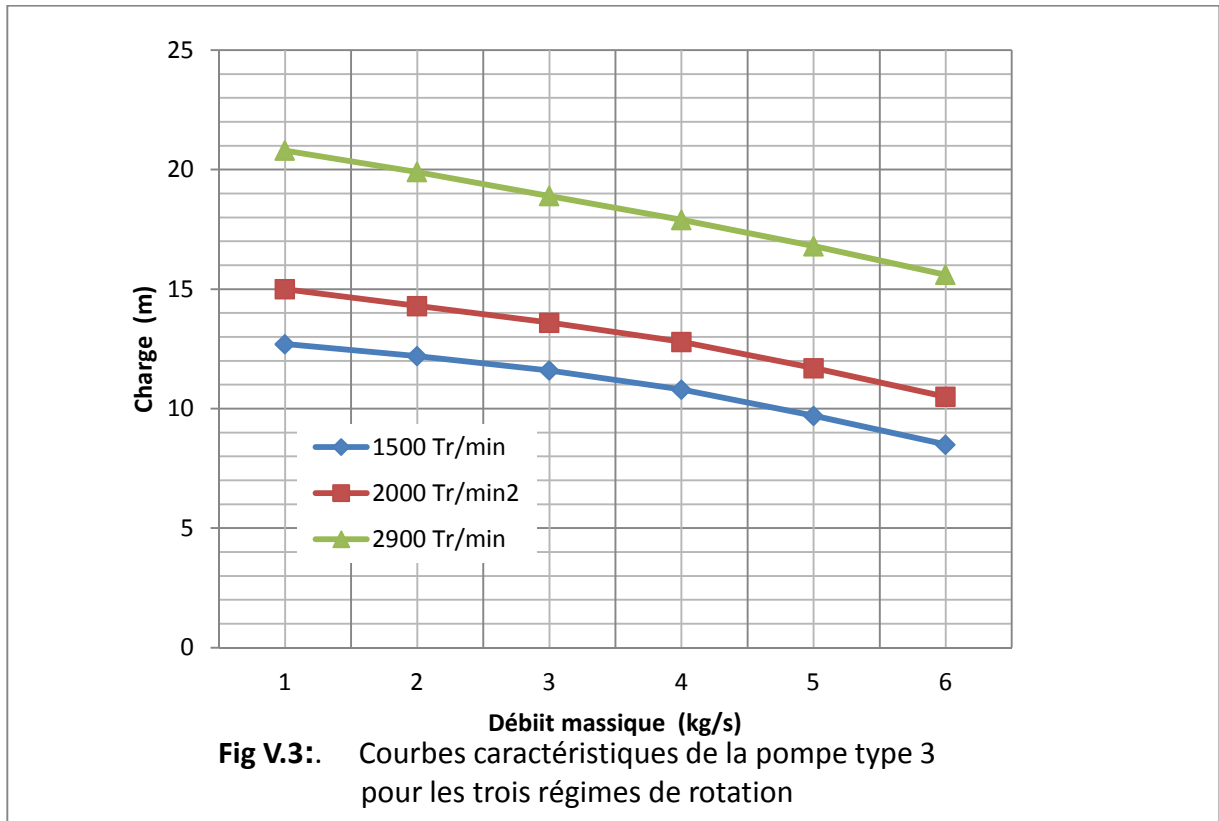
V.3. Courbes charge-débit

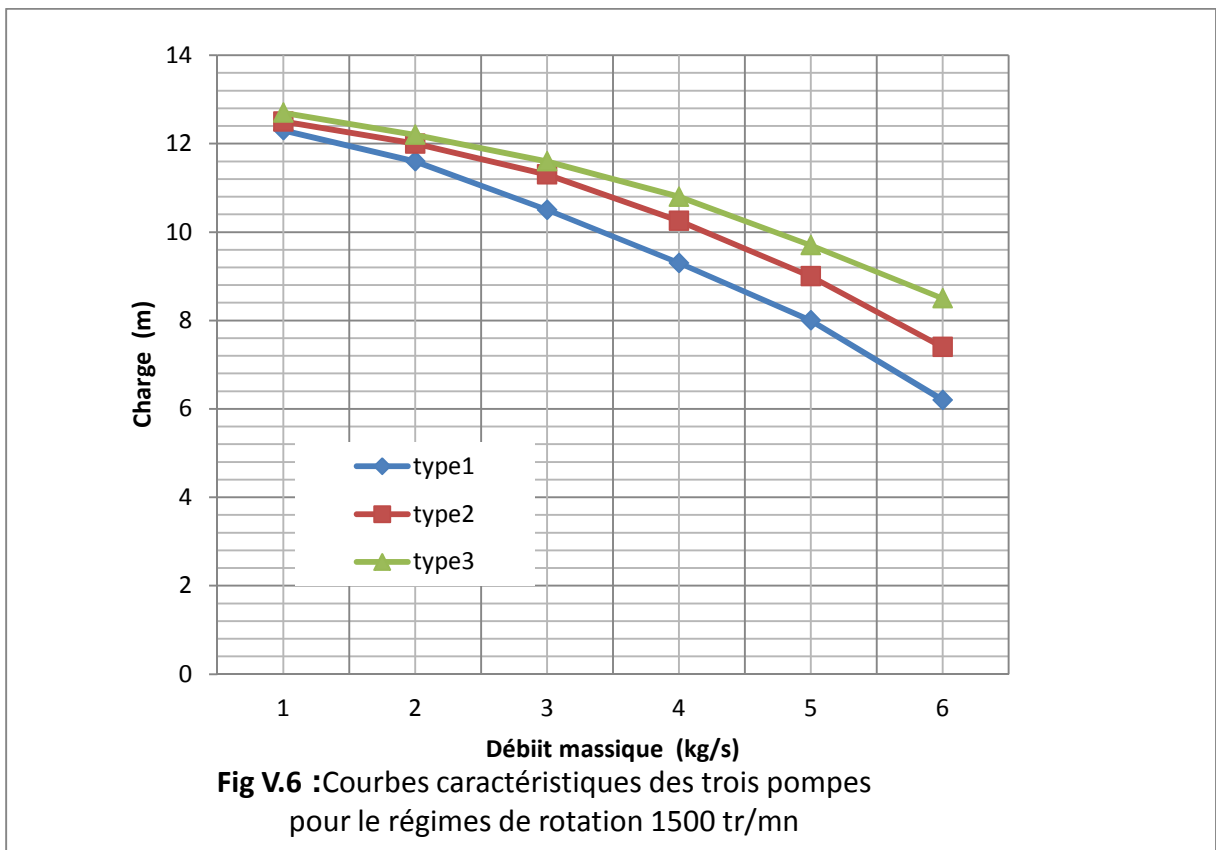
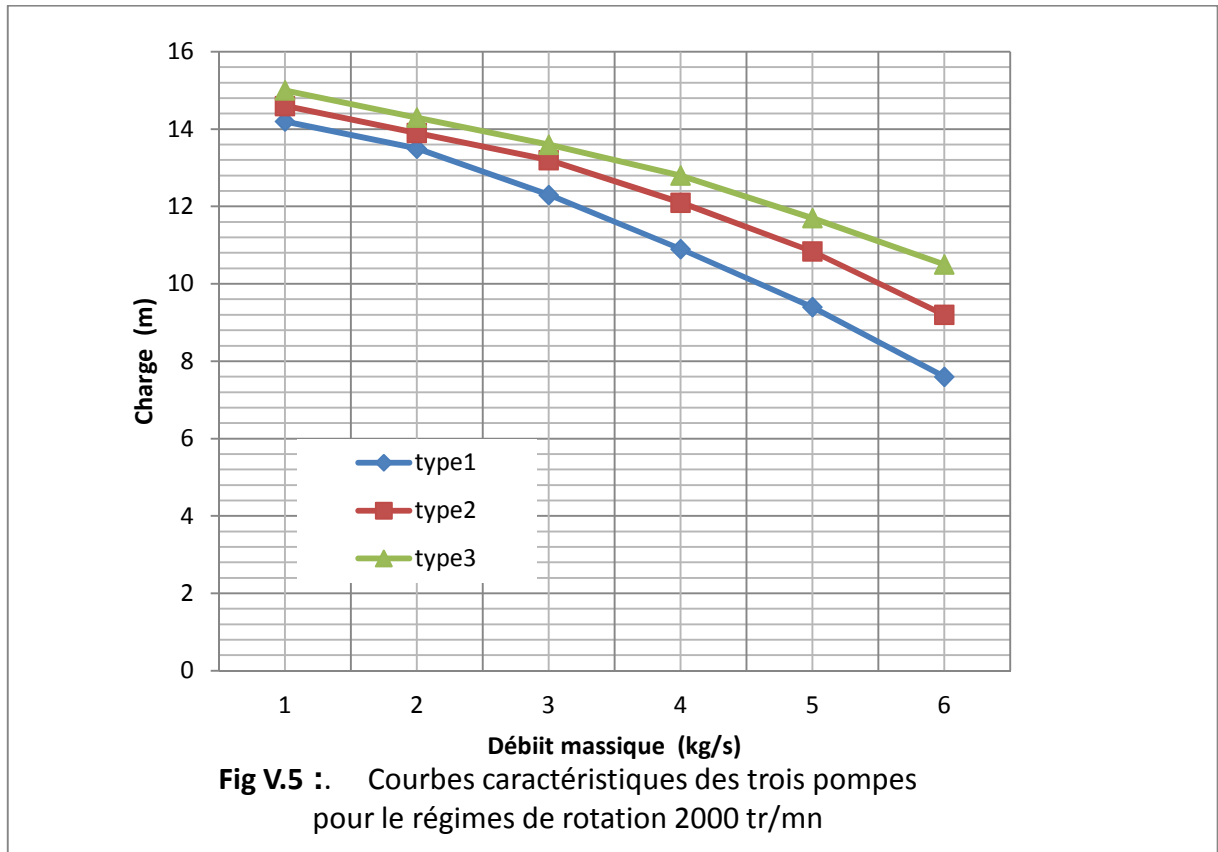
Les Fig : V.1, V.2, V.3, V.4, V.5, V.6 représentent les courbes charge-débit concernant les trois types de pompe à angle de sortie des aubes ouvert, base et fermé, pour les trois vitesses de rotation : 1500, 2000 et 2900. La charge de la pompe est calculée à partir des valeurs obtenus par les calculs numériques des pressions absolues à l'entrée et la sortie P_e et P_s de la pompe,

$$H = (P_s - P_e) / \rho g$$

On remarque que la charge de la pompe augmente lorsque son régime de rotation augmente et elle diminue si le débit augmente; cette diminution semble plus rapide pour les valeurs supérieures du débit.







V.3. Résultat à la vitesse de rotation N=1500 , 2000 et 2900 tr/min

V.3.1 Evolution de la vitesse

Les figures V.5 ; V.6 et V.7 montrent des vecteurs de vitesse colorés par la vitesse résultante schématisée sur le plan méridien de la pompe, l'écoulement principale est décrit par un courant divisé par le centre de la roue, pour prendre son chemin vers l'entrée de la volute dont un vortex forcée est apparu. L'écoulement secondaire est envisagé dans la zone près de l'enveloppe supérieure de la roue e une zone de recirculation est remarquable dans le passage inter aubage. Comme on peut le voir aussi, la vitesse est plus élevée à la sortie de la roue et plus faible à l'entrée de la roue et à la sortie de la volute. On voit clairement comment la vitesse continue de diminuer de l'entrée à la sortie de la volute.

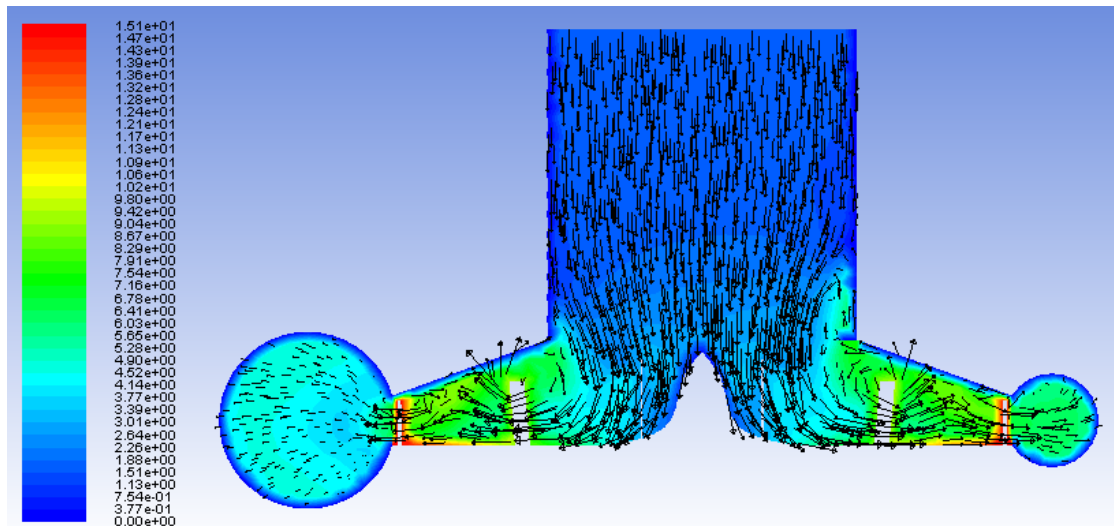


Fig V.7: Vecteurs vitesse dans le plan méridien de la pompe type ouvert à 2900tr/min et 3kg/s

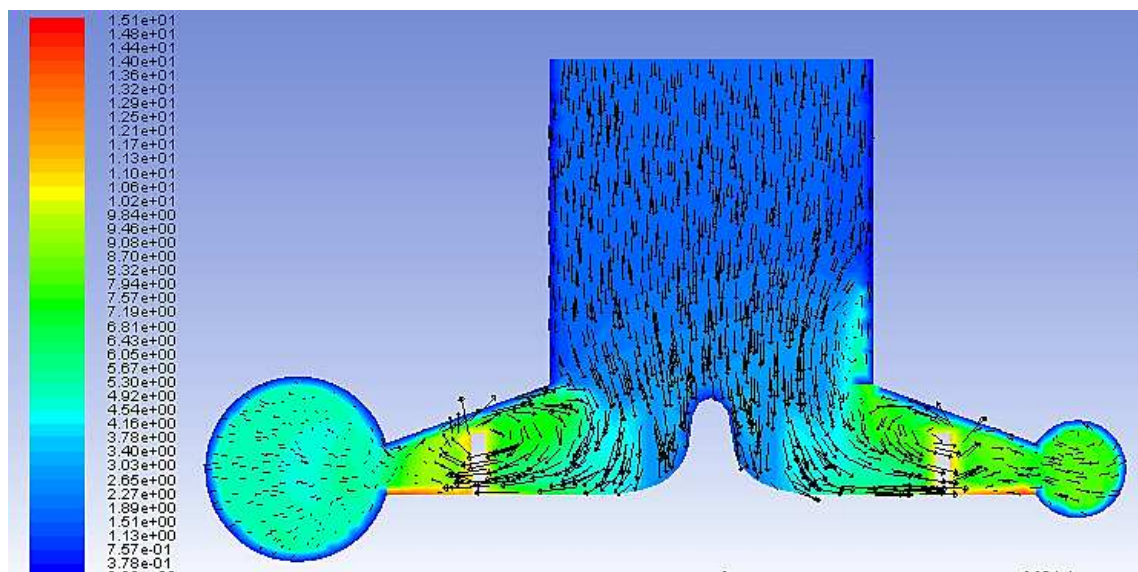


Fig V.8: Vecteurs vitesse dans le plan méridien de la pompe type base à 2900tr/min et 3kg/s

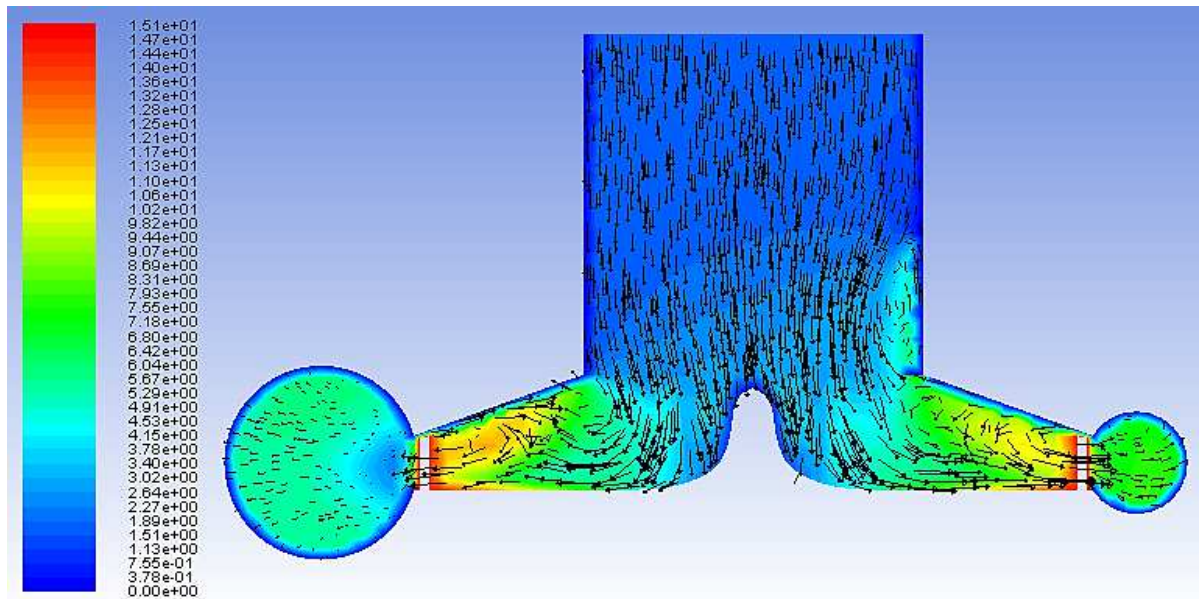


Fig V.9: Vecteurs vitesse dans le plan méridien de la pompe type fermé à 2900tr/min et 3kg/s

- Variation de vitesse dans les différentes parties de la pompe:

Le tracé de contour de la distribution de vitesse absolue est illustré à les Figures ci-dessous Comme le montre la figure, la vitesse augmente de l'entrée de la roue à la sortie et atteint une valeur maximale de 21,1 m/s à la sortie de la roue.

Après être entrée dans la volute, la vitesse commence à chuter, atteignant le plus bas dans la région de sortie à l'intérieur de la volute.

Le tracé de contour de la composante tangentielle de la vitesse absolue est également illustré à les Figures ci-dessous. Comme prévu, la vitesse tangentielle atteint son maximum à la sortie de la roue. Il commence à tomber après être entré dans la volute et atteint le plus bas dans la région de sortie de la volute.

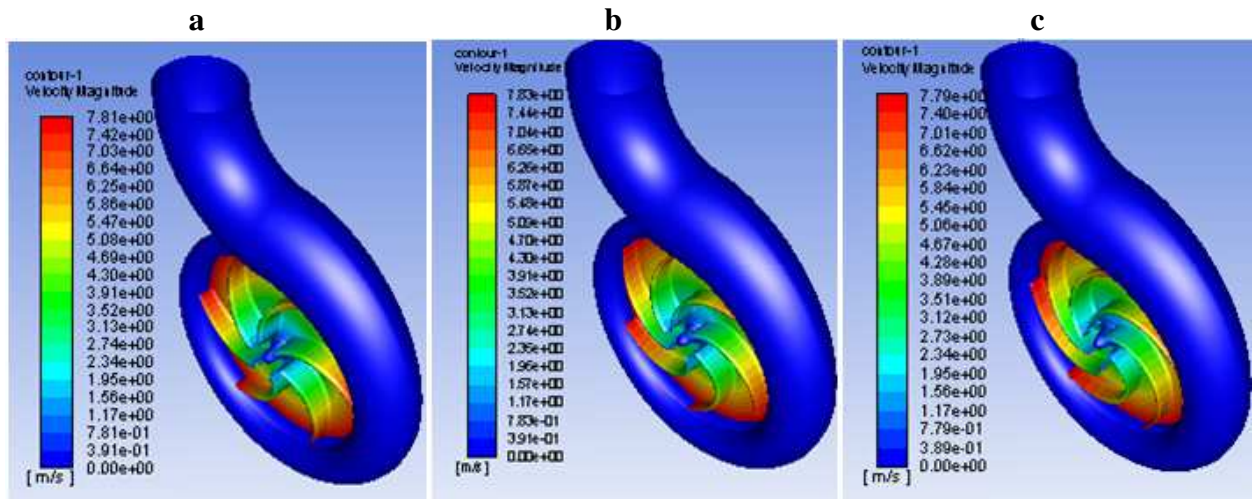


Fig V.10: contours de la vitesse pour 1kg/s et 1500 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

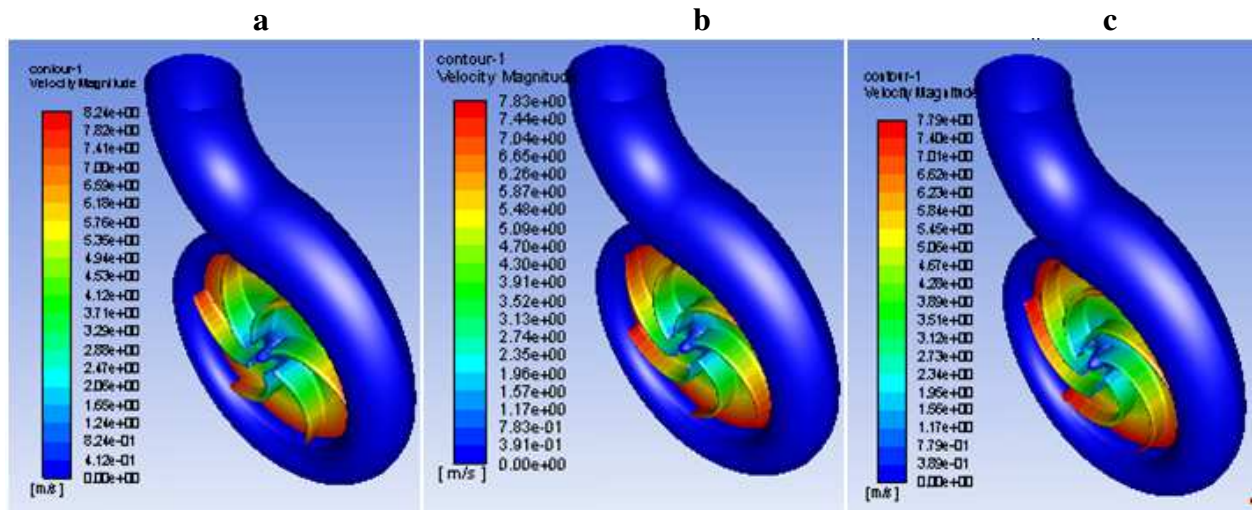


Fig V.11: contours de la vitesse pour 3kg/s et 1500 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

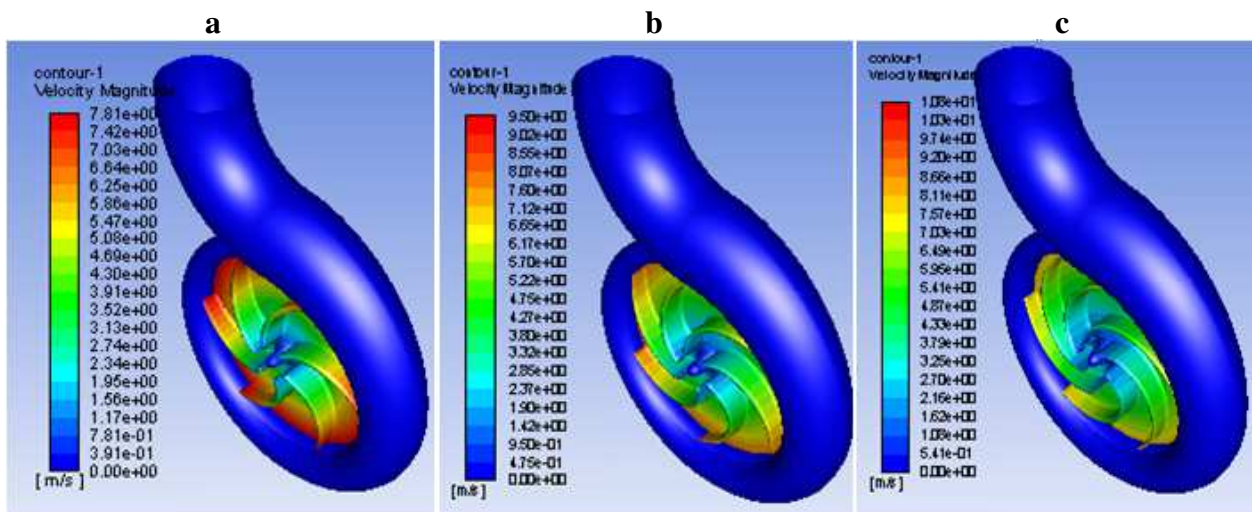


Fig V.12: contours de la vitesse pour 6kg/s et 1500 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

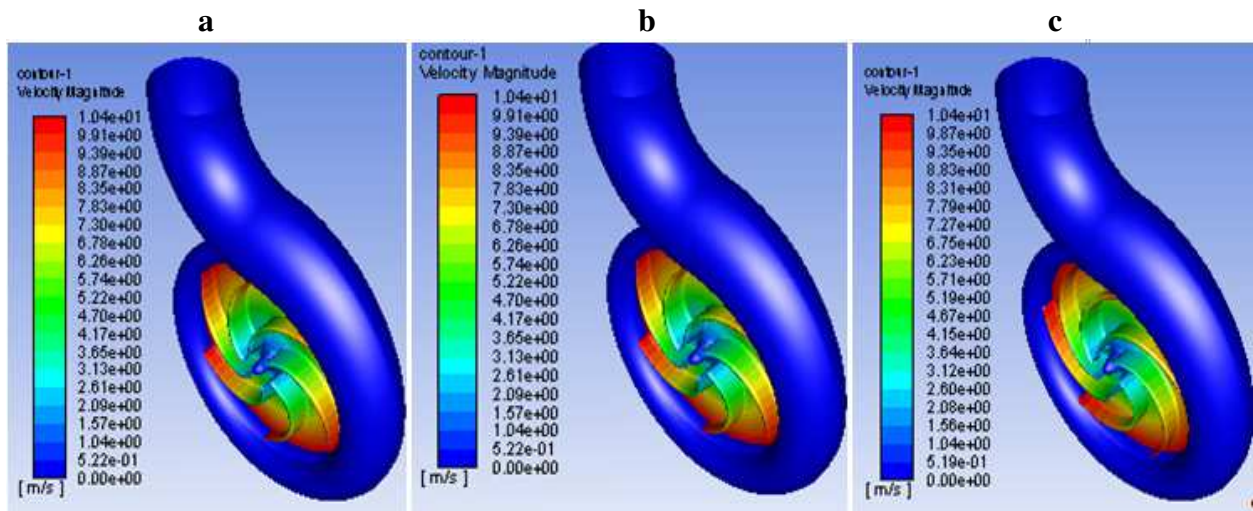


Fig V.13: contours de la vitesse pour 1kg/s et 2000 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

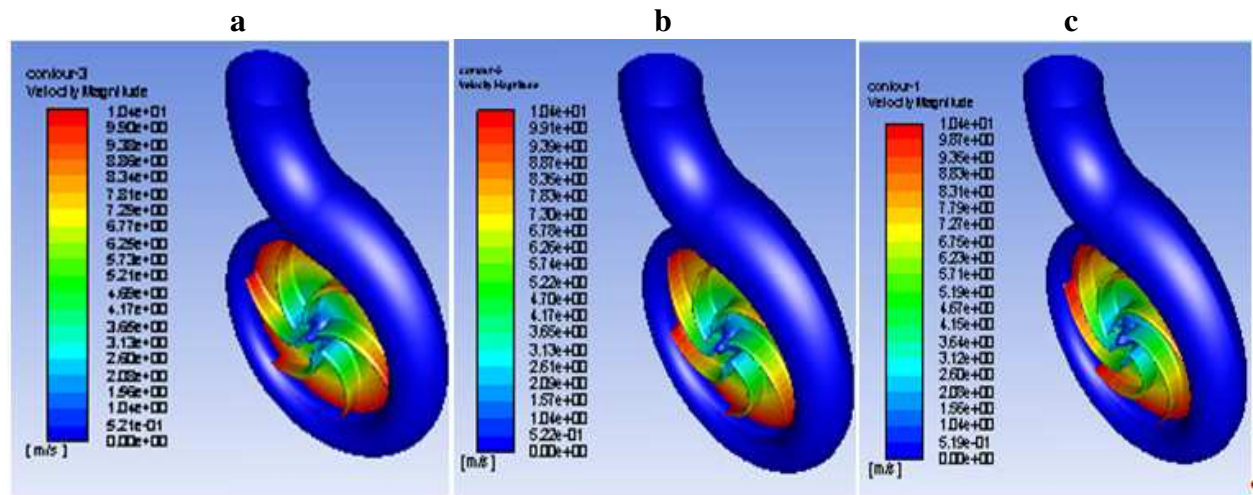


Fig V.14: contours de la vitesse pour 3kg/s et 2000 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

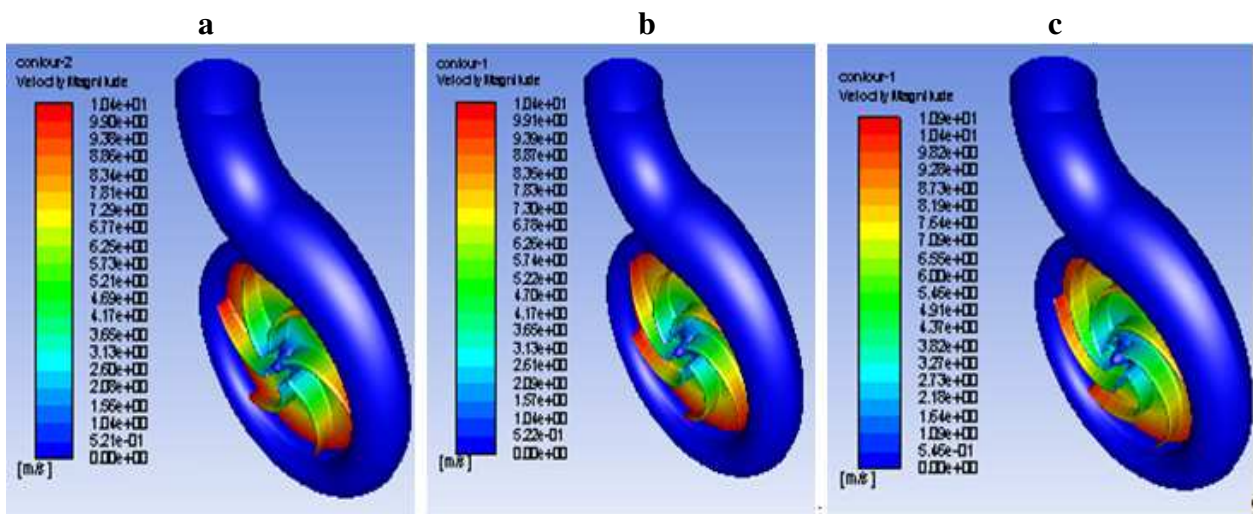


Fig V.15: contours de la vitesse pour 6kg/s et 2000 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

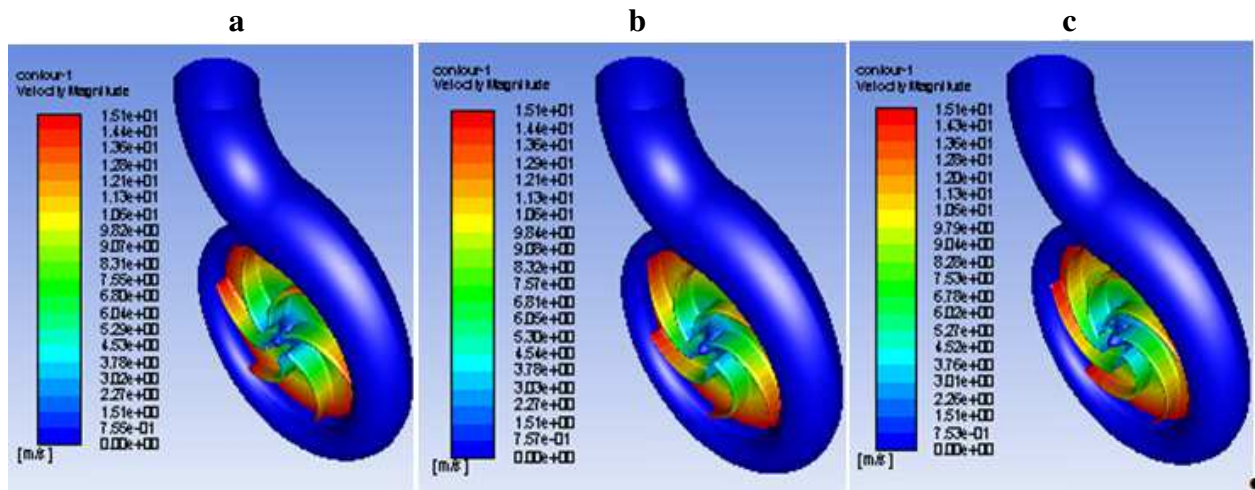


Fig V.16: contours de la vitesse pour 1kg/s et 2900 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

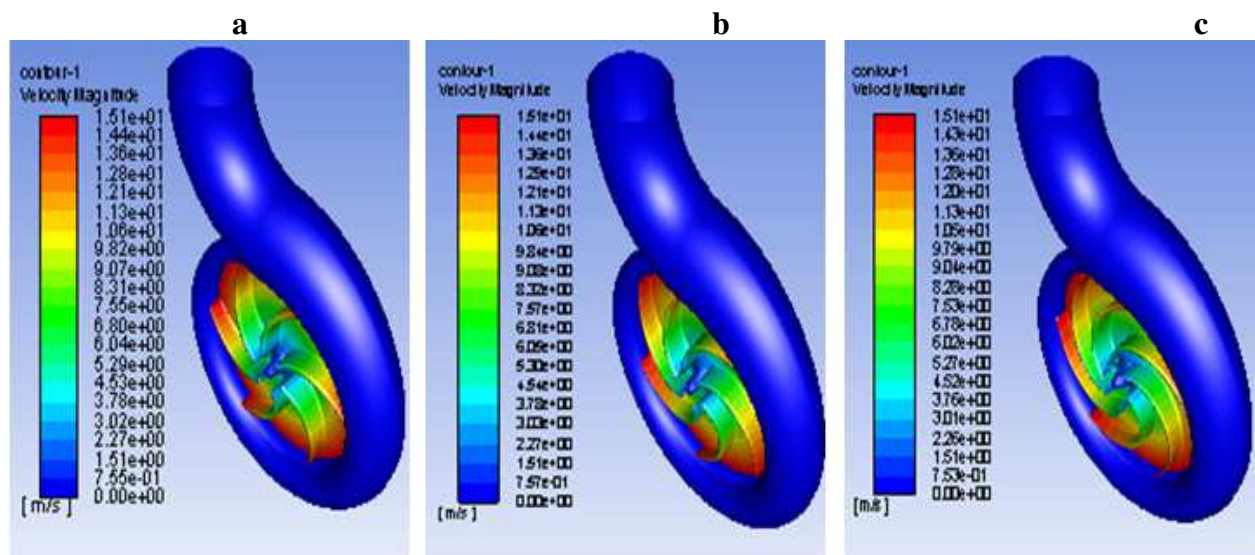


Fig V.17: contours de la vitesse pour 3kg/s et 2900 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

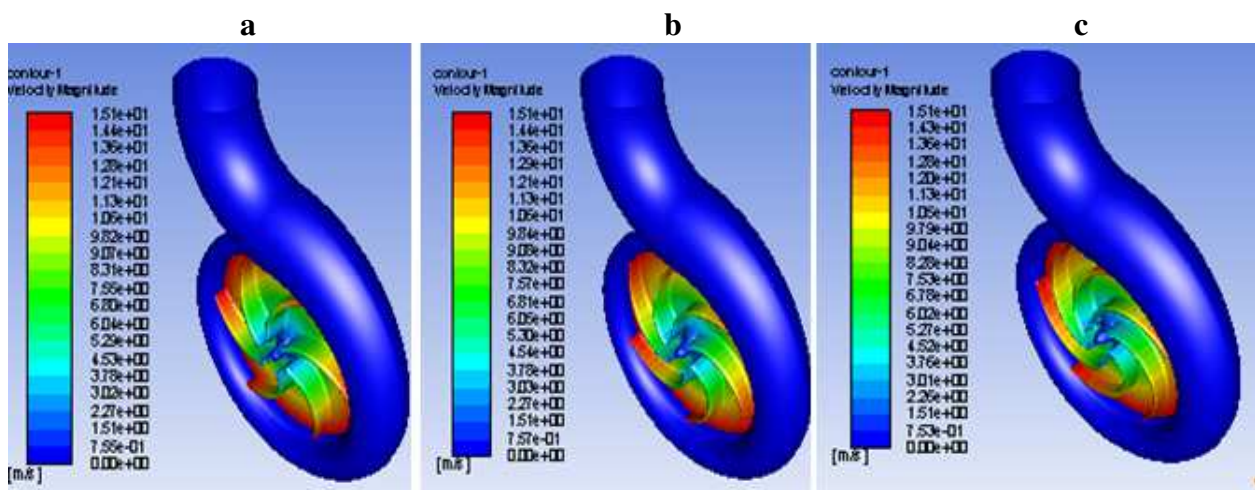


Fig V.18: contours de la vitesse pour 6kg/s et 2900 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

V.3.2. Evolution de Pression

Les figures ci-dessous montrent la répartition de la pression statique dans un plan orthogonal au milieu de la roue et de la volute pour la pompe 1, en position 1, pour le débit nominal (6,3 l/s).

La répartition de la pression est très similaire pour tous les canaux de la roue. Le gradient de pression dû à la force centrifuge est visible dans la volute. Il n'y a pratiquement pas de gradient de pression dans la direction circumférentielle dans la volute. La figure 4 montre également la répartition de la pression statique pour un débit de 6 l/s (120 % du débit nominal). La répartition de la pression dans les canaux de la roue est encore très similaire pour tous les canaux. Il y a maintenant une légère diminution de la pression dans le sens circumférentiel dans la volute, dans le sens de l'écoulement.

Cela a pour conséquence que le rendement hydraulique calculé de la pompe est supérieur à un.

Les figures ci-dessous montrent la répartition de la pression statique sur une surface moyenne d'écoulement dans la pompe 2, projetée sur un plan orthogonal pour un débit nominal (60 l/s), un débit élevé (90 l/s) et un débit faible (30 l/s). Les mêmes observations s'appliquent que pour la pompe 1, c'est-à-dire que la répartition de la pression dans la roue s'ajuste à la répartition de la pression dans la volute.

En tant que tel, c'est comme prévu puisque la continuité précise de la pression est imposée comme condition d'interface entre la roue et la volute. Là encore, l'observation est que pour un faible débit, la distribution de vitesse (non représentée) n'est probablement pas physiquement correcte.

Le tracé de contour de la variation de la pression statique est illustré dans les figures ci-dessous. On peut voir sur la figure que la pression statique à l'intérieur de la roue et de la volute est distribuée de manière asymétrique. La zone de pression statique maximale apparaît dans les régions de languette et de sortie de la volute et la zone minimale à l'arrière de la aube dans la région d'entrée de la roue.

On peut également observer sur la figure que la pression augmente progressivement de l'entrée de la roue à la sortie. La pression statique du côté refoulement est évidemment supérieure à celle du côté aspiration pour le même rayon de roue. La pression statique la plus basse (-89000 Pa) à l'intérieur de la pompe apparaît dans la surface d'aspiration à l'entrée de la roue, la position où la cavitation apparaît souvent à l'intérieur de la pompe.

La variation de la pression statique avec le débit est également illustrée dans les figures. ci-dessous. Au fur et à mesure que le débit augmente, la pression diminue progressivement. Comme on peut le voir sur la Fig. 3, il existe une zone de basse pression évidente du côté aspiration de l'entrée de l'aube à faible débit, à mesure que le débit augmente, la zone se rapproche du milieu du côté aspiration de l'aube.

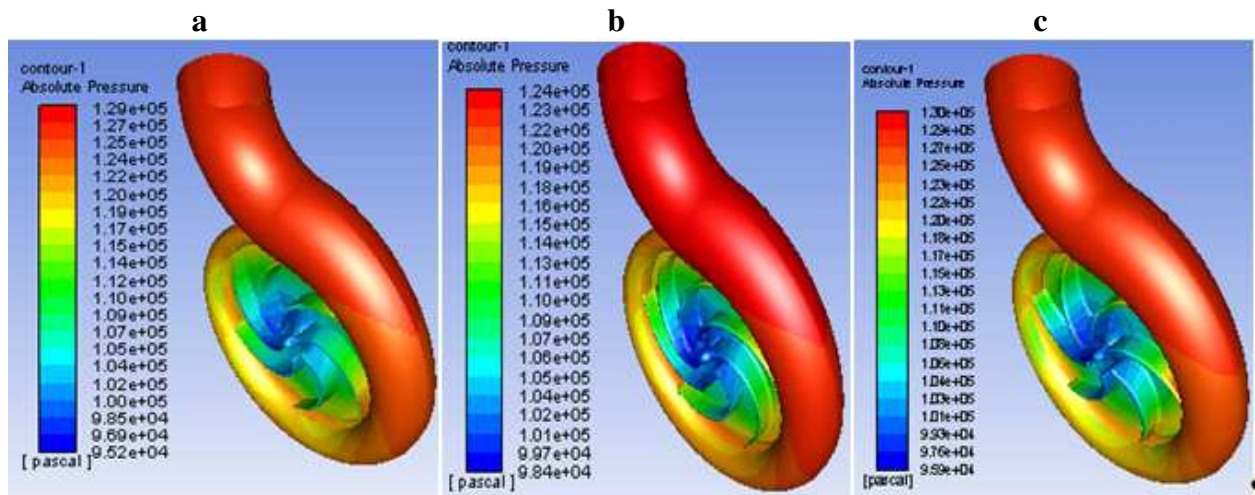


Fig V.19: contours de la pression absolue pour 1kg/s et 1500 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

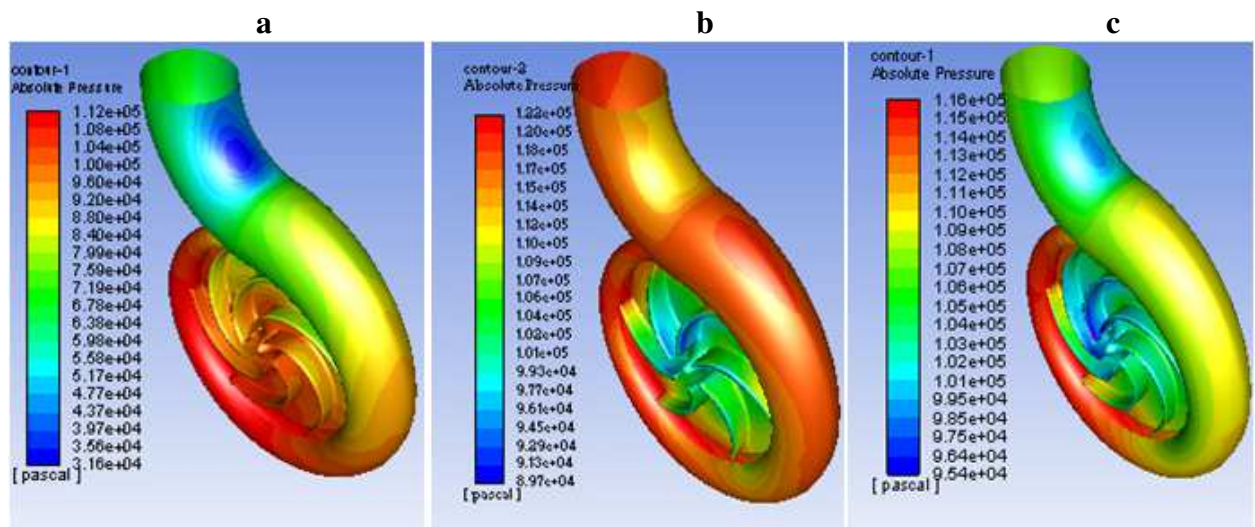


Fig V.20: contours de la pression absolue pour 3kg/s et 1500 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

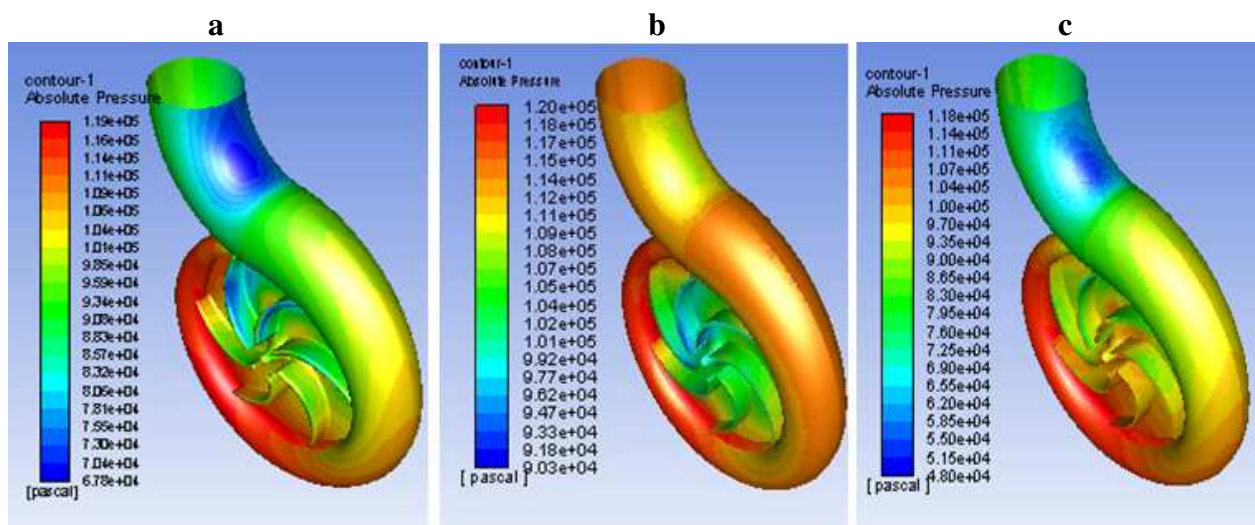


Fig V.21: contours de la pression absolue pour 6kg/s et 1500 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

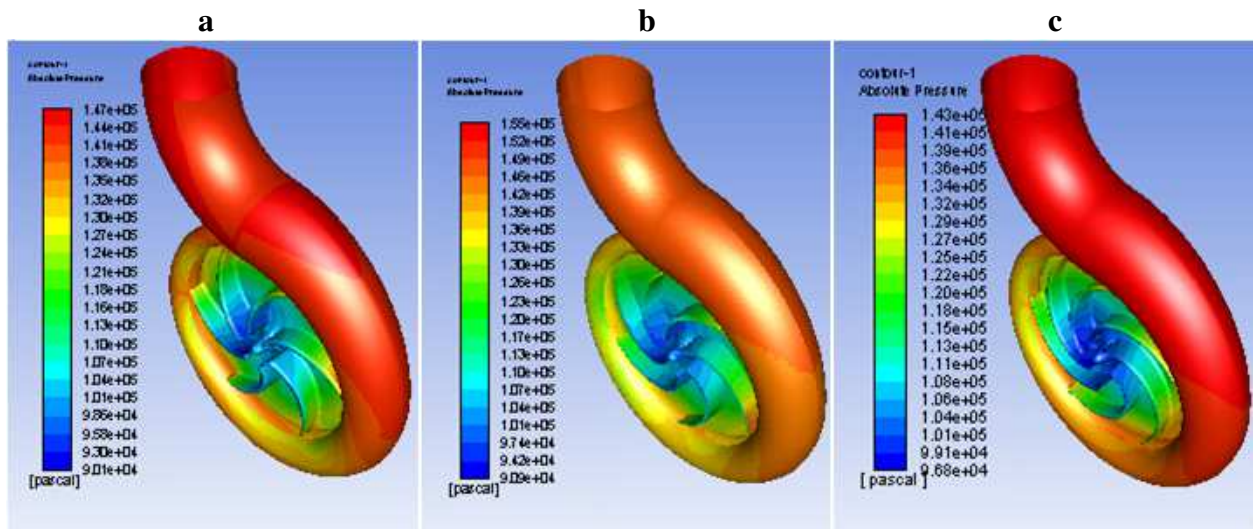


Fig V.22: contours de la pression absolue pour 1kg/s et 2000 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

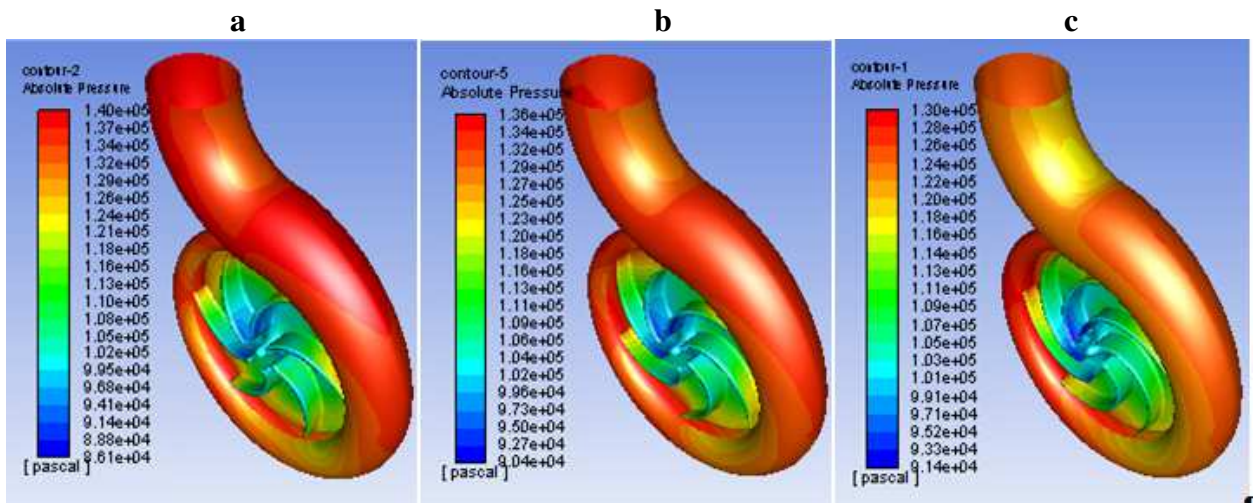


Fig V.23: contours de la pression absolue pour 3kg/s et 2000 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

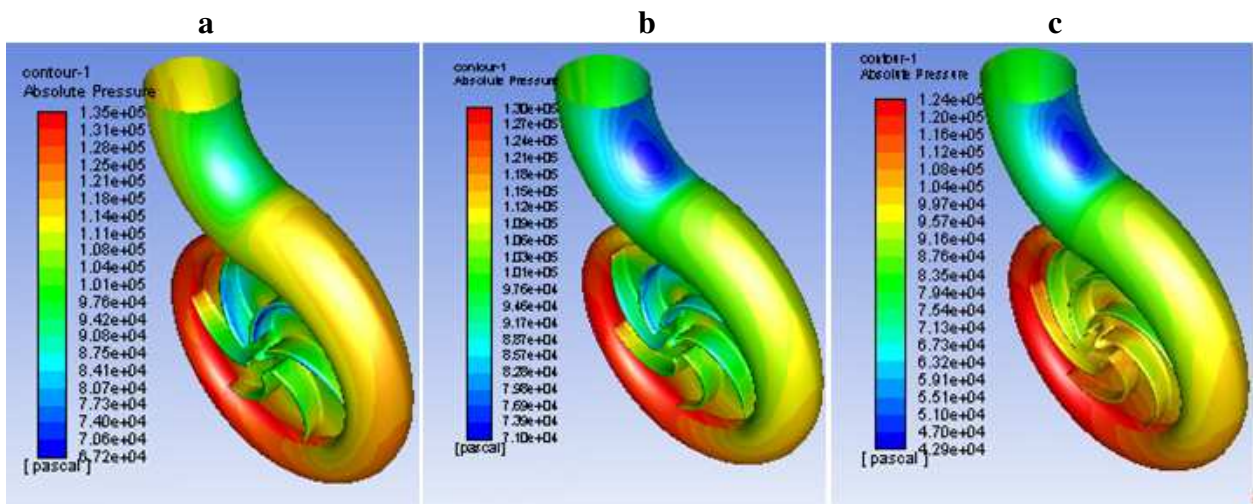


Fig V.24: contours de la pression absolue pour 6kg/s et 2000 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

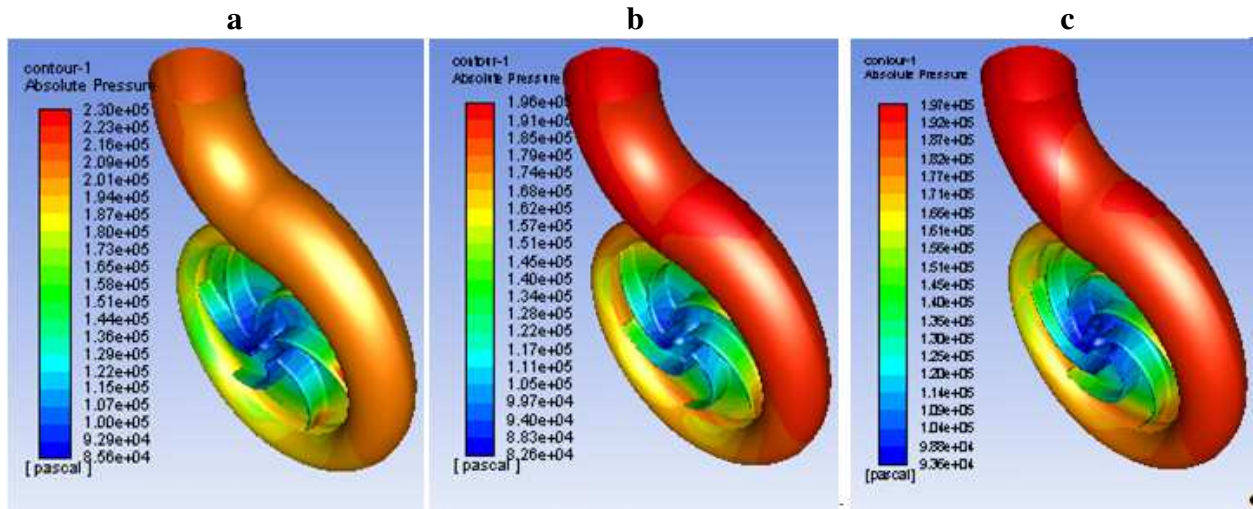


Fig V.25: contours de la pression absolue pour 1kg/s et 2900 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

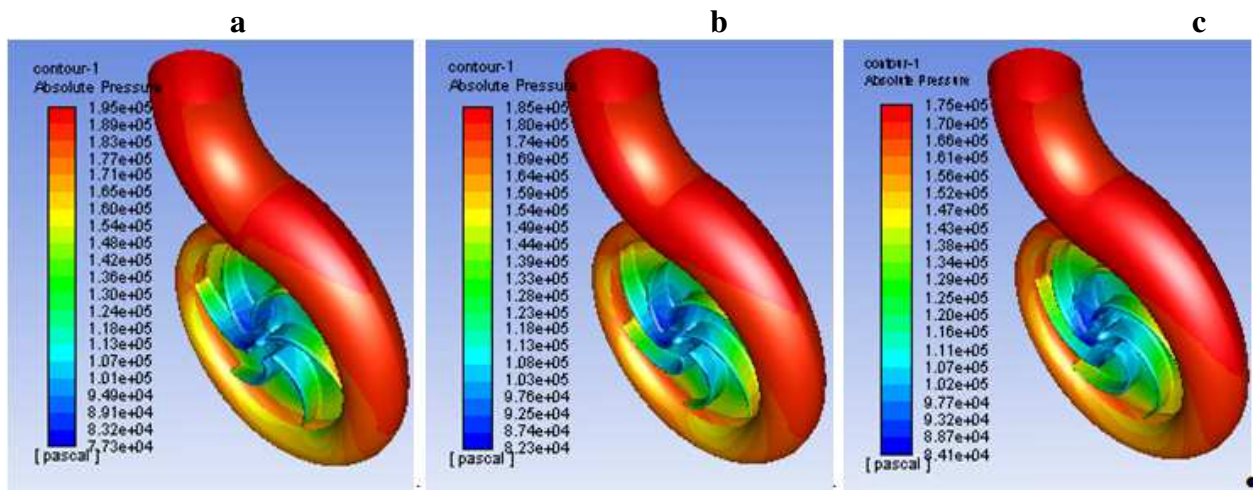


Fig V.26: contours de la pression absolue pour 1kg/s et 2900 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

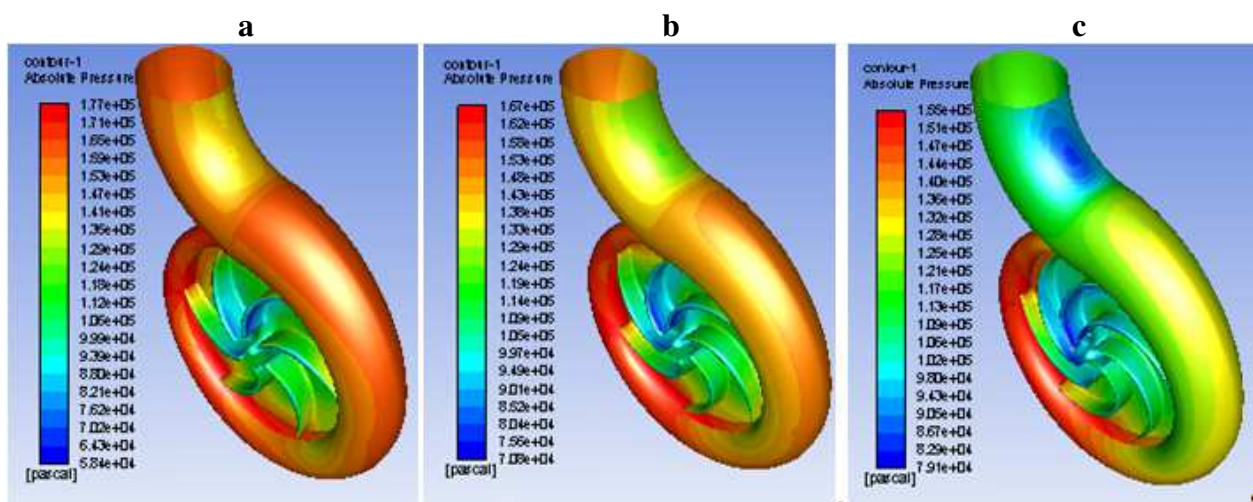


Fig V.27: contours de la pression absolue pour 1kg/s et 2900 tr/mn
 a : angle ouvert b : angle base c : angle ferme

Relations de Râteau suivantes :

$$\delta = \frac{Q}{ND^3}, \quad \mu = \frac{gH}{N^2 D^2}, \quad \tau = \frac{pa}{\rho \cdot D^5 \cdot N^3}$$

Avec :

Q : débit de la pompe [m³/s].

N : vitesse de rotation de la roue [tr/min]. D : diamètre de référence m].

g : gravité [m/s²].

ρ : masse volumique [Kg/s].

La puissance absorbée par la pompe a été calculée par $P_a = Q_m \cdot (U_2 \cdot C_{U2} - U_1 \cdot C_{U1})$ [W]

T : le couple appliqué à la roue en [N.m]

ω : la vitesse angulaire (rad/s)

La différence de pression a été mesurée d'une part, entre le borde d'Attaque de la pale et son borde de Fuite, qu'on a noté dans le tableau précédant par (BA-BF), et de l'autre entre l'Aspiration de la pompe et son Refoulement, noter (AP-RP).

Quantité	AP	BA	BF	RP	$\frac{BA}{BF}$	BA-BF	Unités
Densité	998.2	998.2	998.2	998.2	1	0	(kg/m ³)
U	9.006	10.0314	20.616	28.0102	2.0551	10.5846	(m/s)
C _m	3.6159	4.1650	2.5424	1.7606	0.6104	-1.6226	(m/s)
C _u	0.0072	0.5929	11.1055	7.7868	18.7298	10.5125	(m/s)
W	9.7655	10.4418	9.8871	20.3071	0.9469	-0.5548	(m/s)
W _u	-8.9988	-9.4385	-9.5105	-20.2234	1.0076	-0.0720	(m/s)
C	3.6167	4.8902	11.4474	7.9998	2.3409	6.5572	(m/s)
A	1.1092	27.7586	78.5289	82.0393	2.8290	50.7702	(deg)
B	-64.4079	-28.3641	-48.9876	-54.0756	1.7271	-20.6235	(deg)

Tableau V. 2. Les résultats obtenus sous CFD-Post.

Le tableau ci-dessus présente quelques paramètres, qui portent des informations sur les valeurs des différentes vitesses, densité, ainsi l'angle α formé entre la vitesse absolue et la vitesse tangentielle à la roue à aube (\vec{C} et \vec{U}), et sur l'angle β formé entre la vitesse relative et l'opposé de la vitesse d'entraînement de la roue, pour cela les valeurs de celui-là, sont toutes négatives ; sinon au n'aucun cas cet angle est en dessous de 0 (deg).

Ces mesures ont été obtenues dans des diverses régions de la pompe, qui sont :

- À l'Aspiration de la Pompe P_{asp}
- Au Refoulement de la Pompe P_{ref} .
- Au Bord d'Attaque de la pale B_A .
- Au Bord de Fuite de la pale B_F .

On présente dans le tableau suivant les données qui nous a permis de tracer la courbe caractéristique de notre modèle géométrique de pompe centrifuge.

V.5. Variation des paramètres dans la direction radiale

Les figures V.28 à V.36 montrent la variation de la pression statique moyenne dans la direction radiale pour les débits 1kg/s, 3kg/s et 4kg/s. On peut voir que la pression augmente rapidement et continuellement dans la direction radiale dans la zone de la roue à aubes, puis elle présente une variation uniforme et légère dans la zone de la volute ceci pour les débits 1kg/s et 3kg/s pour les raisons évoquées précédemment. Par contre pour le débit 4kg/s et plus, la pression statique connue une variation non uniforme sur toute la direction radiale et parfois diminue sous la valeur atmosphérique surtout pour la vitesse de rotation 1500 tr/min.

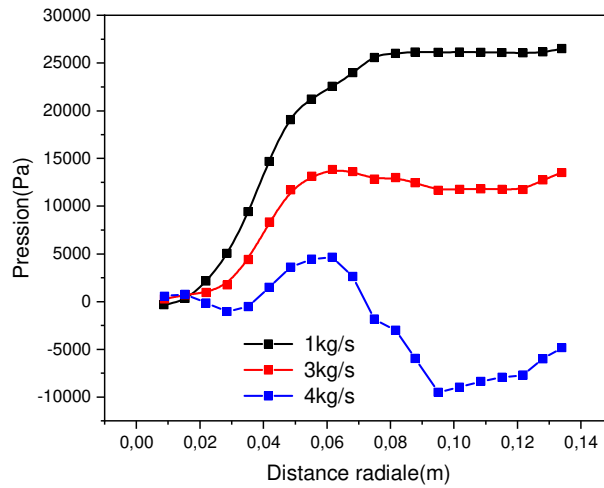


Fig V.28 : ouvert 1kg – 3kg - 4kg / 1500 tr/mn

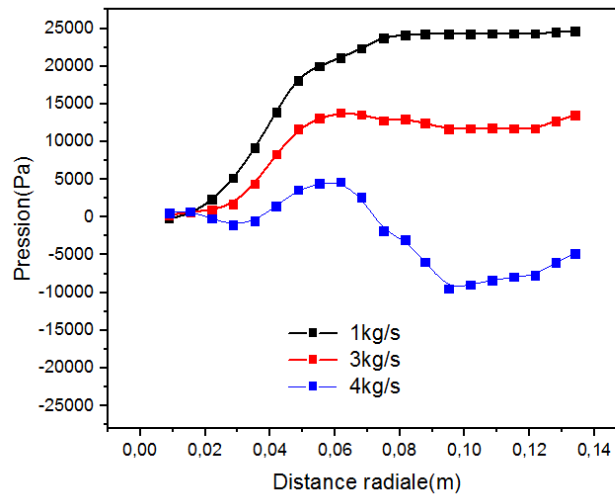


Fig V.29 : base 1kg – 3kg - 4kg / 1500 tr/mn

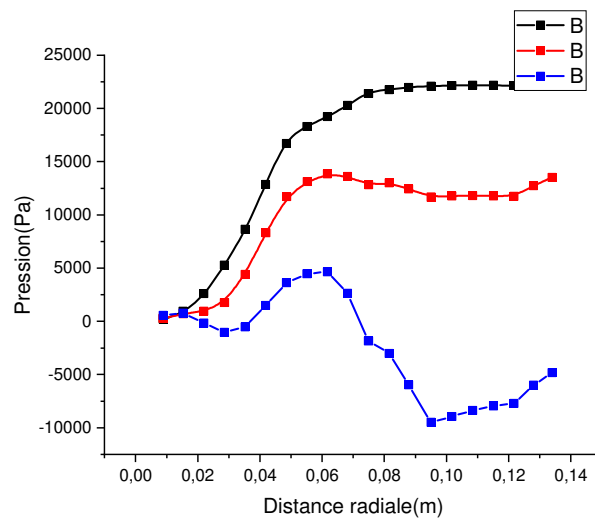


Fig V.30 : fermé 1kg – 3kg - 4kg / 1500 tr/mn

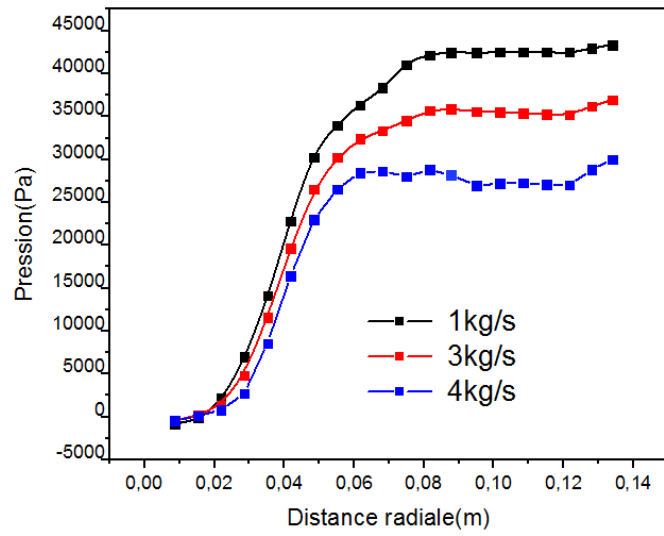


Fig V.31 : ouvert 1kg – 3kg - 4kg / 2000 tr/mn

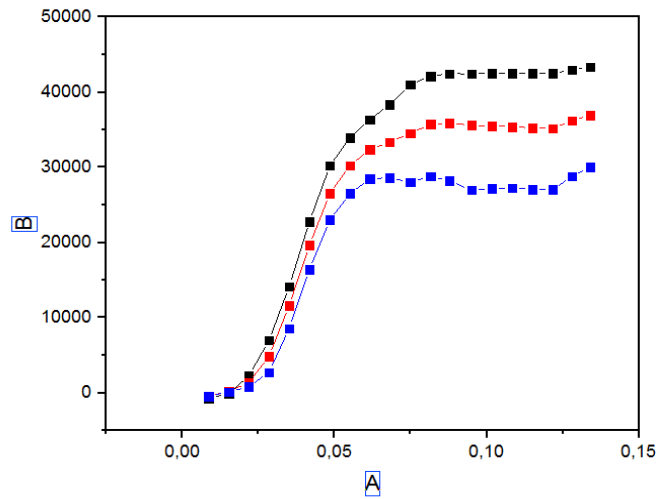


Fig V.32 : base 1kg – 3kg - 4kg / 2000 tr/mn

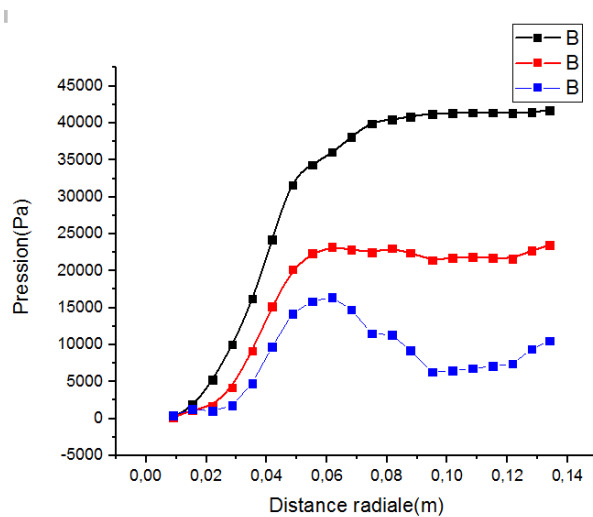


Fig V.33 : fermé 1kg – 3kg - 4kg / 2000 tr/mn

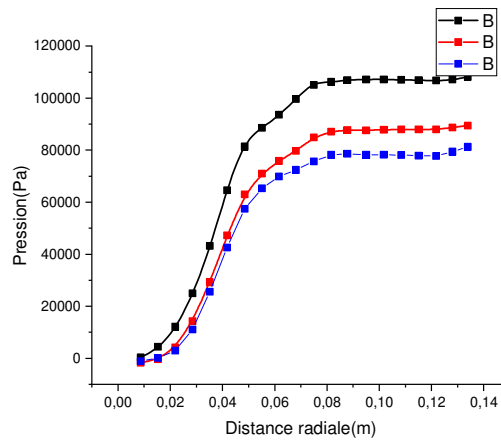


Fig V.34 : ouvert 1kg – 3kg - 4kg / 2900 tr/mn

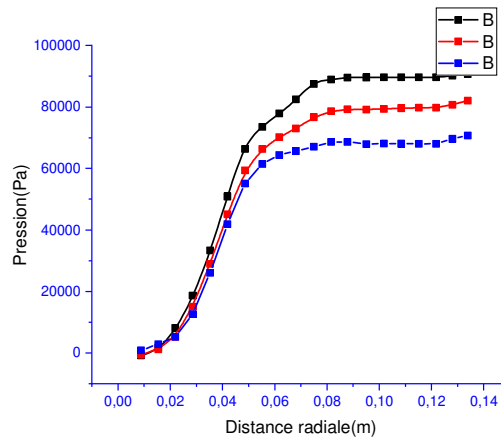


Fig V.35 : base 1kg – 3kg - 4kg / 2900 tr/mn

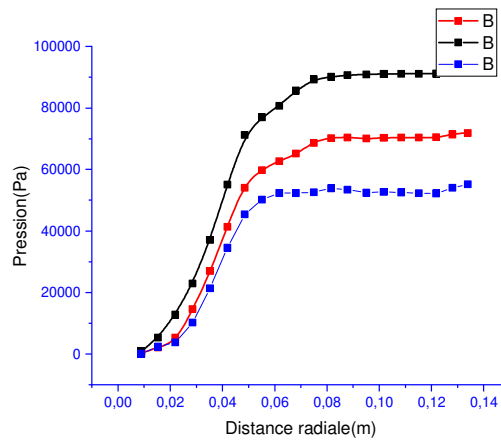


Fig V.36 : fermé 1kg – 3kg - 4kg / 2900 tr/mn

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans cette étude, une analyse CFD en régime permanent d'un modèle 3D de pompe centrifuge à six aubes incurvée vers l'arrière est effectuée. Le contour et le tracé vectoriel des distributions de pression et de vitesse dans l'écoulement passage sont affichés. En outre, les caractéristiques de fonctionnement de la pompe sont également calculées à partir de résultats numériques fluides.

Bien que des résultats expérimentaux spécifiques ne soient pas disponibles pour la pompe considérée pour cette étude, les résultats concordent bien avec la plupart des résultats disponibles obtenus par différents auteurs pour une pompe similaire.

À partir de l'étude, il a été observé qu'il existe une zone de basse pression du côté aspiration de l'entrée des aubes à faible débit, à mesure que le débit augmente, la zone se rapproche du milieu du côté aspiration de l'aube. La pression statique augmente également sur la section de diffusion de la sortie de la volute de manière marquée à faible débit tandis que la pression statique au même endroit diminue à un débit plus élevé.

Les résultats de simulation pour le débit et la hauteur sont également comparés aux formules analytiques utilisées pour prédire le débit et la hauteur théorique. Il y a un bon accord entre les résultats et cela aussi montre que l'analyse était satisfaisante.

De l'analyse, on peut conclure que le schéma d'écoulement d'une pompe centrifuge peut être assez bien décrit avec la technique de référence mobile (MRF) et le modèle de turbulence k- ϵ . De plus, des informations précieuses pour l'optimisation des performances des pompes peuvent également être fournies par l'analyse des résultats numériques de Fluent, ce qui améliore en outre la conception de la pompe centrifuge basée sur CFD.

De plus, des phénomènes très intéressants ont été observés et les résultats de cette étude révèlent que :

- la chute de pression dans la roue augmente avec l'augmentation des vitesses de rotation qui peut mener à la cavitation.
- l'augmentation des vitesses de rotation produit une pression de refoulement plus élevée
- l'augmentation des vitesses de rotation permet à l'augmentation de la vitesse d'entraînement et par conséquent la vitesse de fluide qui conduit à l'augmentation des pertes de charge par chocs dues au vortex à l'intérieur de la pompe.
- Le modèle utilisé prévoit très bien le phénomène de cavitation

Références bibliographique

Références bibliographique

- [1] AMINE BELAID, ETUDE ET CONCEPTION D'UNE POMPE CENTRIFUGE, mémoire de master en génie mécanique, option conception mécanique et productique, université Mohammed Khidher de Biskra 2017.
- [2] A. BENSLIMANE, INTRADUCTION A LAMÉCANIQUE DES FLUIDES, document photocopié, université A. MIRA, Bejaia, 2017.
- [3] ABDOU AMEL, ETUDE NUMERIQUE D'UNE COUCHE LIMITE TURBULENTE AUTOUR D'UN PROFIL BIDIMENSIONNEL.
- [4] R.REY, F.BAKIR, MACHINES CENTRIFUHES ET HELICO-CENTRIFUGES TOME II, ARTS ET METI2RS PARISTECH, 2008, livre.
- [5] AKHRAS ABDUL RAHMAN, ETUDE DE L'INTERACTION ROUE-DIFFUSEUR DANS UNE POMPE CENTRIFUGE, mémoire de doctorat en mécanique de fluide, l'institut national des sciences appliquées de Lyon.
- [6] Simulation numérique en physique statique cours de 2ème année master / physique théorique des systèmes complexes, et modélisation statique et algorithmes des systèmes hors d'équilibre.
- [7] M. OLIVIER GENEVAUX, simulation des liquides à l'aide des équations de Navier-Stokes, et visualisation à destination de l'infographie.
- [8] ZIDI SAYAH, MAZOUZI MED LASSAAD, ETUDE DE DEFAILLANCE D'UNE POMPE A EAU CENTRIFUGE DE TYPE GUINARD HP.
- [9] MESSAOUD ZAHI, SIMULATION NUMERIQUE DE L'ECOULEMENT INTERNE DANS UNE POMPE CENTRIFUGE AVEC LE « CFX ».
- [10] LINDA BOUALLAGA, SIMULATION NUMERIQUE D'UN ECOULEMENT DE FLUIDE DANS UNE ROUE DE POMPE CENTRIFUGE.

[11] MOULLA Nassim MOUSSAOUI Rabia, SIMULATION D'UN ECOULEMENT DIPHASIQUE GRANULAIRE PAR L'APPROCHE EULER LAGRANGE, mémoire de master en hydraulique, option hydraulique urbaine, université Abderrahmane MIRA de Bejaia.

[12] M. Zahi, "Simulation Numérique de l'Écoulement Interne dans une Pompe Centrifuge avec le CFX", mémoire de magister en génie mécanique, option énergétique, université Hassiba Benbouali de Chlef, 2008.

[13] Abidat et al. (1998). Prediction of the steady and non-steady flow performance of a highly loaded mixed flow turbine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 212. 173-184.

[14] Hamel M., Etude des performances d'une volute de turbine radiale ou semi axiale, 2005.

[15] Melle. Anissa, "Simulation Numérique d'un Écoulement Transsonique à TRAVERS un Stator d'une Turbine Axiale", mémoire de magister en génie mécanique, option énergétique, université M'Hamed bougara de Boumerdès, 2008.

[16] A. Abd Ellatif, "Contribution Numérique de l'Etude De l'Influence de la Géométrie de l'Aubage en vue d'une Optimisation des Performances d'une Pompe Centrifuge Par le Logiciel CFX", Mémoire Magister En Mécanique, Option Simulation Mécanique, Université Hassiba Ben Bouali, CHLEF.

[17] M. Moustafa, "Simulation de L'Écoulement de l'Air dans la Roue d'un Compresseur Centrifuge", Mémoire Magister En Génie Mécanique Option Simulation Numérique, Université HASSIBA BEN BOUALI CHLEF, 2011.

[18] L. Mazouzi, Z. Sayah, "Etude de Défaillance d'une Pompe à eau Centrifuge de Type GUINARD HP", Mémoire Magister En génie Mécanique Option Energétique, 2016.

[19] K. Slimane, S. Laid, "Investigation Expérimentale du Phénomène de Cavitation Dans Les Pompes", mémoire de magister en génie mécanique, option maintenance industrielle, université Kasdi Merbah, d'Ouargla, 2011

[20] H. Fazia, “Simulation Numérique des Ecoulement Internes dans les Turbomachines”, Mémoire Master En Génie Mécanique, Option Energétique, Université A-Mira, Bejaïa, 2017.

[21] M.Chouskey et al, “Design and Analysis of Slurry Pump Using Computational Fluid Dynamics”, International Of Appllication Of Engineering And Technology, 2016, 3(5) :P.386-392.

[22] [11]A.BENSLIMANE, “Introduction à la Mécanique Des Fluides”, document polycopié, université A. MIRA, Bejaia, 2017.

[23] R. Teggin, S. Hebbal, M.S Hebbal, M. S. Hebbal, “ Effect of Blade Geometry on Hydraulic Performance of The Centrifugal Pump”, International Journal of Innovation Research in Science, vol.5,issue 7,2016

[24] B. Mostefa, H. Karima, Simulation Numérique De L’écoulement A Travers Une Cascade D’aubes D’une Turbomachine : Application Au Stator et / Ou Au Rotor, Mémoire De Magister En Génie Mécanique, Constantine, 2007.

[25] GRUNDFOS, “Research and Technology of the Centrifugal Pump”,livre.

[26] A. BENSLIMANE, “Étude d’un Écoulement de Fluide Newtonien Dans un Canal Muni de Cavités en Convection Forcée”, mémoire de magister, option énergétique, université A. MIRA, de Bejaia, 2009.

[27] S.MOULOUD, R.CHRFI, “Simulation d’un Écoulement Fluvial Surface Libre en Présence d’une Crête”, mémoire de magister, option énergétique, université A. MIRA, de Bejaia, 2014.

[28] M. YOUNSI, “Aéaroacoustique et Aérodynamique Instationnaire, Numérique et Expérimental des Ventilateurs Centrifuge à Action”, Thèse De Doctorat En Mécanique, Ecole National Supérieure D’arts Et Métiers, Paris, 200.

[29] Simulation numérique d'un écoulement de fluide dans une roue de pompe centrifuge, mémoire de master, option électromécanique, université A. MIRA, de Bejaia, 2016.

[30] A.AGURCIF, L.CHEFFAR. Simulation numérique des écoulements internes dans les turbomachines, mémoire master, option énergétique, université A. MIRA, de Bejaia, 2017

[31] D. OUZELAG, FINITE DIFFERENE METHOD, document photocopié, université A. MIRA, Bejaia, 2015.

[32] Triangle de vitesse, et courbe caractéristique d'une pompe, Cours de troisième année licence.

ملخص

يتكون هذا العمل من دراسة التدفق ثلاثي الأبعاد غير القابل للضغط في مضخة طرد مركزي ، مع ثلاثة اشكال للعجلة تختلف في زوايا الخروج لشفراتها (مفتوحة قاعدية ومغلقة) عن طريق حل معادلات Navier-stokes في حالة الاضطراب الثابت غير قابل للضغط باستخدام النموذج (k-ε). تم تصميم النموذج الهندسي للمضخة وشبكه تحت ANSYS بواسطة "مصمم النماذج". يتم استخدام كود الحساب "FLUENT" لحل نظام المعادلات وتصور النتائج المتعلقة بمجالات الضغط الساكن وحقول السرعة لمعدلات التدفق المختلفة ، بالإضافة إلى حساب الاداء والمنحنيات المميزة للمضخة لكل واحد من اشكال العجلة وهذا لثلاث سرعات دوران 1500 و 2000 و 2900 دورة في الدقيقة. النتائج التي تم الحصول عليها لا تقدم فقط مراجعة جادة للتنبؤ وفهم الظواهر المرتبطة بتشغيل مضخات الطرد المركزي ، ولكن أيضًا للتنبؤ بأدائها.

الكلمات الدالية : مضخات الطرد المركزي ، التدفق غير القابل للضغط ، ANSYS.

Résumé

Ce travail consiste à une étude de l'écoulement tridimensionnelle incompressible dans une pompe centrifuge, avec trois configurations du rotor différent de leurs angles de sortie des aubes ouvert, base et fermé par la résolution des équations de Navier-stokes incompressible en régime turbulent stationnaire modélisé par le modèle (k-ε). Le model géométrique de la pompe est conçue et maillé sous ANSYS par « design modeler ». Le code de calcul « FLUENT » est utilisé pour résoudre le système d'équations et pour visualiser les résultats concernant le champs de pression statique et les champs de vitesse pour différents débits, ainsi que le calcul des performances et les courbes caractéristique de la pompe pour chaque configuration de la roue et ceci pour trois vitesses de rotations 1500, 2000 et 2900 tr/min. Les résultats obtenus ne présentent pas seulement une revue sérieuse de prédiction et de la compréhension des phénomènes associées au fonctionnement des pompes centrifuges, mais également aussi pour la prévision de leurs performances.

Mots-clés : pompes centrifuge, écoulement incompressible, ANSYS Fluent.

Abstract

This work consists of a study of the incompressible three-dimensional flow in a centrifugal pump, with three configurations of the rotor differing in their exit blade angles : (open, base and close) by the resolution of the Navier-stokes equations incompressible in stationary turbulent regime modeled by the model (k-ε). The geometric model of the pump is designed and meshed under ANSYS by "design modeler". The "FLUENT" CFD code is used to solve the system of equations and to visualize the results concerning the static pressure fields and the velocity fields for different mass flow rates, as well as the calculation of the performances and the characteristic curves of the pump for each rotor configuration and this for three speeds of rotation 1500, 2000 and 2900 rpm. The results obtained do not only present a serious review of prediction and understanding of the phenomena associated with the operation of centrifugal pumps, but also for the prediction of their performance.

Keywords: centrifugal pumps, incompressible flow, ANSYS Fluent.