



ÉTUDE NUMÉRIQUE ET EXPÉRIMENTALE D'UNE POMPE AXIALE CONSTITUÉE DE DEUX RO- TORS CONTRAROTATIFS

23/06/2016

Rapport de Stage
Master Recherche IMCE
Professeur encadrant : Farid
BAKIR

Teresa ECHEVERRIA

1	Introduction	1
2	Généralités	2
2.1	Définition et classification des turbomachines	2
2.2	Généralités des machines axiales	5
2.2.1	Performance des pompes axiales classiques et contrarotatives	5
2.2.2	Pertes et rendement	7
2.2.3	Phénomène de la cavitation	9
2.3	Aspects fondamentaux de la CFD	11
2.3.1	Qu'est-ce que la CFD ?	11
2.3.2	Étapes de la CFD	12
2.3.3	Pre-traitement	12
2.3.4	Solution	14
2.3.5	Post-traitement	14
3	Description de l'étude numérique	15
3.1	Géométrie	15
3.2	Maillage	17
3.2.1	Maillage sur ICEM CFD	18
3.2.2	Maillage sur TurboGrid	19
3.2.3	Résultats de l'étude de maillage	20
3.3	Configuration du calcul numérique	21
3.3.1	Calcul non cavitant	21
3.3.2	Calcul cavitant	22
4	Résultats de l'étude numérique	25
4.0.1	Résultats du calcul non-cavitant	25
4.0.2	Résultats du calcul cavitant	29
5	Description de l'étude expérimentale	31
6	Résultats de l'étude expérimentale	33
6.0.1	Influence du rapport de vitesse entre les rotors	33
6.0.2	Etude de la cavitation	37
7	Conclusion	38

A Résultats de l'étude de maillage	41
B Résultats numériques	42
C Résultats expérimentaux	46
C.1 Résultats de l'étude du rapport de vitesses	46
C.2 Résultats de l'étude de la cavitation	47

TABLE DES FIGURES

2.1	Classification des pompes rotodynamiques	3
2.2	Domaines d'utilisation des pompes roto dynamiques [8]	3
2.3	Triangle des vitesses dans l'étage de compression d'une pompe axiale classique [9]	5
2.4	Triangle des vitesses dans l'étage de compression d'une pompe axiale contrarotative [3]	7
2.5	Schéma des efforts sur un profil [7]	8
2.6	Région de décollement dans le profil [7]	8
2.7	Evolution des pertes totales avec le facteur de diffusion globale D [7]	9
2.8	Diagramme PT de l'eau [1]	10
2.9	Evolution de la pression de l'entrée à la sortie de la roue [6].	10
2.12	CFD residuals	14
3.2	Géométrie d'un canal de l'étage de compression	16
3.8	Résultats de l'étude de la maille	20
3.9	Démarche du calcul cavitant	23
3.10	Convergence de la pression d'entrée pour le calcul cavitant	23
4.1	Courbe caractéristique hauteur pour une distance de 5 cm entre rotors	25
4.2	Lignes de courant de l'écoulement travaillant au point nominal	26
4.3	Lignes de courant de l'écoulement travaillant à débit partiel	27
4.4	Lignes de courant de l'écoulement travaillant à débit minimal	27
4.5	Courbes caractéristiques de la pompe	28
4.6	Graphique de la vitesse tangentielle dans l'étage de compression	29
4.7	Evolution de l'hauteur en fonction de la pression à l'entrée à débit nominal	30
5.2	Banc d'essais, le circuit hydraulique du laboratoire	32
6.1	Courbes caractéristiques expérimentales en fonction des vitesses	33
6.2	Courbes du rendement en fonction des vitesses	34
6.3	Évolution des pertes de charge en fonction du débit	34
6.4	Courbe de tendance des pertes de charge	35
6.5	La hauteur pour des différents couples de vitesses	36
6.6	Rendements pour différents couples de vitesses	36
6.7	Courbe NPSH à débit nominal	37
B.1	Courbe caractéristique	43
B.2	Courbe du rendement	44

B.3 Courbe puissance	44
--------------------------------	----

LISTE DES TABLEAUX

3.1	Caractéristiques de la machine axiale de référence	15
3.2	Caractéristiques de la machine contrarotative	16
3.3	Cahier des charges du point nominal de fonctionnement	21
3.4	Propriétés de l'eau et sa vapeur	24
A.1	Maillage turbogrid	41
A.2	Maillage ICEM	41
B.1	Courbe caractéristique à 1 bar	42
B.2	Courbe caractéristique à 5 bar	43
B.3	Courbe NPSH	45
C.1	Courbe caractéristique à : N1=750 rpm (f1=20,7Hz)/N2=500 rpm (f2=21,9 Hz)/T=19,7°C/ Distance minimale.	46
C.2	Courbe caractéristique à : N1=775 rpm (f1=22,5Hz)/N2=450 rpm (f2=18,9 Hz)/T=18,9°C/ Distance minimale.	47
C.3	Courbe caractéristique à : N1=775 rpm (f1=22,5Hz)/N2=770 rpm (f2=33,4 Hz)/T=20°C/ Distance minimale.	48
C.4	Courbe caractéristique à : N1=775 rpm (f1=22,5Hz)/N2=770 rpm (f2=33,4 Hz)/T=20°C/ Distance minimale.	48
C.5	Courbe caractéristique à : N1=620 rpm /N2=770 rpm /T=21°C/ Distance minimale.	49
C.6	Courbe caractéristique à : N1=700 rpm /N2=585 rpm /T=21,2°C/ Distance minimale.	49
C.7	Courbe caractéristique à : N1=750 rpm /N2=500 rpm /T=21°C/ Distance minimale.	50
C.8	Courbe caractéristique à : N1=620 rpm /N2=750 rpm /T=21°C/ Distance minimale.	50
C.9	Courbe caractéristique à : N1=700 rpm /N2=585 rpm /T=23,1°C/ Distance minimale.	50

Les Pompes rotodynamiques dont le principe de fonctionnement est connu depuis longtemps, ont une place très importante dans le domaine industriel où de plus en plus d'applications voient nécessaire leur utilisation. Puisque les pompes ont existé si longtemps et son usage est si étendu, il n'est pas étonnant qu'elles se produisent dans une infinité de variétés de tailles et de types et qu'elles s'appliquent aussi à une infinité de services. Chaque fois que nous traitons des sujets comme processus chimiques, et de n'importe quelle circulation de fluides nous sommes, d'une manière, traitant avec des pompes. Actuellement l'apparition de la simulation numérique et la disponibilité d'ordinateurs toujours plus puissants, facilitent grandement le calcul et l'optimisation des conditions idéales de fonctionnement des turbomachines, mais, malgré tout, elles restent aujourd'hui encore un défi pour les chercheurs et ingénieurs dont le but est d'améliorer leur performance, afin de satisfaire les spécifications du marché industriel de plus en plus exigeantes. La tendance de nos jours de développer de machines plus puissantes fournissant plus d'énergie mais de taille réduite amène à explorer des nouvelles voies de conception de pompes avec le propos de satisfaire ces conditions actuelles requises. C'est précisément dans cet actuel contexte qu'on trouve l'intérêt dans les pompes axiales contrarotatives lesquelles cherchent satisfaire certains besoins de l'industrie avec un rendement plus grand et donc avec une réduction de consommation d'énergie par rapport aux machines classiques.

Si ces machines ont démontré posséder de meilleures performances énergétiques et aéroacoustiques, malgré leur fort potentiel, elles restent encore très peu utilisées dans les applications courantes comme conséquence du manque de connaissance de leur propriétés et performance. C'est ce type de pompe contrarotative donc, celle qui suscite actuellement un intérêt spécial pour l'industrie et par conséquent un motif d'étude et d'analyse.

Dans le cadre de notre stage, on étudiera la performance d'une pompe axiale constituée de deux rotors contrarotatifs, en prenant comme point de départ la géométrie de la pompe déjà conçue dans de projets précédents du laboratoire DynFluid en partenariat avec l'entreprise Ensival Moret, pour réaliser les calculs nécessaires à l'obtention des grandeurs inconnues de la pompe.

Le but de ce rapport final, dont le travail a constitué un défi de modélisation numérique et une portée éducative en renforçant nos connaissances sur les turbomachines, sera d'afficher les résultats pertinents d'une étude de la performance de la pompe réfléchissant aux ses influences et avantages par rapport aux machines classiques.

2.1 Définition et classification des turbomachines

D'un point de vue générale, et conformément à [5], "Les turbomachines sont des machines assurant la transformation, à l'aide d'un mouvement de rotation continu, de l'énergie d'un fluide en énergie mécanique et réciproquement". Cet-à-dire, une machine dans laquelle un transfert d'énergie entre une partie solide tournante (un rotor) et un fluide a lieu. Il existe une très grande variété de turbomachines, lesquelles peuvent être classifiés selon divers critères. Généralement, la division de deux grandes groupes est faite, on peut distinguer alors entre les machines motrices ou les en réceptrices par rapport au sens de la conversion de l'énergie mécanique en énergie du fluide.

Dans le cadre de cette étude, on s'intéresse ici que de turbomachines réceptrices, dans lesquelles l'énergie mécanique obtenue d'un moteur est transmise au fluide, et plus concrètement, on travaillera avec des pompes rotodynamiques axiales. En effet, parmi cette famille de turbomachines, on peut classifier aussi plusieurs types selon différents paramètres tels que, les propriétés du fluide véhiculé, la forme du champ de courant, le type de roue, la vitesse spécifique etc. C'est pour ça qu'on va choisir un seul critère grâce auquel on va pouvoir distinguer trois types de pompes différents.

Par rapport à la direction de l'écoulement à travers de la roue, on aura des pompes centrifuges, hélico-centrifuges et axiales. Quand le fluide traverse le rotor en direction axiale, on parle évidemment de pompes hélices ou axiales, lorsque la succion est faite en direction axiale et le fluide sort radialement, la pompe sera centrifuge, et finalement, si à la sortie l'écoulement est dans un point intermédiaire de ces deux cas antérieurs, on définit des pompes hélico-centrifuges.

Même cette classification par rapport à la direction de l'écoulement n'est pas toujours facile à distinguer, il n'y a pas une limite claire entre les différents types de roues mentionnés et c'est pour ça qu'on a besoin d'un critère de caractérisation applicable aux turbomachines qui nous permettra de les classer plus concrètement ; comme la vitesse spécifique. La vitesse spécifique est une grandeur adimensionnelle très utile pour caractériser les aubes d'une pompe, ou bien les rotors ou les roues mobiles des turbines hydrauliques. Cet coefficient est utilisé pour comparer ou bien choisir le type du rotor des pompes est écrit comme suit :

$$n_{sq} = \frac{N * \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.1)$$

Avec :

- N = Vitesse de rotation [rpm]
- Q = Débit [l s^{-1}]

— H = Hauteur manométrique [m]

Grâce à ce coefficient on peut distinguer les différents types de roues ou bien choisir l'en qui nous intéresse plus pour certains besoins facilement en fonction de leur paramètres de fonctionnement. Comme on a déjà dit, même si ce n'est pas toujours possible de établir une limite exacte entre les divers types de pompes, on peut approximer les limites pour ces valeurs de la vitesse spécifique.

- Pompes hélices $N_{sq} > 135$
- Pompes centrifuges $N_{sq} < 60$
- Pompes hélicocentrifuges $60 < N_{sq} < 135$

La suivante figure 2.1 montre ces trois différents types dont on a parlé.

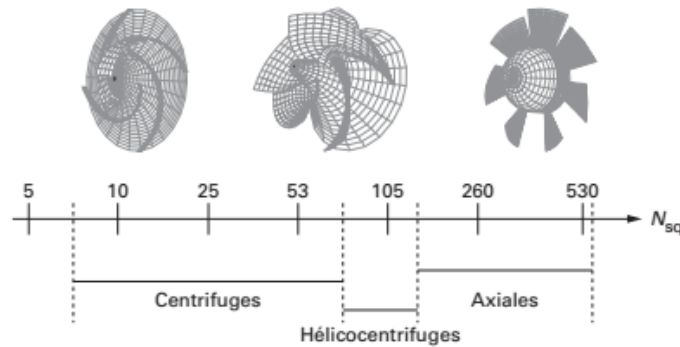


FIGURE 2.1 – Classification des pompes rotodynamiques
Source: REY et al. [6]

Les pompes centrifuges offrent une hauteur beaucoup plus grande par rapport aux autres types de pompes d'environ 100 fois plus élevée pendant que les pompes hélices ont une hauteur limite d'environ 11 mètres et travaillent avec de débits grands. Tous les deux, les pompes hélices et les hélicocentrifuges, ne sont pas employées pour de faible débits car ça conduise à des vitesses de rotation élevées à éviter. Le graphique si-dessous montre le différents domaines d'utilisation de chaque type de rotor dynamique où la courbe CEN représente l'ensemble des pompes centrifuges, l'en de C1 les centrifuges mono étage, HC1 les hélicocentrifuges monoétage et finalement la courbe H1 limite le domaine des pompes hélices mono étage.

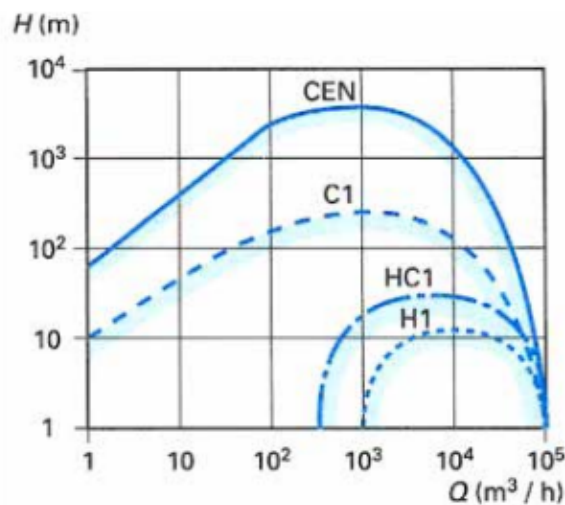


FIGURE 2.2 – Domaines d'utilisation des pompes roto dynamiques [8]

En ce qui nous concerne, on étudiera le cas d'une pompe axiale constituée de deux rotors

contrarotatifs dont le fluide véhiculé est de l'eau.

2.2 Généralités des machines axiales

2.2.1 Performance des pompes axiales classiques et contrarotatives

Pompes axiales classiques

Pour une meilleure compréhension de la performance des pompes contrarotatives il est essentiel de commencer à analyser le cas de la pompe axiale classique où les caractéristiques à étudier vont être simplifiées. Une pompe axiale est avant tout une machine de transfert et conversion d'énergie. En général, c'est le rotor qui va transférer une certaine quantité d'énergie au fluide en convertissant l'énergie mécanique en énergie de pression et énergie cinétique, car les propriétés du fluide vont changer en traversant la roue. Dans le cas des machines axiales, la majeure partie de la pression exercée par la pompe est due à l'action propulsive de ses aubes en rotation sur le fluide, lequel dans notre cas sera de l'eau.

Dans sa configuration générale, l'étage de compression dans une pompe axiale classique est constitué par un rotor et un stator. Le rotor tourne à une vitesse de rotation N lors que le stator reste fixé de manière que ses aubes seront disposés avec le propos de redresser l'écoulement vers l'axe débitant. Les propriétés physiques du fluide vont être modifiées comme conséquence de la déviation subit par l'écoulement grâce à la forme des pales et la vitesse de rotation du rotor. L'énergie est communiqué au fluide par le couple que la force tangentielle appliqué par la pale exerce au fluide. Cette force tangentielle augmentera le moment angulaire du fluide et par conséquent la vitesse à la sortie. En plus les pales sont dessinées pour avoir une augmentation de la pression statique également que une augmentation de l'énergie cinétique.

Pour la simplification de l'analyse de la performance de la pompe axiale, on montre ici le cas de deux grilles planes où le rotor est entraîné à la vitesse de translation U .

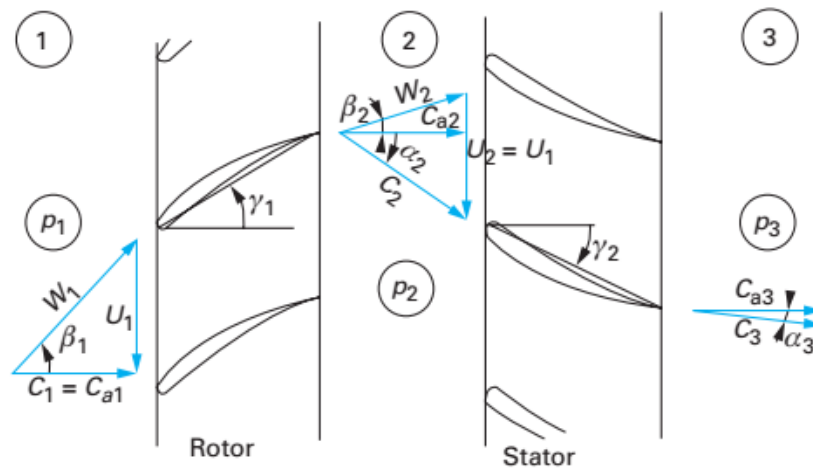


FIGURE 2.3 – Triangle des vitesses dans l'étage de compression d'une pompe axiale classique [9]

Où W sont les vitesses du mouvement relatif du rotor repérées par les angles β , et C sont les vitesses du mouvement absolu repérées par les angles α . La pression à la sortie du rotor va être plus grande que à l'entrée, et de la même manière, la pression à la sortie du stator va augmenter aussi; $P_1 < P_2 < P_3$.

La fonctionne du stator est, comme on a déjà dit, de redresser l'écoulement vers l'axe de l'écoulement. La vitesse du fluide aura une composant tangentielle à la sortie du rotor, et c'est précisément cette composant qu'il faut récupérer en forme de d'énergie de pression par le

stator. Par conséquent, on aura moins de pertes, alors, un rendement plus haut. Idéalement cette composant devrait être nulle.

La hauteur de l'étage est établie par une double application du théorème des quantités de mouvement aux aubes du rotor puis aux aubes du stator. Comme on peut trouver dans la bibliographie [9], l'hauteur fournie par l'étage horizontal est par définition :

$$H = \frac{p_3 - p_1}{\rho g} + \frac{C_3^2 - C_1^2}{2g} [\text{m}] \quad (2.2)$$

$$H = \frac{P_{3Tot} - P_{1Tot}}{\rho g} [\text{m}] \quad (2.3)$$

Où p se réfèrent aux pressions statiques et P aux pressions totales.

Pompes contrarotatives

Les machines classiques parfois ne sont pas capables de répondre aux demandes actuelles. Pour pouvoir augmenter l'énergie fourni par une pompe classique, il est possible d'augmenter la vitesse de rotation en augmentent aussi le bruit fait par la machine, ou le diamètre, qui par contre, peut avoir de problèmes d'encombrement. Les machines contrarotatives pourraient les remplacer afin de répondre a les nouvelles exigences de l'industrie en introduisant une autre rotor tournant dans le sens contraire au premier rotor au lieu du stator classique. Une pompe contrarotative est alors, l'assemblage de deux hélices alignées sur un même axe et tournant en sens contraire. Cela suppose de nombreuses améliorations dans la performance de la pompe ; répartir la charge sur le deux roues, récupérer un écoulement axial en sortie de la pompe, une énergie supplémentaire, performances similaires avec un encombrement réduit (diamètre plus petite) ou une vitesse plus faible etc.

En effet, le rotor amont, également que dans le cas précédant, va élever la pression du fluide à sa sortie. L'écoulement a encore une composant tangentielle qui se perdre si n'est pas récupéré. Dans les cas des machines contrarotatives, en dehors de redresseur l'écoulement par le rotor aval, on peut fournir une énergie supplémentaire. Théoriquement ça pourrait être possible de annuler complètement la composant tangentielle du fluide sortant du rotor aval, les pertes sont donc diminués en redressant l'écoulement sortant.

Entre les avantages que ce type des pompes présentent, on trouve aussi une diminution du diamètre pour le même point de fonctionnement et la même vitesse de rotation que la pompe classique, ou un réduction de la vitesse de rotation pour le même cahier des charges et diamètre comparé à la pompe classique en diminuant le risque de cavitation. Ces pompes axiales contrarotatives obtiennent également un meilleur rendement global. On pourrait dire alors, que la performance va augmenter pour un débit, un diamètre et une vitesse de rotation donnés par rapport à une pompe axiale classique. Pour toutes ces raisons l'intérêt pour ces types de machines est de plus en plus important malgré la complexité qu'elles comportent. D'une côté, le fait d'obtenir le mouvement des deux rotors est plus compliqué, et aussi l'influence que ces deux rotors pourraient avoir dans l'écoulement, une augmentation de fluctuations et perturbations par exemple, n'est pas encore complètement caractérisé.

Si on regarde, comme pour le cas d'un pompe axiale classique, la démarche de la vitesse de l'écoulement traversant l'étage de compression constituée maintenant par deux rotors contrarotatifs, on constate de nouveaux composants à définir. Dans ce cas les triangles de vitesses pour l'étage de compression vont être légèrement modifiés car maintenant le deuxième rotor va être en mouvement aussi. Le suivant schéma montre les triangles de vitesses pour le cas de deux grille d'aubes planes, pour le cas général où l'écoulement n'est pas totalement redressé.

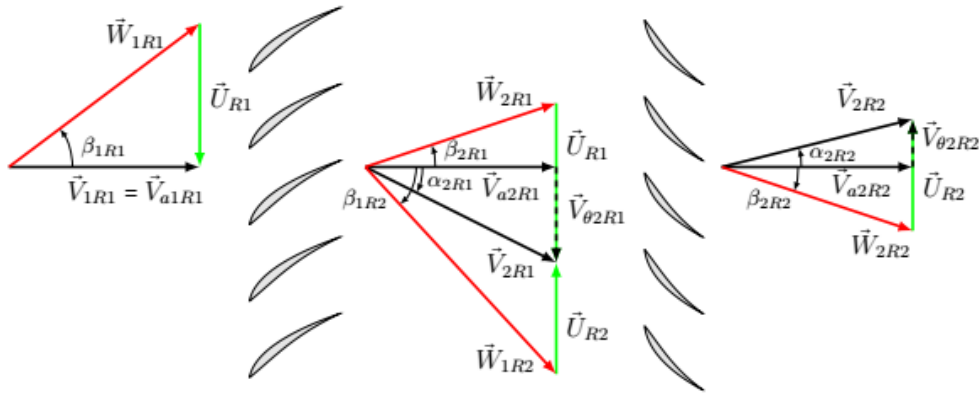


FIGURE 2.4 – Triangle des vitesses dans l'étage de compression d'une pompe axiale contrarotative [3]

Où les indices 1 et 2 repèrent aux vitesses et angles en aval et amont des chaque rotors et R1 et R2 à chaque rotor de l'étage de compression. Comme ça, par exemple, β_{2R1} l'angle de la vitesse relative en aval du rotor 1 par rapport a l'axe débitant. On peut définir

- V_{a1R1} = Vitesse débitante qui se maintient tout au long de l'étage. Donc c'est égal à V_{a2R1} et V_{a2R2} .
- V_θ = Composants perpendiculaires des vitesses absolues.
- V = Vitesses absolues.
- β = Angles du mouvement relatif.
- α = Angles du mouvement absolu.
- W = Vitesses du mouvement relatif.
- U = Vitesses d'entraînement des rotors.

L'hauteur de l'étage va être défini par l'équation 2.3, de la même manière que pour le cas de la pompe classique.

2.2.2 Pertes et rendement

Une autre des aspects essentiels pour la compréhension de la performance d'une pompe est la détermination des pertes. Il y a plusieurs sources de pertes dans la performance d'une turbomachine tels que les pertes mécaniques, pertes par fuites, le frottement des surfaces, hydrauliques etc. Le but principal est de trouver le point de fonctionnement de la machine dans lequel les pertes seront minimales et donc, le rendement maximal.

On s'intéresse ici dans les pertes hydrauliques associés au processus de transmission d'énergie de la roue au fluide. Ces pertes on peut les classer en deux groupes principales ; les pertes par frottement et les'en par désadaptation.

Quand l'écoulement traverse autour un profil d'aube, et pris en compte la conservation de quantité de mouvement, ça forme et dessin caractéristique forme une dépression dans l'extrados du profil, région à grande vitesse, pendant que l'intrados est en surpression. Cette distribution de pressions a comme conséquence une résultante hydrodynamique idéalement dans la direction perpendiculaire à la direction de l'écoulement qu'on appelle portance théorique, F_{zth} . Dans le cas d'un fluide réel, ou on aura la présence de la couche limite à la surface des profils, on a une autre résultant des effort de pression sur la direction de l'écoulement. Dans ce cas la portance résultante F_z diminue comme conséquence de l'apparition du effort résistant. On définit l'angle des pertes ϵ calculé comme le rapport entre le coefficient de portance C_z et le coefficient de traînée C_x 2.4.

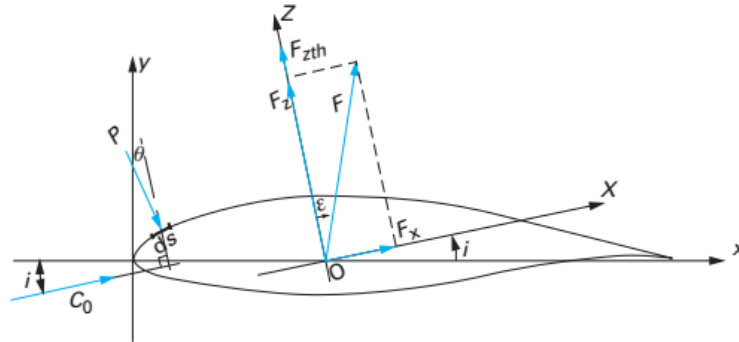


FIGURE 2.5 – Schéma des efforts sur un profil [7]

$$\operatorname{tg} \epsilon = \frac{F_z}{F_x} = \frac{C_z}{C_x} \quad (2.4)$$

Avec :

- F_z = La portance, résultante des efforts de pression sur l'axe OZ (perpendiculaire à la direction de l'écoulement).
- F_x = La traînée, résultante des efforts de pression sur l'axe OX.
- C_z = Coefficient de portance.
- C_x = Coefficient de traînée.
- ϵ = L'angle des pertes.

Si l'angle d'incidence i augmente, la traînée augmente considérablement et on regarde une zone très instable de décollement de la couche limite à l'extrados du profil. Les pertes de désadaptation sont modélisés alors, en fonction de l'angle d'incidence avec lequel le fluide rentre dans la roue, que selon [7] on peut définir comme :

$$C_{dc} = K(i - i_0)^n \quad (2.5)$$

Où K et n sont des coefficients dépendent de l'angle α que la vitesse d'entrée du fluide forme avec l'axe perpendiculaire au front roue et la cambrure aérodynamique $C_{z\infty 0}$, qui est le coefficient de portance en aubage isolé mesuré sous incidence nulle [7].

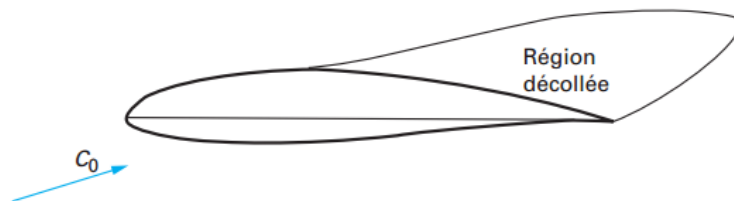


FIGURE 2.6 – Région de décollement dans le profil [7]

Les pertes par frottement, qu'on aura toujours à l'incidence optimal ($i = i_0$), ne dépendent que de la cambrure aérodynamique comme l'analyse des essais NACA montre. Ils peuvent se modéliser par la suivante relation :

$$C_{do} = 0,003733C_{z\infty 0} + 0,01093 \quad (2.6)$$

Les pertes hydrauliques totales alors, en étant la somme des pertes de frottement et des pertes de désadaptation, sont définis comme suit.

$$C_d = C_{do} + C_{dc} \quad (2.7)$$

On introduit aussi le concept de facteur de diffusion, définie par Lieblein [4] à partir du valeur de la vitesse maximale du fluide en traversant la roue (C_{max}). Ce facteur traduit "un compromis entre les pertes de frottement et le sillage des aubages" [7]. Plus la diffusion est grande, plus le sillage sera grande et par contre, lors que la diffusion diminue l'effet de frottement sera plus important. Pour faciliter son calcul, on utilise le facteur de diffusion globale en décrivant le même phénomène mais définit à partir des données extérieurs à la grille. Le facteur de diffusion est définie par la équation suivant.

$$D = 1 - \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} + \frac{\cos \alpha_1}{2\sigma} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) \quad (2.8)$$

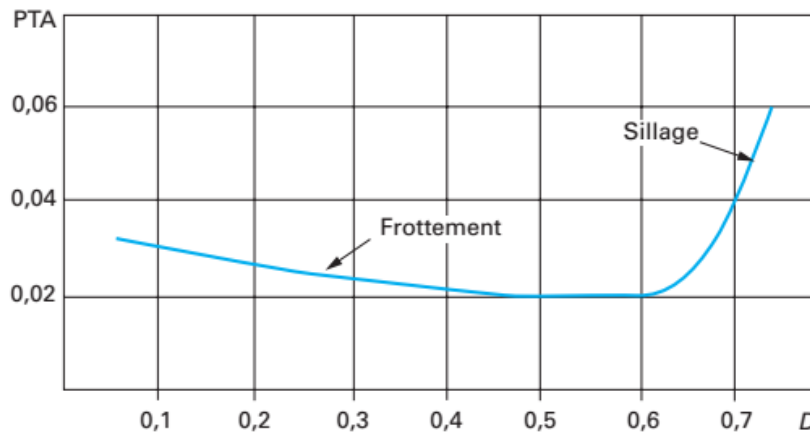


FIGURE 2.7 – Evolution des pertes totales avec le facteur de diffusion globale D [7]

2.2.3 Phénomène de la cavitation

Dans le cadre de l'étude numérique de ce projet dans une deuxième partie on étudiera la cavitation dans notre pompe contrarotative. La cavitation est un phénomène qui se produit lorsque la pression dans un point ou zone du courant d'un liquide descend au-dessous de certaine valeur minimale admissible. Elle constitue un point important dans le dimensionnement et la conception des pompes. Dans le cas où un point du fluide atteindrait la pression limite pour un liquide, alors, sa pression de vapeur, il y aura une vaporisation ponctuelle en apparaissant une bulle de vapeur.

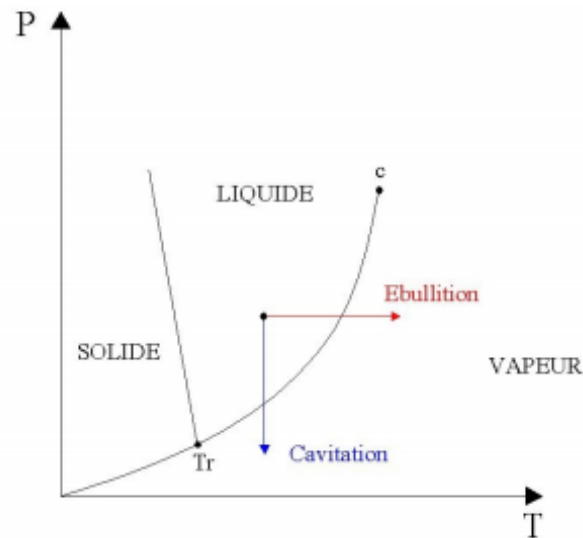


FIGURE 2.8 – Diagramme PT de l'eau [1]

Les implosions de ces bulles dans les régions de pression plus haute ont un effet érosif sur les surfaces de la turbomachine qui peut arriver à le détruire. On cherche à limiter la cavitation pour plusieurs raisons, le bruit à cause de l'implosion des bulles, la perte de rendement de la performance de la machine où la détérioration des éléments métalliques entre autres font précis l'étude de la cavitation afin de connaître ses causes et pouvoir ainsi le contrôler.

Pour le cas de l'écoulement traversant une roue, la pression du fluide va augmenter jusqu'à sa valeur à la sortie, mais dans cet évolution, n'étant pas monotone, une dépression a lieu à l'entrée de la roue tel qu'il apparaît dans la figure 2.9. Alors, on appelle k le point de pression minimal et par conséquent de vitesse maximale, dont on risque d'avoir premièrement le phénomène de la cavitation. Ce point est complètement définie grâce à la transformation de Joukovski [7] fait pour un profil d'aube qui permet de résoudre l'écoulement autour d'une forme quelconque à partir de l'écoulement connu autour d'une forme simple comme par exemple, un cercle.

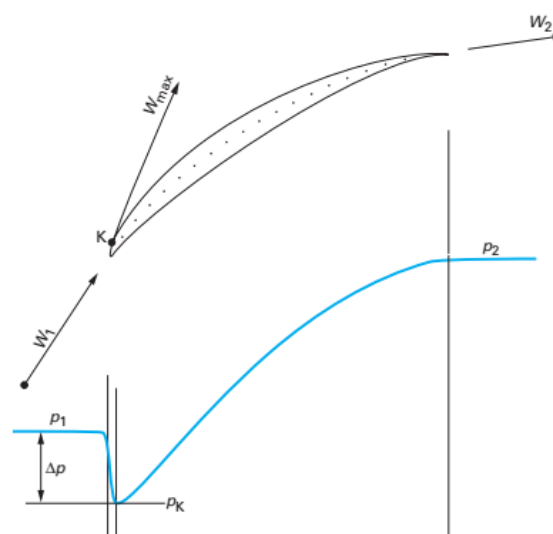


FIGURE 2.9 – Evolution de la pression de l'entrée à la sortie de la roue [6].

D'une autre part, on observe que ce dans le rayon extérieur de la roue qu'on risque d'avoir les premières indications de cavitation puisque ce là où on obtient des vitesses maximales par rapport aux autres sections de la pale. Alors, ce premier apparition de la phase gazeuse dans le fluide s'appelle cavitation physique. Les bulles de vapeur qui peuvent apparaître dans ce point-là vont imploser immédiatement car la pression à partir du point k augment.

En fait, dans la littérature on rencontre divers types de cavitation, que selon [7] sont ; la cavitation physique déjà présenté, la cavitation érosive et l'en industrielle. Ce sont les conditions d'aspiration qui se dégradent, qui font que la cavitation s'étend et l'implosion des bulles de vapeur commence à éroder les surfaces des aubages. Si les conditions se dégradent encore plus, on attend la cavitation de type industrielle où la performance de la machine suit une chute considérable. Il faut remarquer que c'est la cavitation physique le seul type de cavitation qui puisse être prévisible par le calcul.

On peut penser que la condition de non-cavitation de la pompe consiste en assurer que la pression à l'entrée soit supérieure à la pression de vapeur saturante du liquide à la température de l'écoulement, mais ça n'est pas suffisante car il existe de zones dans la pompe où la pression est inférieure à la pression d'entrée. On introduit ainsi le concept de la capacité d'aspiration de la pompe, le NPSH requis, définie selon [7] comme "la charge nette requise à l'aspiration au-dessus de la pression de vapeur ". Cette grandeur est généralement donné ar le constructeur sur forme de courbe en fonctionne du débit. On peut définir aussi le NPSH disponible du circuit hydraulique, qui fait référence à la marge de pression au dessous de la pression de vapeur saturante du fluide, calculé de la façon suivant : 2.11

$$NPSH = \frac{p_1}{g\rho} + \frac{C_1^2}{2g} - \frac{p_v}{g\rho} \quad (2.9)$$

Avec ;

- p_1 = pression d'entrée de la pompe.
- C_1 = Vitesse débitante à l'entrée de la pompe.
- p_v = pression de saturation du fluide

La condition de non cavitation de la pompe sera alors,

$$NPSH_{disp} > NPSH_{requis} \quad (2.10)$$

Pour déterminer le NPSH requis pour les pompes hélices, on trouve la relation suivante selon [6] :

$$NPSH_r = \frac{C_1^2}{2g} + \lambda \frac{W_c^2}{2g} \quad (2.11)$$

Avec ;

- λ = Coefficient de dépression dynamique.
- W_c = Vitesse débitante dans le col de largeur h formé entre deux aubes.

2.3 Aspects fondamentaux de la CFD

2.3.1 Qu'est-ce que la CFD ?

La mécanique des fluides assisté par ordinateur, aussi connu par l'acronyme anglais CFD (Computational Fluid Dynamics), est l'ensemble de méthodes numériques permettant d'étudier un écoulement de fluide dans un environnement donné.

Les mouvements des fluides sont gouvernés par un système de quatre équations différentielles appelées « Équations de Navier-Stokes ». Il est aussi possible de coupler les Équations de Navier-Stokes avec d'autres équations comme celles de radiation thermique, réactions chimiques, etc, ce qui permet d'étudier un panel très vaste de problèmes de Recherche et Développement. L'approximation de la solution par rapport au phénomène physique est toujours un compromis entre les ressources de calcul ou de modélisation disponibles et les besoins de représentation physique. Néanmoins, grâce aux développements des calculateurs plus puissantes et de nouvelles modèles de simulation, la CFD permet d'avoir de solutions très satisfaisantes. En utilisant la modélisation mathématique, les méthodes numériques et les outils informatiques, la CFD permet aux scientifiques et ingénieurs de prédire le comportement des écoulements.

2.3.2 Étapes de la CFD

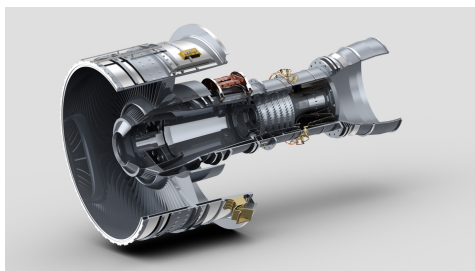
Étant donnée que la CFD est un ensemble d'équations et de méthodes numériques, c'est donc cohérente qu'elle suit un processus logique pour arriver jusqu'aux résultats de la simulation. On peut diviser le processus de solution en trois groupes, le pre-traitement, la solution et le post-traitement.[2].

2.3.3 Pre-traitement

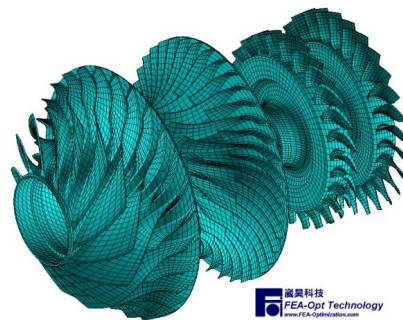
Le pre-traitement sont tous les opérations essentielles pour que le cas de simulations puisse être résolu.

Géométrie

Avec la géométrie on définit les frontières et le volume physique dans lesquelles le cas de simulation aura lieu. Il faut remarquer que la géométrie à utiliser dans la simulation est dans la plus part de cas différente de ce d'un modèle CAO "Conception assistée par ordinateur", donc si dans une simulation on part avec un modèle CAO comme ce qui est montré dans la figure 2.10a, il faudrait le modifier pour arriver jusqu'à un modèle IAO "Ingénierie assistée par ordinateur" comme ce qui est montré dans la figure 2.10b, avant d'essayer ou de compléter une autre partie du processus de simulation.



(a) Modèle CAO



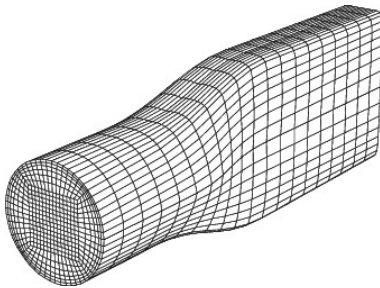
(b) Modèle IAO

Maillage

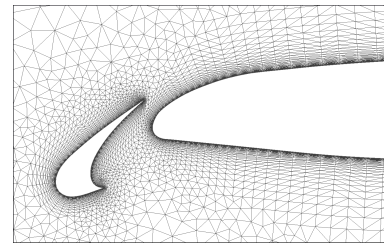
Les méthodes numériques les plus utilisées dans la CFD sont les différences finies, les éléments finis et les volumes finis. Ces trois méthodes sont dépendantes de certains types de grille ou maille pour discrétiser les équations de base. Ils existent deux types de maille, structurée et la non structurée.

Dans le maillage structuré, chaque nœud est identifié par les indices i, j, k et leurs coordonnées cartésiennes correspondent $x_{i,j,k}$, $y_{i,j,k}$, et $z_{i,j,k}$. Aussi tous les cellules ont une forme de quadrilatère en 2D et hexaèdres en 3D, comme se montre dans la figure 2.11a.

D'un autre côté, dans une maille non structurée, les cellules du maillage et aussi les nœuds n'ont pas d'ordre particulier. Dans le passé les cellules d'une maille non structurée étaient des triangles en 2D et de tétraèdres en 3D. À ce jour, les mailles normalement consistent des quadrilatères et triangles en 2D et des hexaèdres, tétraèdres, prismes et pyramides en 3D, pour bien approximer les propriétés de la couche limite. Par conséquent on parle dans ce cas là des mailles hybrides ou mixtes. La figure 2.11b montre le maillage non structuré d'un profil aérodynamique.



(a) Maillage structuré



(b) Maillage non structuré

Modèle Physique

Pour une bonne simulation il est essentiel aussi de définir quelques aspects comme le type d'écoulement, les propriétés macroscopiques et la modélisation de la turbulence.

Normalement on a comme choix des écoulements visqueux ou non visqueux, compressibles ou incompressibles, stables ou transitoires, laminaires ou turbulents, monophasiques ou multiphasiques.

Aussi c'est essentiel de définir les propriétés macroscopiques de l'écoulement comme par exemple la densité, la viscosité, la pression, la température et la vitesse.

A cause du régime d'opération, les écoulements turbulents sont habituels dans les simulations des turbomachines. Il existe une grande quantité de modèles de turbulence mais leur étude sort de l'objectif de ce document, alors ils seront seulement énoncés.

- Modèles RANS (Reynolds Average Navier-Stokes) : Spalart-Allmaras, $k - \epsilon$, $k - \omega$, etc.
- Modèles LES (Large eddy simulations) : Smagorinsky-Lilly, RNG-LES, WALE (Wall-adapting local eddy-viscosity), etc.
- DES (Detached eddy simulation).
- DNS (Direct numerical simulation).

Conditions limites

Ici on doit fixer à la fois le comportement de l'écoulement dans chaque frontière du volume fluide et le comportement des frontières, s'ils bougent ou pas, s'ils transfèrent de chaleur, s'ils sont un milieu poreux, etc. Si le problème est transitoire, il faut aussi fixer les conditions initiales.

2.3.4 Solution

Dans ce partie on lance la simulation, et les équations sont solutionnés de façon itérative soit comme stable soit comme transitoire. Des fois au moment de la solutions on peut regarder les courbes des résiduels de la solutions des équations, comme se montre dans la figure 2.12, ce qui permet d'identifier si la solution est convergente ou pas.

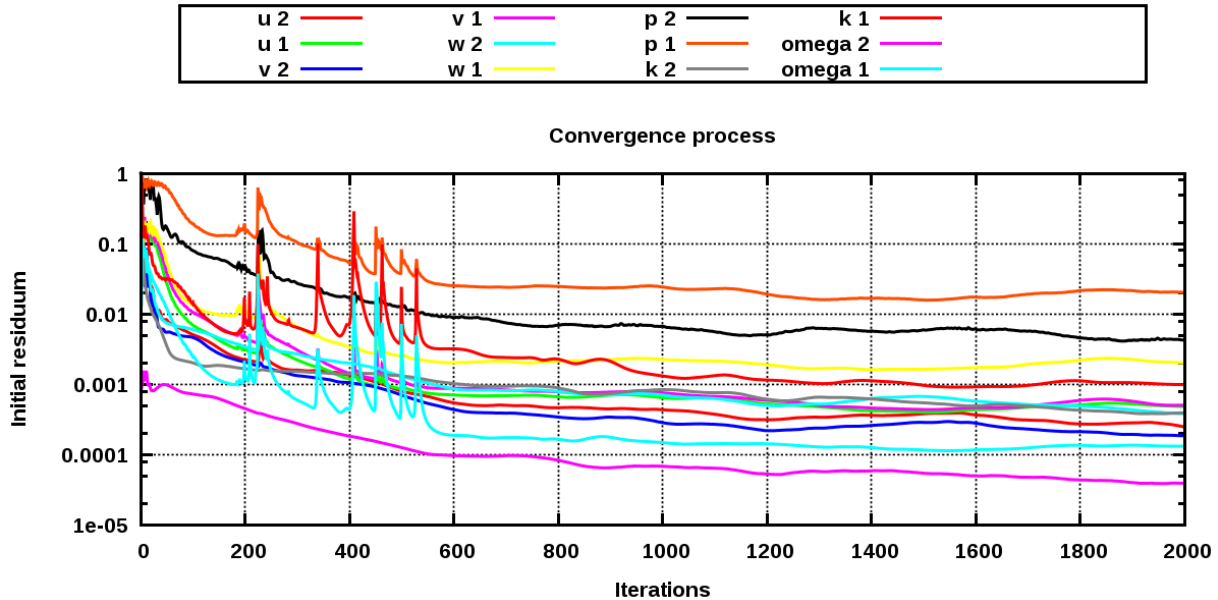


FIGURE 2.12 – CFD residuals

2.3.5 Post-traitement

Après que la solution est fini, c'est primordial d'analyser les résultats obtenus. Normalement il y a beaucoup des options pour visualiser les résultats, par exemple avec de contours de vitesse et pression, avec de lignes de courantes ou avec le traçage des courbes, entre autres.

Ce qu'est le plus importante est d'analyser les résultats avec sens physique et mathématique au mémé temps, puisque si bien les résultats son physiques, une grande partie du processus de solution a été mathématique, et on peut trouver des erreurs dans n'importe quelle partie du processus.

Conformément aux étapes mentionnés auparavant pour un cas général de simulation numérique, on va décrire ensuite la procédure réalisée pour notre machine.

3.1 Géométrie

Cette étude est basé sur un projet précédent dans lequel la géométrie de notre pompe contrarotative à analyser a été dimensionné et dessiné afin de répondre à certains paramètres de fonctionnement. A partir des mesures expérimentales d'une pompe réelle et par similitude une machine axiale classique a été conçue avec le logiciel MFT3D en l'adaptant aux dimensions du laboratoire DynFluid. Après c'était cette même pompe classique qui a aidé à la conception de la machine axial constitué de deux rotors contrarotatifs qu'on analyse maintenant. On pars alors du point nominal de fonctionnement de la machine contrarotative dessiné, étant le point nominal celui pour lequel le rendement est maximal. Le rotor aval, comme on trouve dans le projet précédente [10], a été conçu dans le but de redresser la vitesse C_{U2} du rotor amont. Pendant que le rotor amont été destiné de fair 0,6 m d'hauteur, le rotor en aval fera le reste 0,4 m jusqu'à avoir 1 m d'hauteur fournit par la pompe. Lors de la conception, le rotor en aval a été conçu pour avoir une vitesse plus faible pour éviter le cas particulier avec le deux vitesses égales. Aussi, il a une pale plus par rapport au rotor amont, pour éviter d'avoir des fluctuations de pression.

Le tableau ci-dessous présente les différents paramètres de référence au point nominal avec lesquels les rotors ont été dessinés bien que les en de la pompe axiale classique de référence.

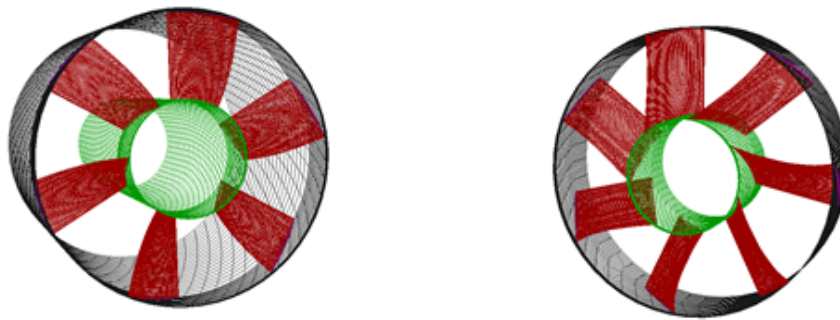
TABLE 3.1 – Caractéristiques de la machine axiale de référence

Q_V [m ³ h ⁻¹]	H [m]	D [m]	N [rpm]
472.5	1	0.25	840

TABLE 3.2 – Caractéristiques de la machine contrarotative

Rotor	Q_V [m ³ s ⁻¹]	N [rad s ⁻¹]	H [m]	N° des pales	R_e [m]	R_i [m]
Amont	0.13	78.54	0.6	6	$9.9 \cdot 10^{-2}$	$3.9 \cdot 10^{-2}$
Aval	0.13	52.36	0.4	7	$9.9 \cdot 10^{-2}$	$3.9 \cdot 10^{-2}$

La géométrie originale avec laquelle on a commencé à travailler se montre dans les images suivants ; d'une côté la géométrie des deux rotors séparément sur BladeGen et aussi l'ensemble d'un canal du écoulement sur DesignModeler.



(a) Géométrie originale du rotor amont (b) Géométrie originale du rotor aval

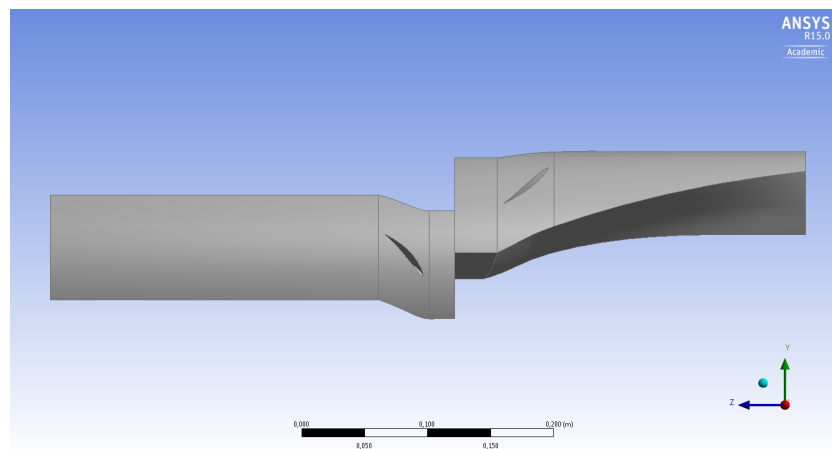


FIGURE 3.2 – Géométrie d'un canal de l'étage de compression

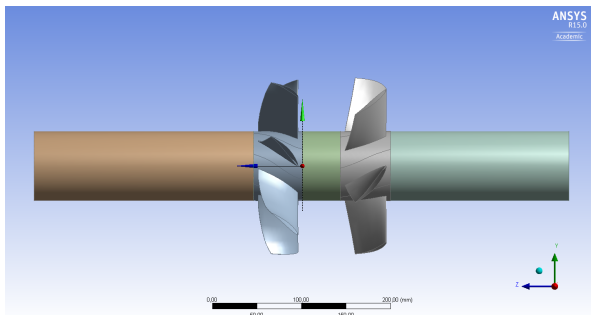
À partir de la géométrie déjà créée qu'on avait comme référence, on a fait quelques modifications que nous ont aidé après à la conception du maillage et donc à la simulation numérique de la pompe. Avant tout, il faut noter qu'en dépend de la technique employé pour la simulation numérique de la machine il faudra avoir unes ou autres caractéristique dans la géométrie. Ça veut dire que ayant décidé d'utiliser le système de "Frozen Rotor" ou MRF "Multiple Reference Frame" pour le calcul numérique précédemment, nous avons dû prendre en compte quelques aspects avant de modifier la géométrie. Premièrement, on devra travailler avec les rotors entiers pour les simuler et ça conditionnera bien la géométrie et la maille. Il faut remarquer aussi, que dans notre cas de simulation, il y aura quelques parties en mouvement pendant que les autres resteront fixés sans bouger. C'est pour cela qu'on devra définir différents systèmes de référence pour chaque région et pour faire ça on doit bien définir ces différents régions les un

des autres. Alors, on a créé différents parties en découpant la géométrie initiale pour après les traiter individuellement.

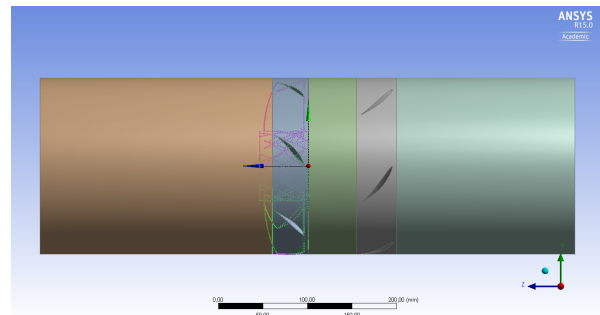
On cherche deux choses en découpant la géométrie en différentes parties ; faciliter le maillage de chaque région et aussi définir les interfaces entre les corps qui vont permettre après la configuration du méthode de simulation. On a travaille alors avec cinq corps indépendantes qui vont conformer le volume du contrôle de la simulation numérique qui sont ; l'entrée au rotor amont, les deux rotors amont et aval, la sortie de cet dernier et le milieu entre les deux roues. Ce dernier corps nous permettrait pouvoir étudier en cas d'être nécessaire l'influence de la distance entre le deux rotors dans la zone inter-rotor. Pour tous les calculs numériques faits, cette distance entre les deux rotors a été d'environ 5 centimètres, la longueur d'une corde à peu près.

Il faut remarquer que les coupes ont été faites pour qu'on peut s'adapter à la géométrie des pales des rotors. La géométrie des pales étant assez compliqué, si nous faisons de coupes verticales, les éléments à la périphérique des pales seraient beaucoup plus longues que les en en bas. Cet-à-dire, les coupes ont été faites parallèles au bord de fuite de l'aubage pour éviter une déformation excessive des éléments là ou la géométrie du profil est plus difficile à mailler. Les interfaces entre le milieu et le rotor amont et entre le rotor aval et la sortie seront donc inclinés pour que tous les éléments au borde de fuite et borde d'attaque soient similaires en taille et apparence tout au long de l'hauteur de la pale.

D'une autre part, on assurer un volume de contrôle avec des frontières suffisamment loin, donnent à l'entrée et sortie une longueur trois-quatre fois le diamètre des rotors pour pouvoir capturer les différents variations que l'écoulement peut avoir et que les propriétés du fluide sont uniformes. On a essayé d'obtenir un volume de contrôle le plus réaliste possible pour que les résultats de la simulation numérique soient aussi plus proche à la réalité. La géométrie finale qu'on a utilisé pour dessiner la maille est celui-là.



(a) Géométrie finale



(b) Volume de contrôle finale

3.2 Maillage

Une fois qu'on a adapté la géométrie à nos besoins, la prochaine étape a été la conception du maillage. Pour cela, on a travaillé avec deux logiciel parallèlement, ICEM CFD et TurboGrid dans lesquels on a fait deux prototype de maille pour pouvoir les comparer après et choisir l'un qui s'adapte meilleur à notre géométrie .

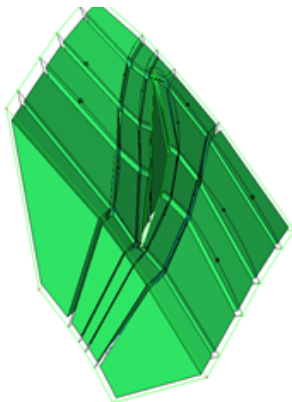
3.2.1 Maillage sur ICEM CFD

Le premier modèle de maille présente ici c'est l'en dessiné à l'aide du logiciel ICEM CFD. L'aspect plus caractéristique de ce logiciel c'est qu'il nous permette de créer une maille structurée manuellement à partir de plusieurs blocs en distribuant la géométrie en petites parties avec l'objectif de nous adapter mieux à la forme de celle-ci. Avec ce méthode on est le responsables de choisir les blocs qui vont former la maille, alors, le temps et travaille que ce méthode porte est beaucoup plus important que dans les autres cas.

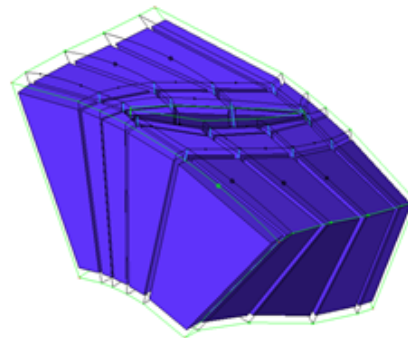
Comme on a déjà vu, la géométrie a été découpé en différents régions, cinq concrètement qui vont être maillés séparément. On pars de la géométrie d'un seul canal. Pour les corps qui ne vont pas tourner, l'entrée, le milieu et la sortie, pour simplifier le processus de création de maille, on a fait leur révolution pour mailler directement tout le domaine de calcul avec un seul bloc pour chaque partie. Ensuite, pour le cas des deux rotors, on a maille premièrement le volume de contrôle respectif a une seule pale pour après le copier pour toutes les autres pales de chaque rotor. Évidement pour la complexité de la géométrie des aubes il a fallu employer beaucoup plus de blocs pour obtenir une maille acceptable.

En utilisant de blocs, chaque bord et ligne du cube vont être associés aux points et courbes de la géométrie originale et ce sont ces blocs lesquels vont être parties pour former la maille. Les côtés parallèles du cube doivent maintenir le même partition, et en conséquence, tous les éléments formé à partir de ces blocs vont être carrés en formant un maille structuré dans sa totalité.

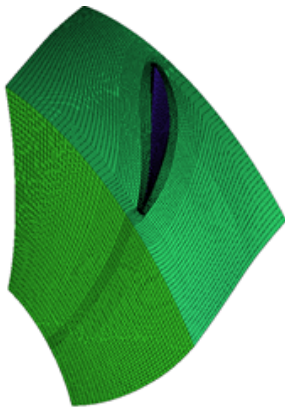
Si bien le résultat de l'utilisation des blocs est assez bonne, leur conception n'est pas de tout facile. Il faut remarquer que la géométrie courbé de la pale fait vraiment compliqué son adaptation à partir de blocs carrés. Pour avoir une maille de bonne qualité il y a quelques paramètres dont doit réparer, tels que la relation d'aspect des éléments, leur distorsion etc car on a certains limites qu'il faut pas dépasser. Après plusieurs tentatives finalement le dessin de la maille a eu besoin de trente blocs pour arriver à bien s'adapter à la géométrie de la pale.



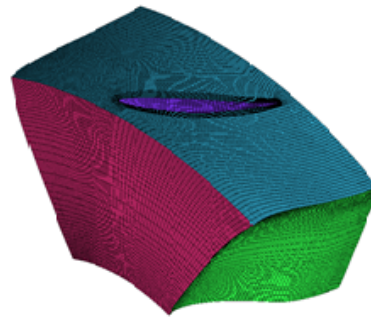
(a) Blocs d'une pale du rotor amont



(b) Blocs d'une pale du rotor aval

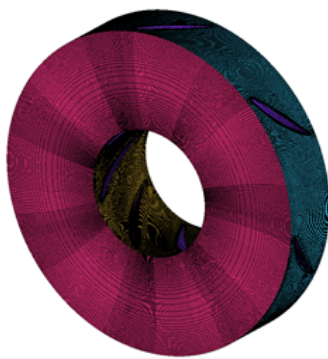


(a) Maillage d'une pale du rotor amont

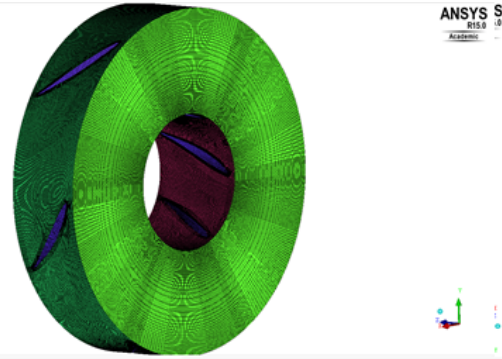


(b) Maillage d'une pale du rotor aval

Il faut remarquer qu'on a maillé une seule pale et après on a fait la révolution de celle-là pour obtenir la maille complète de tout le rotor et ainsi faciliter beaucoup ce processus pour même le cas du rotor amont et aval. Finalement on a obtenu une maille structuré en utilisant des éléments carrés pour tous les différents parties de notre géométrie.



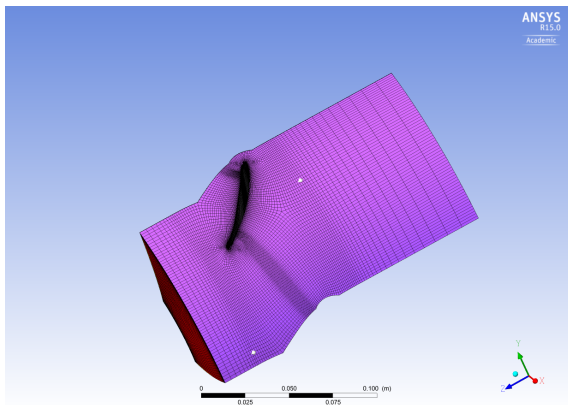
(a) Maille du rotor amont



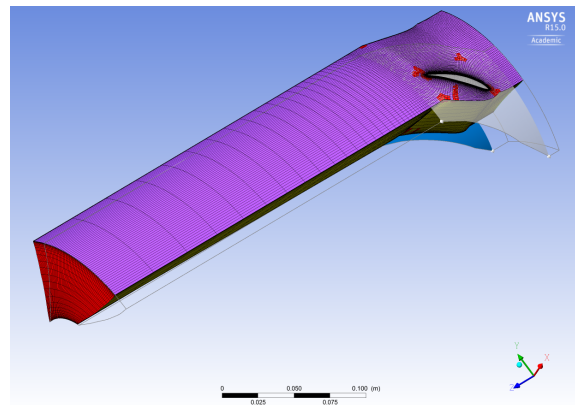
(b) Maille du rotor aval

3.2.2 Maillage sur TurboGrid

Parallèlement au maillage crée sur ICEM CFD on a travaillé sur une autre logiciel comme c'est le cas de TurboGrid pour avoir une approche différent au moment de trouver la maille le plus adaptée à notre géométrie. Contrairement au cas précédent où on a découpé la géométrie et maillé manuellement chaque région, ici c'est le même logiciel qui est configuré spécifiquement pour crée les différents parties de la géométrie en séparant l'entrée, la sortie et le milieu des rotors. Aussi, c'est lui même qui va créer la maille automatiquement pour toute la géométrie d'une fois. En fixant le nombre total de noeuds pour chaque canal on peut créer tout le maillage automatiquement. Par contre, bien si cette caractéristique du programme suppose une facilité très avantageuse pour gagner en temps et travail dans la création et conception de la maille, ça ne nous permet pas de le personnaliser de façon que nous puissions nous adapter mieux à notre cas de géométrie. Comme dans le cas antérieur notre problème ont été les éléments au sein du borde de fuite du profil sa la largeur étant très petite par rapport à la distance entre le noeuds au long de la pale, la relation d'aspect des éléments n'était si bonne que dans le cas précédente.



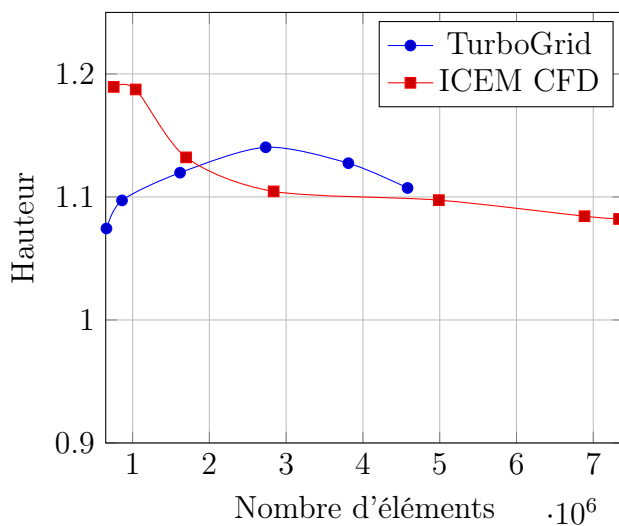
(a) Maillage d'une pale du rotor amont



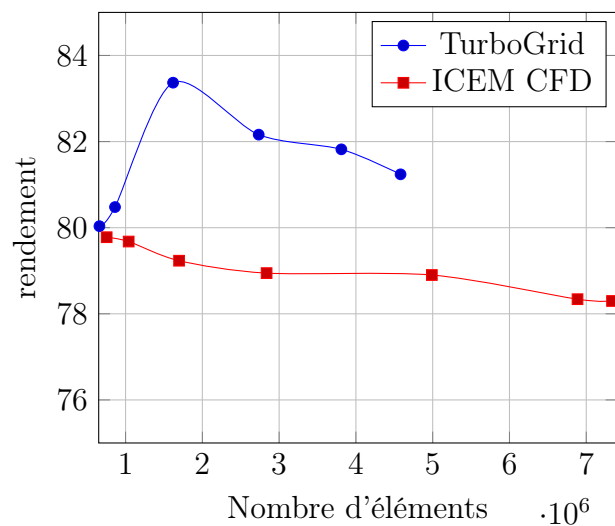
(b) Maillage du rotor aval sur TurboGrid

3.2.3 Résultats de l'étude de maillage

Après qu'on a dessiné nos maillages sur ICEM CFD et TurboGrid on a fait une étude des deux maille pour choisir l'en définitive en comparant les résultats qu'elles nous donnent. Aussi, une fois qu'on a décidé le logiciel avec lequel on va travailler pour mailler la géométrie il faut trouver la taille optimale à partir laquelle les résultats de la simulation ne dépendent plus de cela. Pour l'étude de maillage, on a lancé une même cas de simulation sur Fluent dans le point nominale de la pompe pour plusieurs tailles de maille. On l'a raffiné à chaque fois en introduisant de plus en plus d'éléments, et on a vu quand est-ce que les résultats deviennent constantes. Dans le point où les calculs restent égaux bien que le nombre des éléments augmente, on peut dire que à partir de ce point les résultats restent indépendants de la taille de maille et alors il ne vaut pas la peine d'agrandir la taille puisque le résultat ne variera pas trop, et nous augmenterons le temps de calcul.



(a) Comportement hauteur



(b) Comportement du rendement

FIGURE 3.8 – Résultats de l'étude de la maille

D'une côté on voit que les résultats pour la maille fait avec ICEM CFD arrivent à être plus constantes à partir d'un taille de maille pendant que on n'obtient pas cette convergence dans l'autre cas. En plus, la maille fait sur ICEM CFD a convergé beaucoup plus rapidement que l'en de Turbogrid en donnant de meilleur résultats. C'est pour cela qu'on a décidé de travailler avec le premier prototype de maille conçu et en plus, prendre comme taille optimale du maillage une maille d'environ cinq million d'éléments.

Finalement, en sachant la taille optimale de la maille on a pris le modèle qu'on avait dessiné pour ce nombre d'éléments et on l'a adapté pour une meilleur résultat, en diminuant la différence de taille entre les éléments au niveau des interfaces entre les divers régions. Ensuite on montre les résultats trouvés pour cette dernière modèle de maille dans le point nominal de fonctionnement.

TABLE 3.3 – Cahier des charges du point nominal de fonctionnement

Q_v [m ³ s ⁻¹]	H [m]	R [%]	P [kW]	N amont rpm	N aval rpm
468	0.94	66.02	1.81	750	500

3.3 Configuration du calcul numérique

Le dernier étape avant de lancer les calculs et procéder à la résolution des équations de la dynamique des fluides, est la configuration du cas à résoudre pour le solveur. On peut distinguer deux démarches différentes dans le calcul numérique pour le cas où on prend en compte le phénomène de cavitation où pas.

3.3.1 Calcul non cavitant

Dans une première partie de la simulation numérique le but a été de caractériser la performance de la pompe dans le point nominal de fonctionnement et dehors ce point calculant sa courbe caractéristique sans prendre en compte le phénomène de cavitation. Le comportement hydraulique d'une pompe est spécifié par sa courbe caractéristique, laquelle représente la relation entre les différents valeurs du débit par rapport aux autres paramètres tell que l'hauteur manométrique, le rendement hydraulique ou la puissance requise.

Comme on a dit avant, la technique employé pour les simulations a été la méthode "Frozen Rotor" ou il y a une configuration spécifique à faire. Cette méthode est une approximation à l'état stable dans laquelle les zones individuelles peuvent être affectées par différents vitesses de rotation ou translation. L'écoulement dans chaque région mobile est résolu en utilisant les équations MRF. Si la zone est stationnaire, les équations se réduisent à leur forme fixe. Au niveau des interfaces entre les différentes régions une transformation de cadre de référence locale est effectuée pour permettre que les variables du écoulement d'une région soient utilisés pour calculer les variables de la zone adjacente.

Il convient de noter que l'approche MRF ne tient pas compte du mouvement relatif d'une zone mobile par rapport à des zones adjacentes, qui peuvent être mobiles ou fixes. Le maille reste fixe pour le calcul, alors, on pourrait dire qu'on arrête le mouvement de la partie mobile dans une position spécifique et on observe le champ d'écoulement instantané pour une position fixée. La maille étant réparti dans cinq différent zones, on a définie quatre interfaces entre-eux. Au niveau des interfaces entre les zones, une transformation de cadre de référence locale est effectuée pour permettre utiliser les variables d'écoulement dans une zone pour calculer le flux à la frontière de la zone adjacente. Aussi, une cadre de référence pour chaque région du volume de contrôle a été fixé ; une vitesse de rotation pour les rotors et une vitesse nulle pour les autres corps.

En ce qui concerne le modèle de turbulence, nous avons choisi le modèle à deux équations $k-\omega$ SST, où k est l'énergie cinétique turbulent, ω la fluctuation de la vorticité, et SST le "shear stress transport".

Pour les conditions aux limites on a travaillé avec le suivants conditions :

- Entrée : "*Velocity inlet*". Les conditions limites de vitesse d'entrée sont utilisés pour définir la vitesse d'écoulement, ainsi que toutes les propriétés scalaires pertinentes de l'écoulement, à l'entrée. La pression totale n'est pas fixé mais elle augmentera fournir la distribution de vitesse prescrite. Cette condition est applicable aux flux compressibles et incompressibles. En modifiant le paramètre de vitesse de l'écoulement à l'entrée on réussit à contrôler le débit, par la relation $Q = v * S$ car la surface d'entrée reste constante
- Sortie : "*Pressure Outlet*". Ce condition exige la spécification d'une pression statique à la sortie. La valeur de la pression statique spécifiée est utilisée seulement lorsque l'écoulement est subsonique. La possibilité de changer la pression à la sortie nous permettra d'étudier le phénomène de cavitation après.

Après avoir définie les divers paramètres pour la simulation, on a lancé la même simulation numérique plusieurs fois pour différents valeurs de la vitesse d'entrée pour avoir la courbe caractéristique de la pompe. Pendant cette étude les vitesses de rotation des rotors bien que la pression à la sortie vont rester constantes. On changera que la valeur de la vitesse à l'entrée et analyser la réponse de la pompe pour les différents valeurs du débit. Grâce à l'option que Fluent nous donne pour l'étude paramétrique, on doit seulement fixer une liste de valeurs pour la vitesse à l'entrée et garder comme résultat quelque paramètres qui nous permettrons calculer l'hauteur manométrique, la puissance et le rendement. Les formules avec lesquels on a calculé ces paramètres sont les suivantes.

$$H = \Delta P / \rho g \quad [\text{m}] \quad (3.1)$$

$$P = C_1 * \omega_1 + C_2 * \omega_2 \quad [\text{W}] \quad (3.2)$$

$$\eta = Q \Delta P * 100 / P \quad [\%] \quad (3.3)$$

Ou C_1 et C_2 sont les couples des deux rotors amont et aval respectivement, et ω_1 et ω_2 , leur vitesses angulaire de rotation.

3.3.2 Calcul cavitant

Pour la modélisation de la cavitation sur Fluent il y a trois modèles disponibles ; le modèle Zwart-Gerber-Belamri, l'un de Schnerr and Sauer et l'en qu'on a utilisé, le modèle Singhal. Bassés sur l'équation de Rayleigh-Plesset, les trois vont décrire la croissance d'une seule bulle de vapeur dans une fluide. La formation de bulles et l'implosion sont pris en compte à la fois dans ces modèles de cavitation.

On a choisi le modèle Singhal qui répond à le changement de phase, la dynamique des bulles, les fluctuations de la pression turbulente, et les gaz non condensables dans le fluide. Par contre cette modèle est moins stable numériquement que les autres deux modèles et certains conditions défavorables comme la grande différence des pressions entre l'entrée et la sortie, le grand ratio entre les masses volumiques du liquide et vapeur ou des mauvais conditions initiales peuvent conditionner la convergence de la solution. C'est pour cette raison que pour la simulation de chaque point de fonctionnement dans le cas ou on va analyser la cavitation il peut être avantageux d'obtenir un champ de pression réaliste avant la formation des cavités. Ça peut être atteint par l'obtention d'une solution convergé pour le cas d'un écoulement avec un seul phase et après l'activation du modèle de cavitation. On part de la solution du calcul pour le cas ou il y a qu'un phase, alors sans prendre en compte la cavitation. Un fois qu'on obtient de la convergence, on introduit le modèle multiphasique, ou on a deux phases ; de l'eau liquide et sa vapeur. Encore, les valeur de ce dernier cas vont constituer les conditions du calcul suivant, ou on va activer le modèle Singhal de cavitation pour permettre le transfert de masse entre les deux phases dans le régime stationnaire.

On commence avec une haute pression à l'entrée pour assurer qu'il n'y aura pas de cavitation, on fait converger le calcul et après on commence à diminuer cette pression à la sortie jusqu'au point où on commence à voir le premier signes de cavitation.

Dans l'image suivant, on regarde l'évolution des résiduels pour le calcul cavitant où on peut distinguer les trois étapes subies dans la simulation. Une fois qu'on a fait convergé le calcul monophasique, ce résultat est la valeur initiale pour le calcul diphasique et finalement, une fois qu'on a trouve encore de la convergence, en activant le modèle de cavitation on lance le calcul. A partir de ce premier résultat, on diminue la pression à la sortie graduellement pour obtenir les différents points de la courbe NPSH.

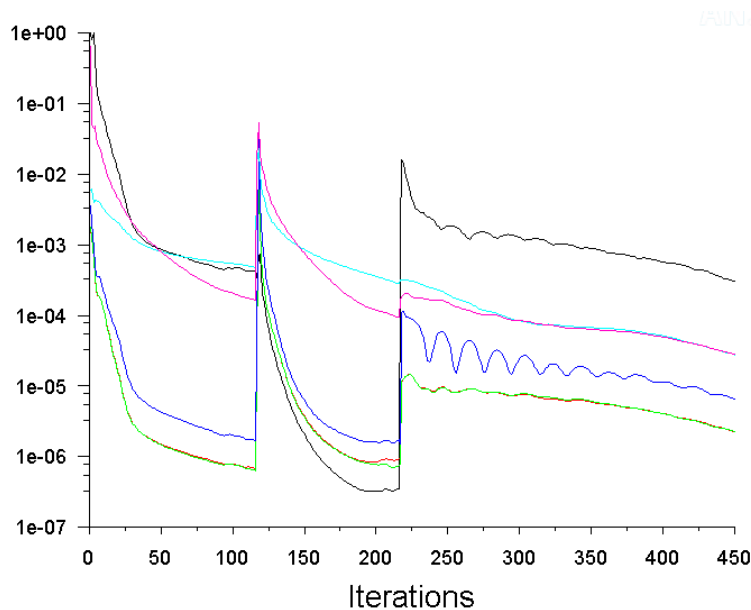


FIGURE 3.9 – Démarche du calcul cavitant

On a des autres options pour contrôler et vérifier la convergence des calculs e dehors des résiduels de la simulation, on peut aussi l'évolution de la valeur de la pression à l'entrée qui varie jusqu'au point ou elle devient constante. Une fois qu'on vérifie qu cette valeur ne change plus, on peut assumer que la solution a convergé et alors on peut considérer bonnes les résultats obtenus.

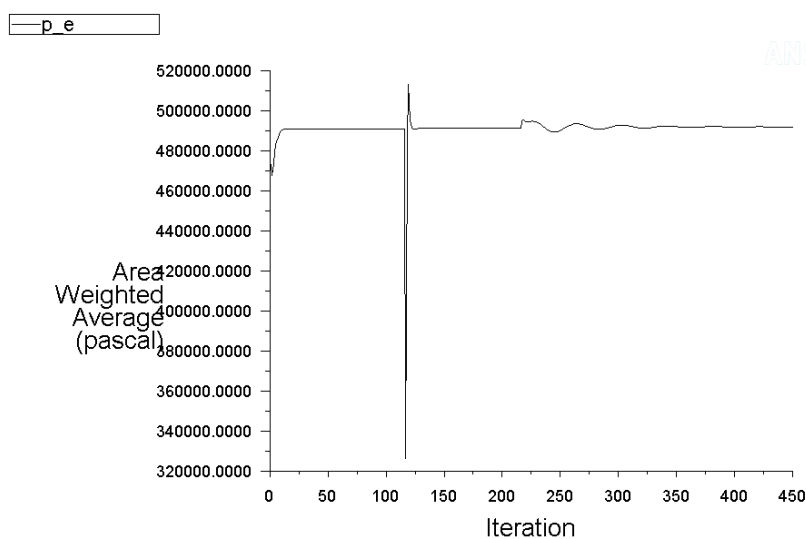


FIGURE 3.10 – Convergence de la pression d'entrée pour le calcul cavitant

Les propriétés du fluide sont les correspondant à l'eau et sa vapeur aux conditions ambiantes, cet-à-dire, une température d'environ 20 °C.

TABLE 3.4 – Propriétés de l'eau et sa vapeur

	ρ [kg m ⁻³]	μ [kg m ⁻¹ s ⁻¹]	κ [W m ⁻¹ K ⁻¹]	h [kJ kg ⁻¹]	P _{sat} [Pa]	σ_s [N m ⁻¹]	NCG [ppm]
Liquide	998.2	$1 \cdot 10^{-2}$	0.6	111.7	2,340	$7.17 \cdot 10^{-2}$	$1.5 \cdot 10^{-5}$
Vapor	0.55	$1.34 \cdot 10^{-5}$	$2.6 \cdot 10^{-2}$	2,550.1			

4.0.1 Résultats du calcul non-cavitant

Les caractéristiques de débit et de pression des pompes déterminent une courbe de fonctionnement. Dans une première étude de notre machine on a trouvé cette courbe laquelle détermine la performance de la pompe. Conformément aux équations 3.1, 3.2 et 3.3 déjà décrits dans les chapitres précédentes, on a comme résultat de l'étude paramétrique les courbes de l'hauteur, le rendement et la puissance par rapport aux divers débits de fonctionnement. Pour vérifier que les résultats obtenus étaient bons et qu'ils ne dépendaient pas des paramètres de simulation, on a répété les mêmes calculs pour deux pressions différentes à la sortie du volume de contrôle, pour des valeurs d'un et cinq bars. De cette façon on a pu voir que les courbes obtenues sont égales et pourtant indépendantes de la configuration numérique. Pour le point de conception on a trouvé des valeurs de l'hauteur de 0,94 [m], une puissance de 1,81 [kW] et un rendement égal à 66,02 [%], des valeurs plus basses par rapport à ceux obtenues dans le projet précédent où la machine contrarotative était conçue. Les différences pourraient être dues à avoir une géométrie différente, car on a allongé les deux entrées et sorties par rapport à la géométrie utilisée avant, et aussi avoir pris comme interfaces pour calculer l'hauteur de la pompe l'entrée et sortie du volume de contrôle, pas l'entrée et sortie des rotors comme ils ont fait avant.

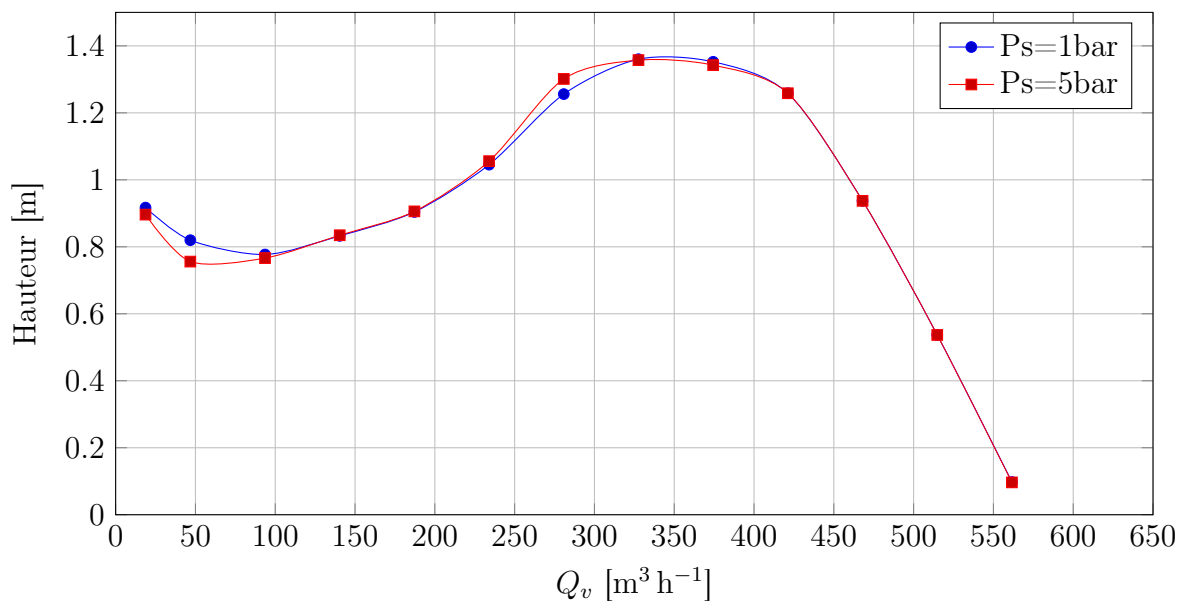


FIGURE 4.1 – Courbe caractéristique hauteur pour une distance de 5 cm entre rotors

On peut noter ici que la courbe ne prend pas sa valeur maximale à débit nul comme est le cas plus courant. Dans notre cas, la courbe obtenue descend lorsque que le débit diminue après d'avoir un maximum près du point optimal et après remonte encore à la proximité du débit nul. Lorsque qu'on travaille à débit partiel, les pertes de désadaptation vont augmenter autour les pales des rotors car l'effet de sillage sera de plus en plus important. Ce pour cela qu'on voit une diminution de l'hauteur avec de débits faibles. Si on regarde l'évolution de l'écoulement autour l'étage de compression et plus concrètement lorsque il traverse les rotors, on verra que le fluide subie parfaitement la direction des pales pendant que la pompe travaille au point nominal, mais, quand on commence à diminuer le débit, l'écoulement a un comportement plus erratique. Des tourbillons et de perturbations augmentent et l'écoulement n'est plus capable de traverse les rotors en subissant la géométrie des aubes, par contre, on voit des tourbillons de plus en plus importants.

En prenant trois point de fonctionnement de la courbe caractéristique on va pouvoir noter cette phénomène en regardant le cours de l'écoulement à travers de l'étage de compression. On a pris le point optimal de fonctionnement et deux autres point correspondants aux points de fonctionnement pour lesquels les vitesses à l'entrée sont $2,5 \text{ m s}^{-1}$ et $0,2 \text{ m s}^{-1}$, cet-à-dire, un point de débit minimal et l'autre où la courbe commence à descendre.

Dans cette premier exemple, le fluide rentre et sort l'étage de compression axiale-ment parallèle à l'axe z et en plus il traverse les rotors suivant la direction et la forme des pales sans se décoller.

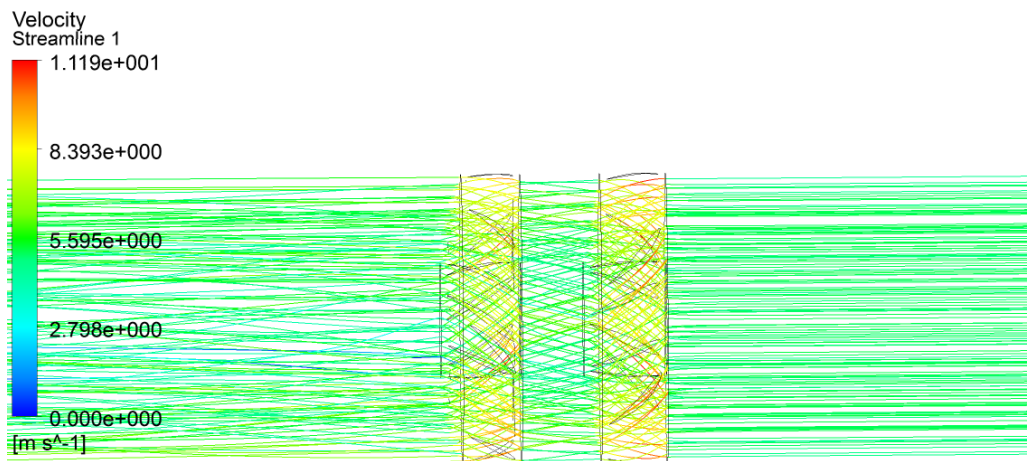


FIGURE 4.2 – Lignes de courant de l'écoulement travaillant au point nominal

Par contre, en descendent le débit, et après qu la courbe prend sa valeur maximal, il y a une diminution de l'hauteur fournit par la pompe. Pour un débit de $234 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$, l'écoulement commence à présenter de perturbations qui font qu'il ne soit pas si uniforme. On voit que l'écoulement est complètement axiale à l'entrée du rotor amont mais, à cause de la diminution du débit, l'écoulement commence a se décoller dans l'extrados des aubes, on peut l'apprécier surtout à la sortie du rotor aval.

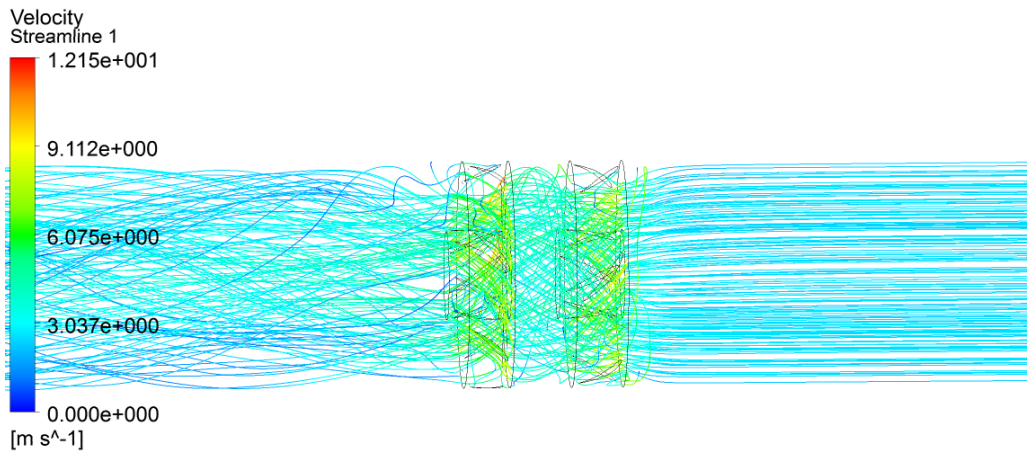


FIGURE 4.3 – Lignes de courant de l'écoulement travaillant à débit partiel

Si nous continuons à diminuer la valeur du débit on verra que cet même phénomène augmente encore. Cet dernier cas correspond au point de débit minimal qu'on a calculé.

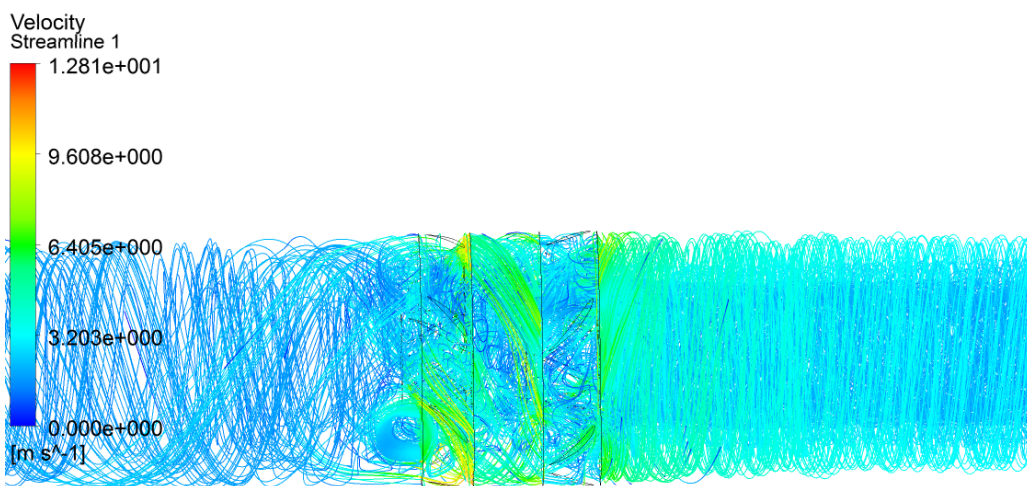


FIGURE 4.4 – Lignes de courant de l'écoulement travaillant à débit minimal

Ensemble avec la courbe de l'hauteur fournie par la pompe on a calculé sa courbe de rendement et l'une de la puissance aussi. La valeur maximale du rendement n'est pas obtenue par le point d'hauteur maximale, mais pour un débit plus haut.

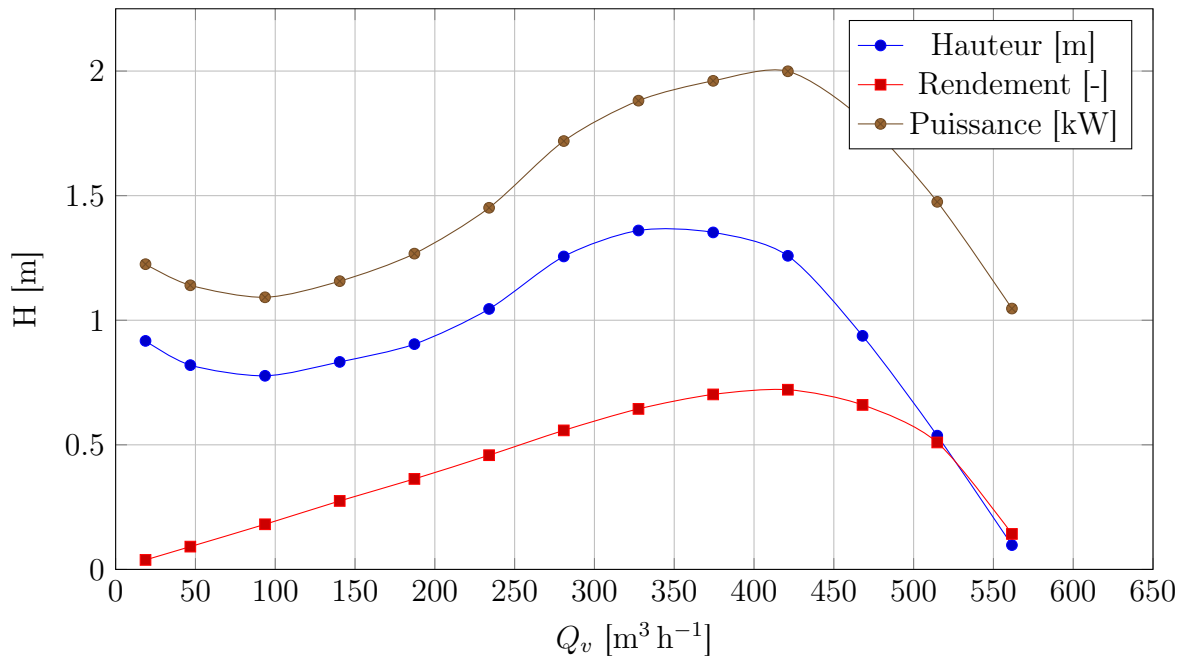


FIGURE 4.5 – Courbes caractéristiques de la pompe

Pour vérifier que les résultats obtenus sont justes, après les avoir comparés avec les résultats du projet antérieur, on a essayé de représenter le cas du rotor amont avec les conditions de fonctionnement de sa conception et les paramètres géométriques les plus proches possibles à la réalité, disponibles sur BladeGen, pour obtenir la courbe théorique et puis le comparer avec nos résultats. On voit que pour les paramètres introduits, l'hauteur théorique du rotor amont devrait être égale à 0,59775 [m], laquelle dans notre simulation, en mesurant la différence de pression entre l'entrée et la sortie seulement du rotor amont, prend la valeur de 0,587 [m]. On pourrait penser alors qu'on a obtenu de bons résultats dans le calcul des caractéristiques de la pompe.

D'un autre côté, on sait que le but du deuxième rotor est de répartir la charge pour avoir moins des efforts sur chaque roue mais aussi conformément à son hypothèse de dimensionnement [10], de rendre un écoulement axial en aval. Si on analyse la composante tangentielle de la vitesse à la sortie du rotor aval on verra que c'est presque nulle avec une valeur de 0,02[m s⁻¹].

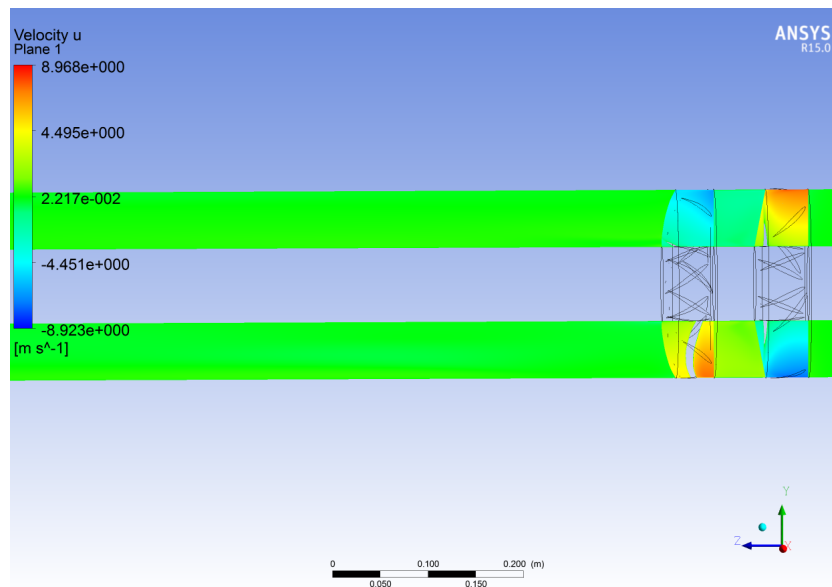


FIGURE 4.6 – Graphique de la vitesse tangentielle dans l'étage de compression

4.0.2 Résultats du calcul cavitant

Le but de ce calcul a été essentiellement de caractériser le comportement de la pompe à la cavitation par l'obtention de la valeur de le NPSH requis. Cet-à-dire, le valeur minimal de l'NPSH disponible qui doit avoir la pompe sous peine de cavitation. En répétant la procédure décrit dans la section précédente on a calculé à chaque fois l'hauteur fournit par la pompe même que la valeur NPSH disponible. Pendant qu'on reste loin d'avoir de la cavitation en assurant une pression suffisamment haute à l'entrée, l'hauteur de la pompe reste au peu près constante. Lorsqu'on commence à diminuer cette valeur de la pression à la sortie, on verra que l'hauteur diminue aussi légèrement comme conséquence de la diminution de la pression à l'entrée et en conséquence l'apparition des premiers bulles de vapeur dans les aubes du rotor amont, ce qui fait une dépression plus forte. Si on continue à faire ça, il y aura un moment où la courbe chute soudainement ; la pompe n'est plus capable de travailler maintenant. Ce point où la pompe n'est produit aucune hauteur effective corresponde à l'hauteur d'aspiration minimal, NPSH requis, qu'il faut avoir à l'entrée pour assurer le bonne fonctionnement de la pompe. Il faut remarque d'autre part, que depuis qu'on active le modèle diphasique en prenant en compte le deux phases liquide et vapeur dans le calcul on a une diminution dans l'hauteur, dans ces cas d'un valeur de 0,96 [m], l'hauteur au point nominal, à 0,89 [m]. Une fois qu'on fait converger cette deuxième étape de la simulation et on active le modèle de cavitation, l'hauteur se conserve dans ces point jusqu'au moment où la courbe commence a descendre comme conséquence de l'apparition de la cavitation. A partir de la courbe qu'on a obtenu, on peut déterminer la valeur de NSH requis pour la machine contrarotative. En prenant la valeur de NPSH disponible pour laquelle la hauteur a une chute de 3% par rapport à sa valeur nominale, on a le NPSH requis de la pompe égal à 5 mètres approximativement.

Pour une valeur de NPSH égale à 4,5 on commence a avoir une fraction de vapeur dans les aubes du rotor amont. Les premiers bulles de vapeur vont apparaitre dans les régions de la pale de moins pression, et quand celle-ci descend dessous la pression de vapeur du liquide.

En calculant ce même point pour différents débits, on pourrait obtenir la courbe NPSH requis de la pompe en fonctionne du débit. Dans notre cas on l'a calculé que pour le point nominal de fonctionnement.

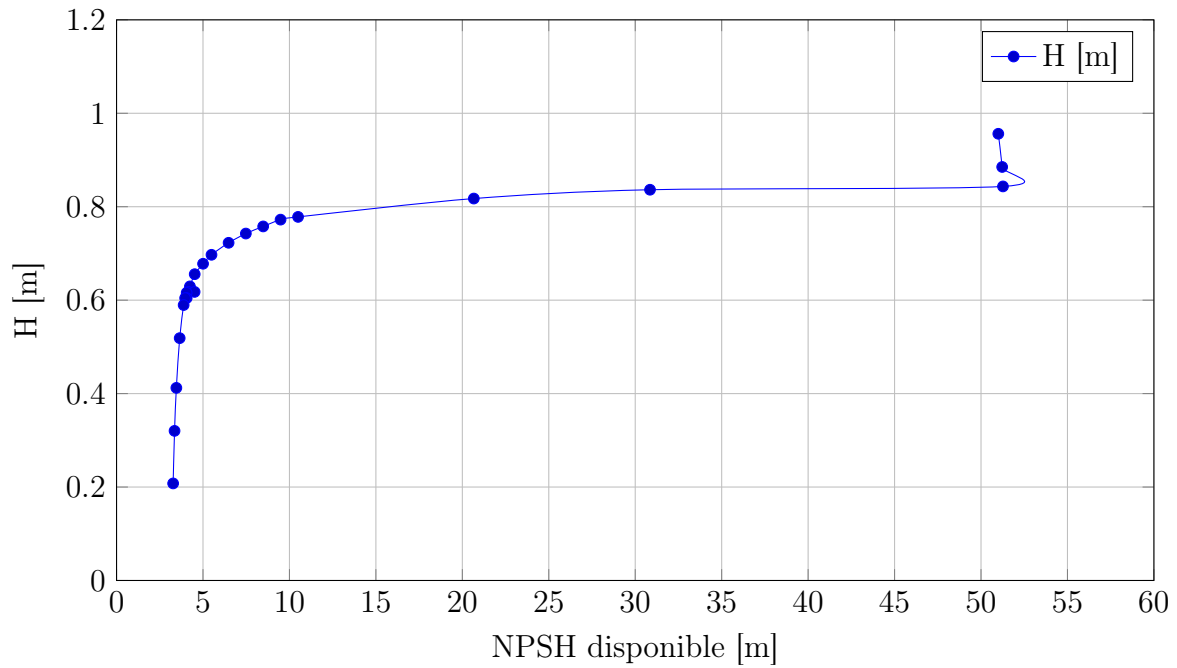
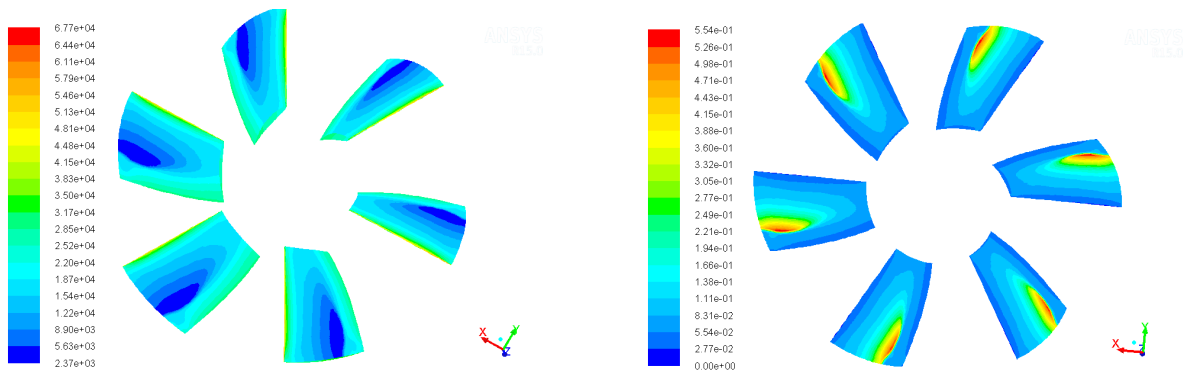


FIGURE 4.7 – Evolution de l'hauteur en fonction de la pression à l'entrée à débit nominal



(a) NPSH=4,5. Distribution de la pression du rotor amont (b) NPSH=4,5. Fraction de vapeur à cause de la cavitation

CHAPITRE 5

DESCRIPTION DE L'ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

Parallèlement à l'étude numérique de la machine contrarotative on a eu l'opportunité de contraster ces calculs avec des essais expérimentales dans les installations du laboratoire Dyn-Fluid de l'ENSAM, en travaillant avec la machine contrarotative conçue dans cette même département.



(a) Rotor amont



(b) Rotor aval

Le banc disponible dans le laboratoire qui a été conçu et monté par nos prédécesseurs comme on peut trouver dans (cita) ,est constitué principalement par un réservoir, une tuyauterie de diamètre 250 [mm], une pompe pour compenser les pertes de charge du circuit hydraulique et avec laquelle on variera le débit volumique, le banc de visualisation et les deux coudes motorisés sur les arbres desquels sont fixées les hélices. Ces hélices sont actionnés par deux moteurs, alors, on peut faire tourner chaque roue à une vitesse de rotation différente. En plus, pour pouvoir varier la pression à l'entrée du système, le circuit dispose d'une pompe à vide qui nous permettra d'étudier la cavitation expérimentalement.

Pour pouvoir mesurer la différence de pression en amont et aval de la pompe on a un manomètre situé de tel manière qu'on peut mesurer cette différence de pression sans que celle-ci soit perturbée par les turbulences qui apparaissent dans les coudes.

En réalisant cette étude expérimental on cherche d'une côté la validation des calculs faits dans la partie numérique et aussi d'avoir une approche plus réaliste de la performance de la pompe. Comme on a déjà fait dans les essais numériques précédents, ici aussi premièrement on va essayer de trouver la courbe caractéristique de la machine, en mesurant l'hauteur fournit pour différents valeurs du débit. On a aussi l'option de faire roter les rotors en plusieurs vitesse de rotation ou les approcher ou éloigner en varient la distance entre rotors pour analyser le

comportement de la pompe. Une fois qu'on trouve le meilleur point de fonctionnement de la pompe contrarotative, on procédera au calcul de son point de cavitation. Pour un débit, distance inter-rotors et vitesse de rotation fixés, on va mesurer l'hauteur obtenue en diminuant chaque fois la pression à l'entrée grâce à la pompe à vide disponible dans les installations. Finalement on obtiendra le point de pression minimale à l'entrée où l'hauteur fait pour la pompe tombe subitement, cet-à-dire, le NPSH requis de la pompe.



FIGURE 5.2 – Banc d'essais, le circuit hydraulique du laboratoire

On a trois parties principales dans l'étude expérimentale de la machine, l'étude du rapport de vitesses entre les deux roues, l'analyse de l'influence de la distance entre les rotors et l'étude de la cavitation.

6.0.1 Influence du rapport de vitesse entre les rotors

Dans un premier partie, on a commencé par caractérisé la performance de la pompe contra-rotative par rapport à la relation des vitesses entre les deux roues, pour une distance donnée. On a tracé la courbe caractéristique pour différents rapports de vitesse toujours en mesurant la différence de pression entre l'amont et l'aval pour une valeur du débit différent à chaque fois, et à une distance minimale entre les rotors d'environ 1 [cm]. Si on appelle θ au rapport entre la vitesse de rotation du rotor en aval et le rotor en amont, on a choisi cette paramètre de sorte que le débit maximal ne dépasse pas un certain limite. On a fait la même expérience alors pour différentes valeurs de θ en maintenant presque constante la vitesse du rotor amont et en augmentant l'en du rotor aval. Les tableaux regroupant tous les points de mesure sont disponibles en annexe.

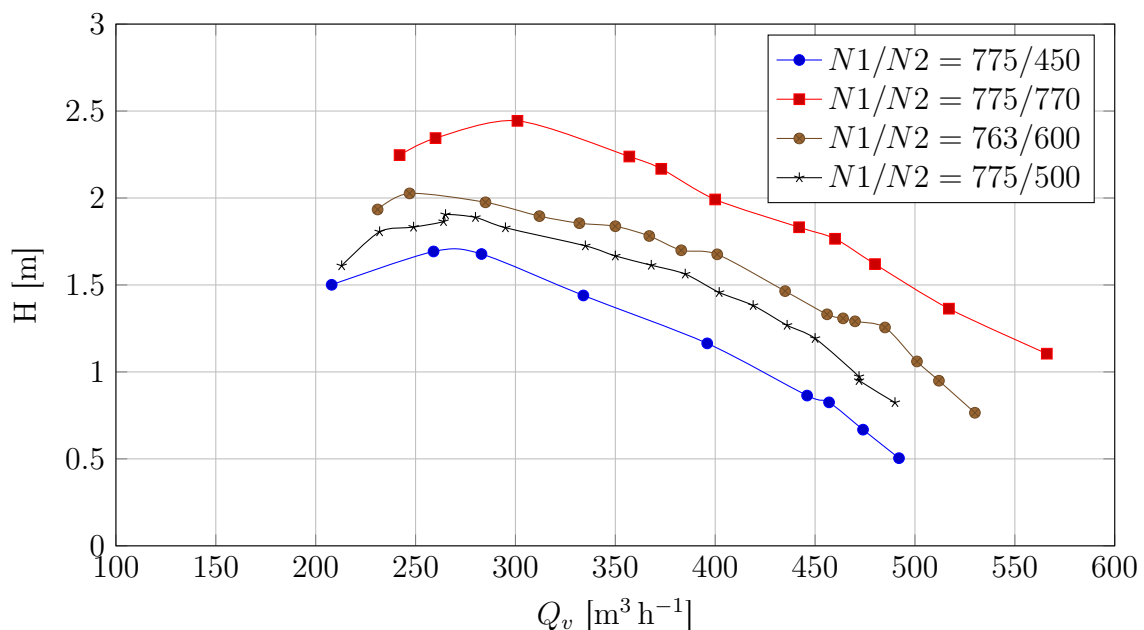


FIGURE 6.1 – Courbes caractéristiques expérimentales en fonctionne des vitesses

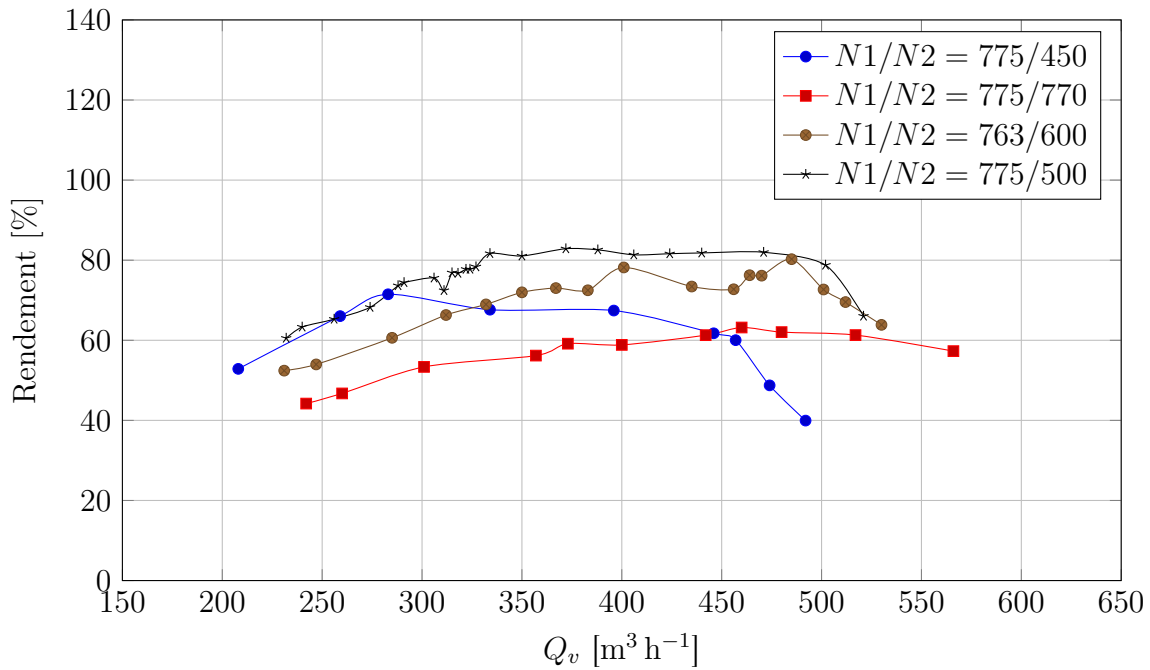


FIGURE 6.2 – Courbes du rendement en fonction des vitesses

Concernant le calcul des rendements, et par rapport à l'équation 3.3, la puissance là a été calculé comme la somme mesuré de deux rotors en restant la puissance mesuré à vide lorsque les hélices ne travaillent pas (égale à 400 W dans l'ensemble) pour avoir la valeur réelle de la puissance de la pompe, et ainsi, le rendement réel de la machine.

Il faut prendre en compte que dues à la présence des coudes et au tube de visualisation dans le banc d'essais, il y aura quelques pertes de charge dans le circuit hydraulique qu'on doit compter dans la hauteur fait par la pompe. Selon le rapport précédent on a les résultats que nos prédécesseurs ont calculés pour caractériser les pertes de charge du circuit (réguliers et singuliers). Ils ont relevé la différence de pression entre l'amont et l'aval de la pompe sur le manomètre différentiel avec les arbres fixes et sans hélices pour obtenir l'évolution des pertes en fonction du débit.

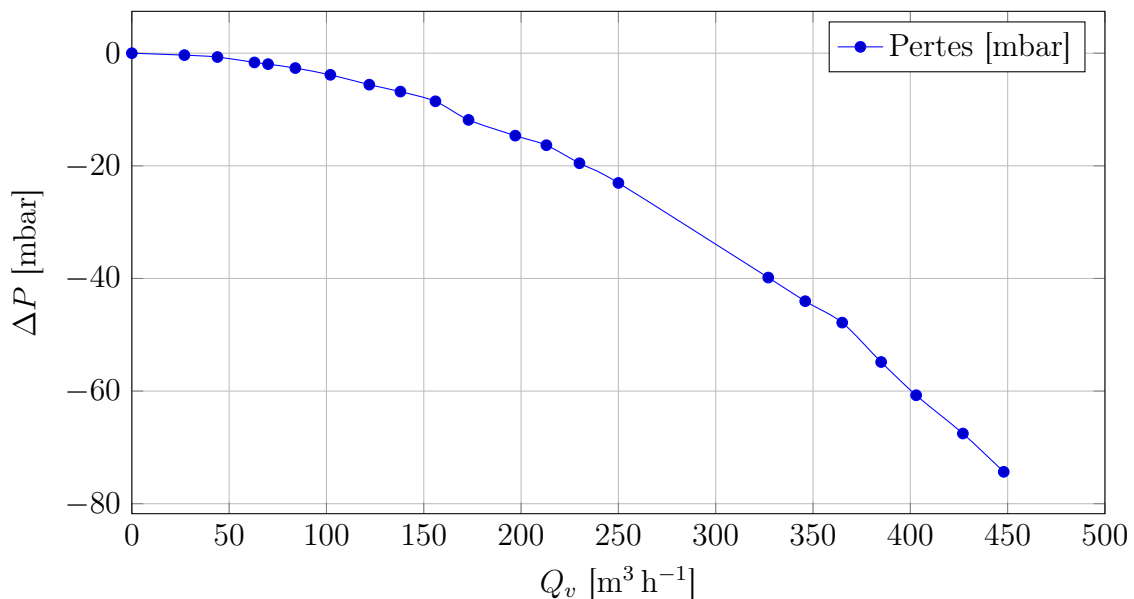


FIGURE 6.3 – Évolution des pertes de charge en fonction du débit

Ensemble avec les pertes mesurés sur le banc d'essais, ils ont réalisé une courbe de tendance pour voir si les résultats expérimentaux étaient cohérents avec la théorie. En effet, les pertes de charges sont théoriquement proportionnelles au carré du débit volumique. Ils ont donc tracé la courbe des pertes de charges en fonction de Q_v^2 . Comme ils ont eu comme conclusion une courbe de tendance du type $y = Ax^2 + B$ avec un coefficient B d'environ -0,01 négligeable par rapport à la différence de pression.

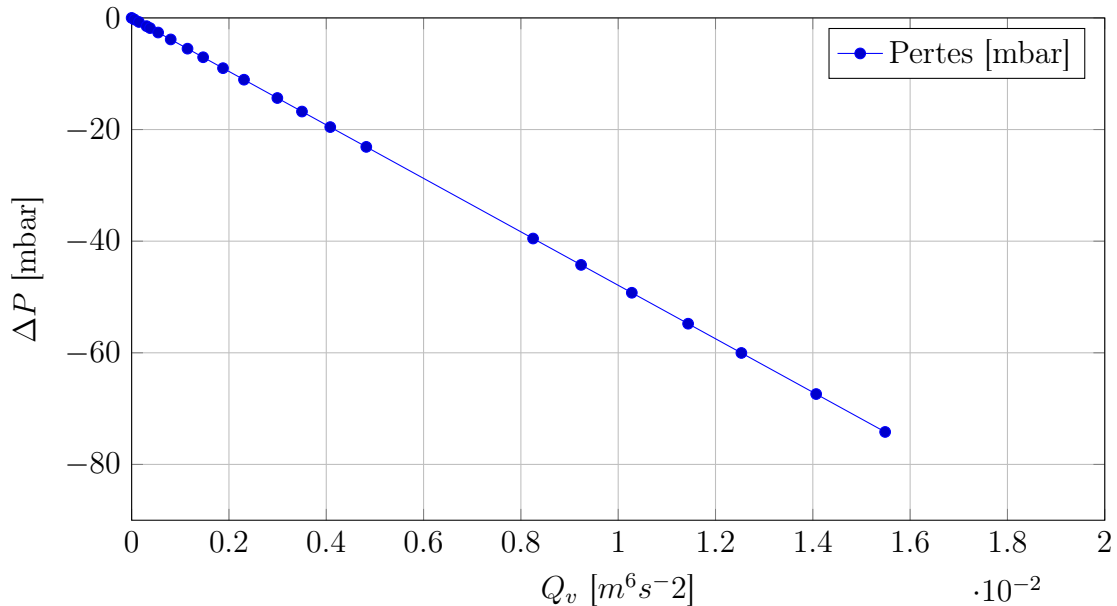


FIGURE 6.4 – Courbe de tendance des pertes de charge

Pour connaître la hauteur réelle qui fait la pompe et prendre en compte ces pertes de charges alors, on a ajouté les pertes calculés par la courbe de tendance qui est $y = -4789x$ où x correspond au débit [$m^3 s^{-1}$] au carré, et y est la perte de charge ΔP en [mbar].

On a aperçu que lorsque on augmente la vitesse du deuxième rotor sans changer l'en du rotor amont, la hauteur augment aussi comme il peut ressembler logique, et également en comparant les résultats avec le point de conception, si la vitesse en aval diminue, la hauteur est plus petite aussi, mais se n'est pas pareil pour le cas du rendement, car la puissance des rotors aussi elle va augmenter.

La deuxième étape de l'étude des vitesse, une fois analysé ces premiers résultats, a été de essayer d'avoir le même point de fonctionnement (H, Q_v) quand on fait fonctionner les rotors à ses vitesses de conception, cet-à-dire, 750 rpm pour la premier roue et 500 rpm pour la deuxième, pour des couples de vitesses différents et voir comment ça influence dans le rendement de la pompe et aussi dans le NSPH requis. On a commence pour diminuer la vitesse du premier rotor, et trouver la vitesse du rotor aval pour obtenir le point de fonctionnement de conception. Après, pour ces vitesses, on a tracé la courbe caractéristique en changeant le débit à chaque fois.

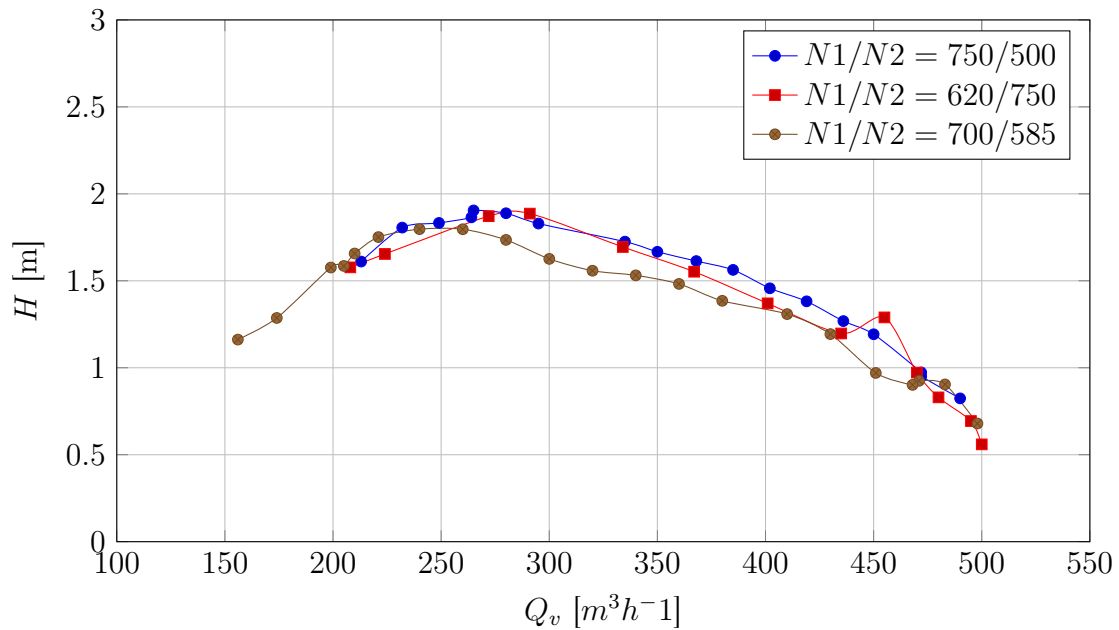


FIGURE 6.5 – La hauteur pour des différents couples de vitesses

On a fixé une vitesse de rotation plus basse pour le premier rotor et essayé de chercher une vitesse dans la deuxième roue de manière qu'on trouve à débit nominal la même hauteur que dans le cas de conception. On trouve que la courbe caractéristique lorsque on change la relation des vitesses ne change pas beaucoup, mais, dans le cas du rendement on a une chute importante.

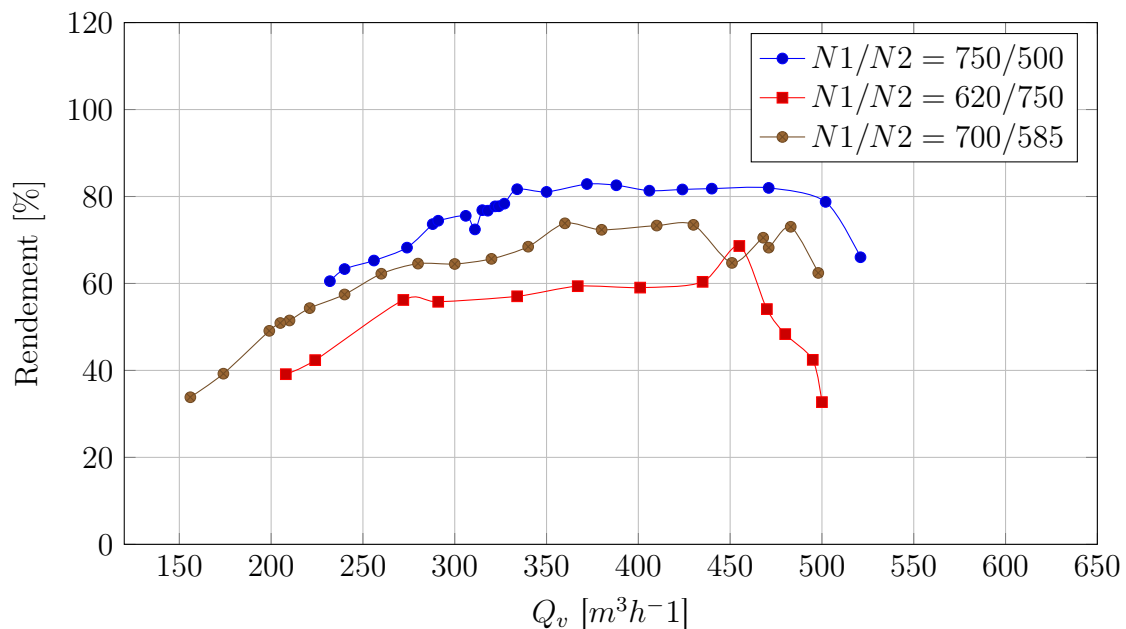


FIGURE 6.6 – Rendements pour différents couples de vitesses

6.0.2 Etude de la cavitation

Pour le mêmes cas étudiés dans une premier partie, on a vu quel est le comportement en cavitation par rapport aux vitesses de rotation des hélices. Ici aussi, on à fait un essais premièrement avec les hélices rotant aux vitesses de conception, et toujours avec la même distance minimale entre-eux pour le débit nominale, $470 \text{ [m}^3 \text{ h}^{-1}\text{]}$.

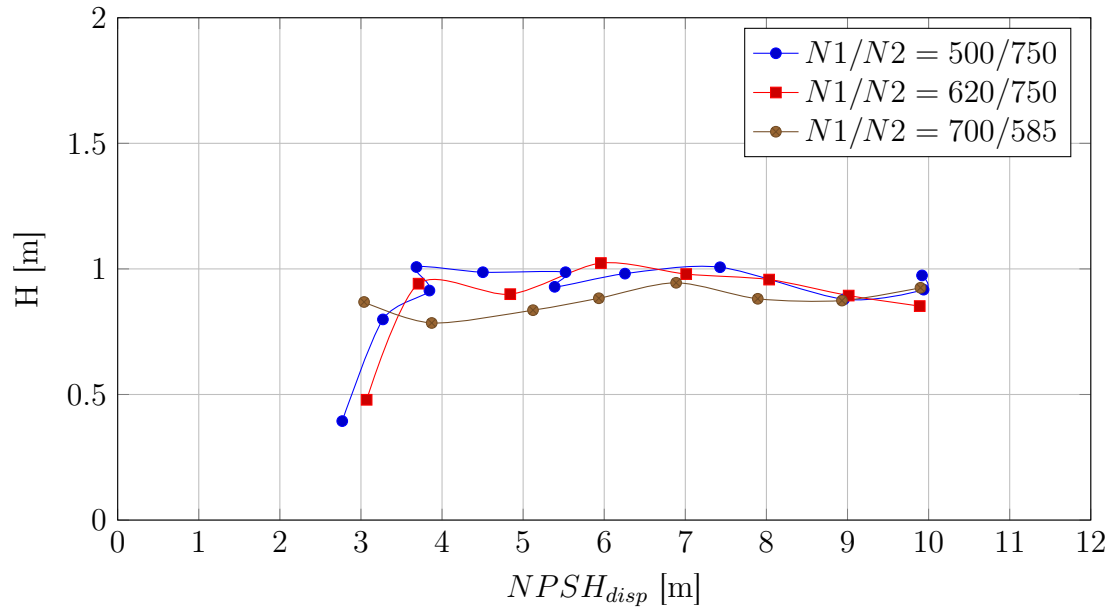


FIGURE 6.7 – Courbe NPSH à débit nominal

On pourrait dire que la diminution de vitesse dans le premier rotor, même si ça implique une chute du rendement, est positive du point de vue de la cavitation. En diminuant ça vitesse logiquement la dépression créé dans les aubes du rotor amont sera plus petite, est ainsi, mieux pour la cavitation. C'est pour cela qu'on voit pas chuter la hauteur pour le cas où les vitesses sont égales à $N1 = 700 \text{ rpm}$ et $N2 = 585 \text{ rpm}$. Par contre, lorsque on diminue la vitesse du rotor amont, il y aura un point où, pour avoir le même conditions de fonctionnement, la vitesse du rotor en aval devient trop rapide, et en conséquence, il sera le deuxième rotor qui va présenter de la cavitation, donc, une chute de la hauteur comme on voit pour le cas de $N1 = 620 \text{ rpm}$ et $N2 = 585 \text{ rpm}$.

Bien si on pourrait assumer une tendance dans la performance de la pompe par rapport a les vitesses de rotation des rotors, on ne peut pas assurer que les résultats soient corrects. Les entrés de l'air dans le système pendant la dépression du circuit hydraulique ont une grande influence dans les calculs expérimentaux. D'une côté on ne peut pas distinguer correctement l'air qui rentre aux rotors de les bulles à cause de la cavitation empêchant sa détection, et aussi ces fuites vont varier le point de cavitation de la machine , possiblement, en faisant que la hauteur chute plus tard que dans le cas où il n'y a pas d'entrés d'air.

Au cours de ce stage, on a eu l'opportunité de faire partie du projet menée par le département de dynamique des fluides DynFluid dans plusieurs stages, où on a travaillé ensemble dans la partie numérique et expérimentale de la machine contrarotative conçue auparavant. En prenant comme point de départ les solutions obtenues précédemment, bien dans la conception des hélices axiales de la pompe que dans le montage du circuit hydraulique où elle a été testée, on a essayé d'avoir une perception plus détaillée de la performance de la machine, et l'influence que quelques paramètres pourraient avoir dans ce comportement. Comme conclusion de ces deux parties d'étude, on pourrait dire, que l'influence du rotor en aval tournant dans le sens contraire est très intéressante bien que positive si on regarde leur performance, une hausse du rendement, avec une diminution de l'encombrement des aubes, pour une vitesse de rotation plus petite. Cependant, on doit prendre en compte que pour l'instant les résultats obtenus pour l'étude de la cavitation expérimentalement, comme conséquence de l'entrée d'air dans le circuit hydraulique, on ne peut pas considérer ces résultats valides. Les fuites au sein des garnitures mécaniques et dans la pompe centrifuge du système doivent être corrigées pour avoir une approche correcte de la performance de la pompe car les erreurs pourraient être relativement importantes. Malgré tout, ça peut être suffisant pour avoir une idée de la tendance dans le comportement de la machine par rapport à ses différents paramètres. On peut dire alors, que pour une future continuation de l'analyse de la machine contrarotative, il reste quelques améliorations à faire.

Il faut aussi remarquer que suite aux délais de livraison du coude du circuit hydraulique et aux quelques problèmes rencontrés lors du montage, qui a retardé l'avancement du projet, nous n'avons pas eu le temps suffisant de approfondir dans l'étude expérimentale et la caractérisation de la pompe contrarotative.

Personnellement, nous avons appris à nous adapter en fonction des problèmes rencontrés et à les résoudre nous-même. Ce projet nous a par ailleurs permis de nous familiariser avec la notion de contra-rotation que nous ne connaissions pas avant. Et ce type de système semble avoir beaucoup d'avenir.

- [1] CAMPOS AMEZCUA, Rafael. « Analysis of stationary and non-stationary cavitating flow in turbomachines. » Theses. Arts et Métiers ParisTech, #Jul# 2009. URL : <https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00005285>.
- [2] NOURI, H et RAVELET, F. « Introduction à la simulation numérique des écoulements. Application au transfert thermique sur plaque plane avec StarCCM+ ». Dans : *DynFluid-Arts et Metiers ParisTech* (2012).
- [3] NOURI, Hussain. « Experimental study of the flow and the interaction in-between subsonic counterrotating axial-flow fans ». Theses. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, déc. 2012. URL : <https://pastel.archives-ouvertes.fr/tel-00795114>.
- [4] REY, Robert, NOGUERA, Ricardo et BAKIR, Farid. « Pompes rotodynamiques Aérohydrodynamique des profils et aubages de pompes hélices ». Dans : *Techniques de l'ingénieur Machines hydrauliques : pompes et hélices* base documentaire : TIB173DUO.ref. article : bm4304 (2013). fre. eprint : basedocumentaire:TIB173DUO.. URL : <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/machines-hydrauliques-pompes-et-helices-42173210/pompes-rotodynamiques-bm4304/>.
- [5] REY, Robert et BAKIR, Farid. *Machines centrifuges et helico-centrifuges*. Oct. 2014.
- [6] REY, Robert, BAKIR, Farid et SARRAF, Christophe. « Tenue en cavitation des pompes rotodynamiques ». Dans : *Techniques de l'ingénieur Machines hydrauliques : pompes et hélices* base documentaire : TIB173DUO.ref. article : bm4314 (2011). fre. eprint : basedocumentaire:TIB173DUO.. URL : <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/machines-hydrauliques-pompes-et-helices-42173210/tenue-en-cavitation-des-pompes-rotodynamiques-bm4314/>.
- [7] REY, Robert et NOGUERA, Ricardo. *Profils, grilles d'aubes et machines axiales*. Oct. 2014.
- [8] REY, Robert et POULAIN, Jean. « Pompes rotodynamiques Présentation. Description ». Dans : *Techniques de l'ingénieur Machines hydrauliques : pompes et hélices* base documentaire : TIB173DUO.ref. article : bm4300 (2011). fre. eprint : basedocumentaire:TIB173DUO.. URL : <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/machines-hydrauliques-pompes-et-helices-42173210/pompes-rotodynamiques-bm4300/>.

- [9] REY, Robert, NOGUERA, Ricardo et BAKIR, Farid. « Pompes rotodynamiques Dimensionnement et analyse des performances des pompes hélices ». Dans : *Techniques de l'ingénieur Machines hydrauliques : pompes et hélices* base documentaire : TIB173DUO.ref. article : bm4305 (2013). fre. eprint : basedocumentaire:TIB173DUO.. URL : <http://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/machines-hydrauliques-pompes-et-helices-42173210/pompes-rotodynamiques-bm4305/>.
- [10] VIZIREANU, Ionu-Cătălin. « Conception d'une pompe axiale contrarotative ». Rapport de stage. Arts et Métiers ParisTech, 2014, p. 41.

RÉSULTATS DE L'ÉTUDE DE MAILLAGE

TABLE A.1 – Maillage turbogrid

Cas [-]	Itérations [-]	N° d'éléments [-]	P _e [kPa]	P _s [kPa]	Hauteur [m]	Rendement [%]
1	40	$6.59 \cdot 10^5$	189.5	200	1.07	80.04
2	124	$8.62 \cdot 10^5$	189.28	200	1.1	80.48
3	>300	$1.62 \cdot 10^6$	189.06	200	1.12	83.37
4	>300	$2.73 \cdot 10^6$	188.86	200	1.14	82.16
5	>300	$3.81 \cdot 10^6$	188.98	200	1.13	81.82
6	>300	$4.58 \cdot 10^6$	189.18	200	1.11	81.24

TABLE A.2 – Maillage ICEM

Cas [-]	Itérations [-]	N° d'éléments [-]	P _e [kPa]	P _s [kPa]	Hauteur [m]	Rendement [%]
1	136	$7.54 \cdot 10^5$	188.38	200	1.19	79.78
2	148	$1.04 \cdot 10^6$	188.4	200	1.19	79.68
3	181	$1.7 \cdot 10^6$	188.94	200	1.13	79.23
4	227	$2.84 \cdot 10^6$	189.21	200	1.1	78.95
5	316	$4.99 \cdot 10^6$	189.28	200	1.1	78.9
6	119	$6.89 \cdot 10^6$	189.41	200	1.08	78.34
7	120	$7.34 \cdot 10^6$	189.43	200	1.08	78.3

TABLE B.1 – Courbe caractéristique à 1 bar

Q_V [m ³ h ⁻¹]	P_s [kPa]	P_e [kPa]	H [m]	Pot [kW]	η [%]
18.72	100	91.01	0.92	1.22	3.81
46.8	100	91.96	0.82	1.14	9.15
93.6	100	92.39	0.78	1.09	18.11
140.4	100	91.85	0.83	1.16	27.49
187.2	100	91.15	0.9	1.27	36.32
234	100	89.77	1.05	1.45	45.84
280.8	100	87.7	1.26	1.72	55.79
327.6	100	86.68	1.36	1.88	64.42
374.4	100	86.76	1.35	1.96	70.23
421.2	100	87.68	1.26	2	72.11
468	100	90.82	0.94	1.81	66.02
514.8	100	94.74	0.54	1.48	50.95
561.6	100	99.04	$9.76 \cdot 10^{-2}$	1.05	14.24

TABLE B.2 – Courbe caractéristique à 5 bar

Q_v [m ³ h ⁻¹]	P_s [kPa]	P_e [kPa]	H [m]	Pot [kW]	η [%]
18.72	499.98	491.2	0.9	1.17	3.91
46.8	499.98	492.58	0.76	1.09	8.85
93.6	500	492.49	0.77	1.1	17.79
140.4	500	491.83	0.83	1.15	27.64
187.2	500	491.13	0.91	1.26	36.54
234	500	489.66	1.06	1.47	45.85
280.8	500	487.26	1.3	1.76	56.52
327.6	500	486.71	1.36	1.89	64.08
374.4	500	486.86	1.34	1.95	70.02
421.2	500	487.68	1.26	2	72.21
468	500	490.82	0.94	1.8	66.11
514.8	500	494.74	0.54	1.47	51.04
561.6	500	499.05	$9.65 \cdot 10^{-2}$	1.04	14.13

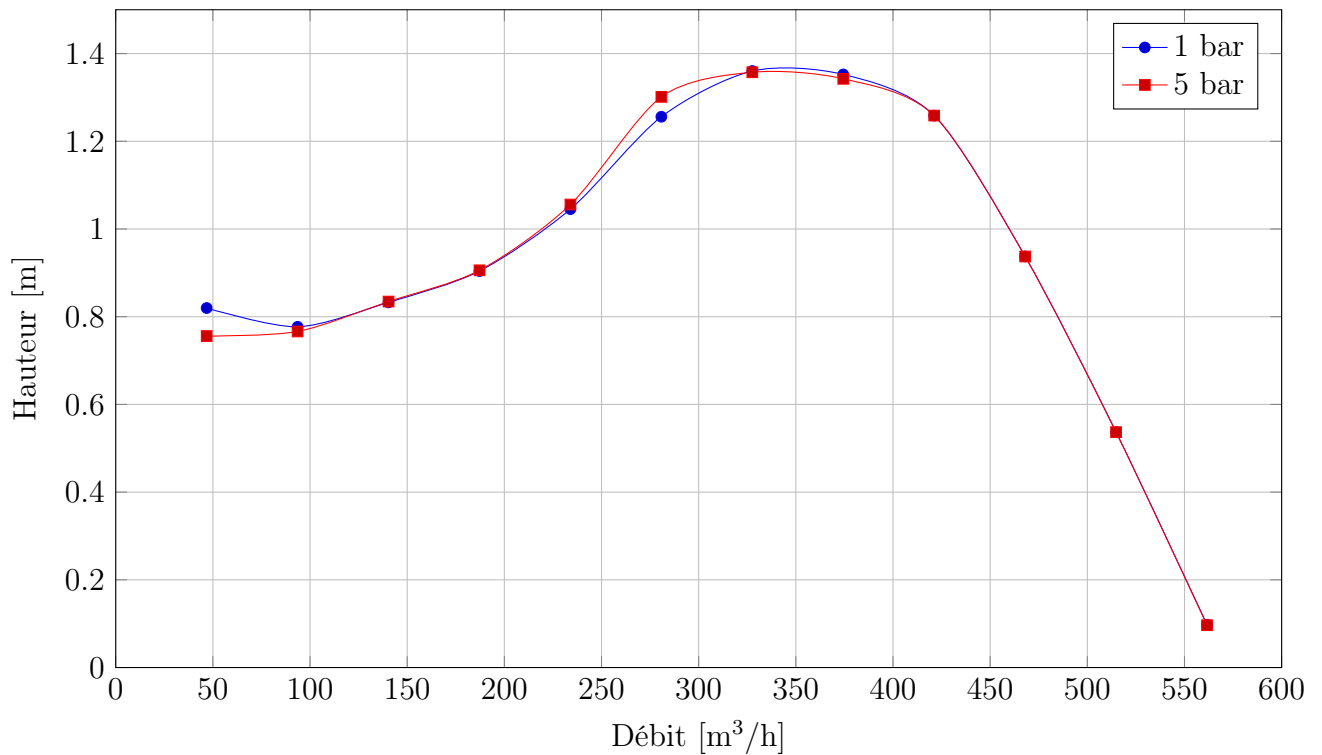


FIGURE B.1 – Courbe caractéristique

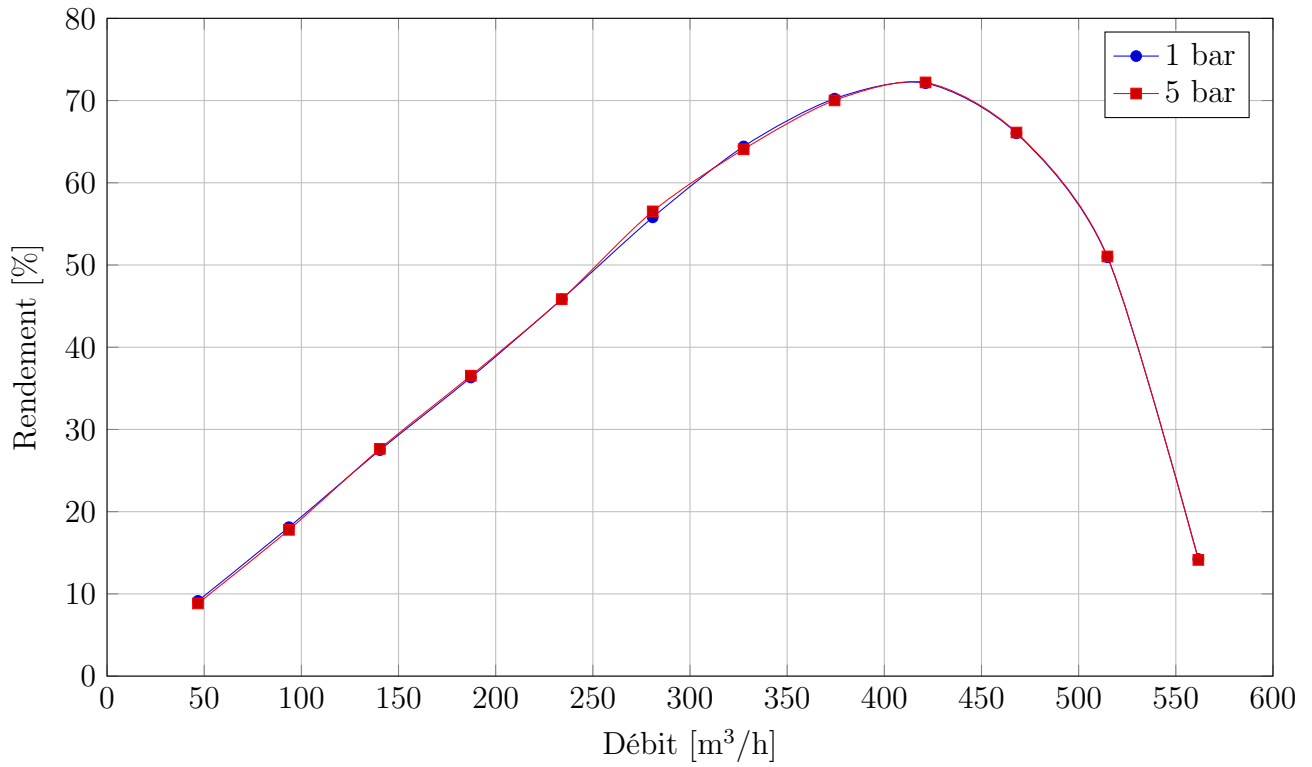


FIGURE B.2 – Courbe du rendement

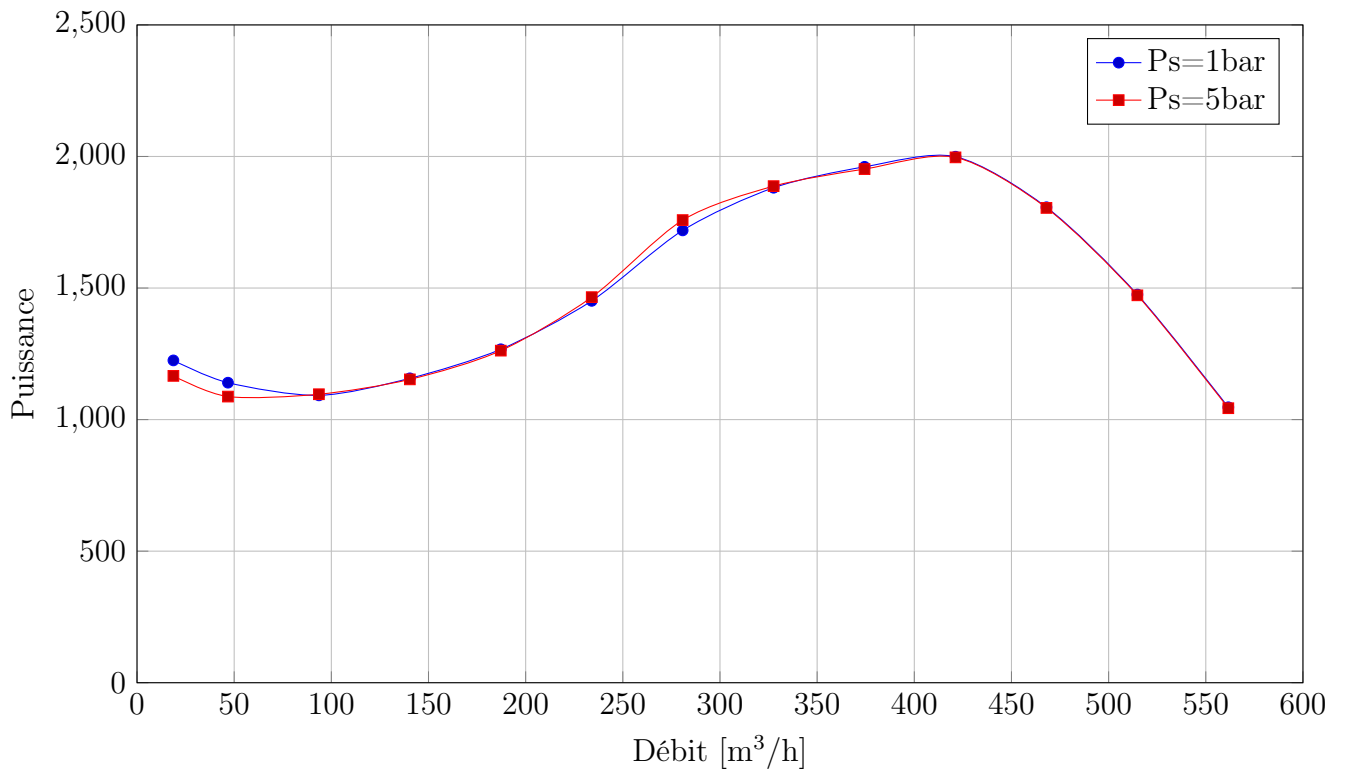


FIGURE B.3 – Courbe puissance

TABLE B.3 – Courbe NPSH

P_{sortie} [Pa]	P_{entre} [Pa]	Fraction vapeur [-]	P_{minimale} [Pa]	H [m]	NPSH [m]
$5.13 \cdot 10^5$	$5.03 \cdot 10^5$		$4.67 \cdot 10^5$	0.96	51.15
$5.13 \cdot 10^5$	$5.04 \cdot 10^5$		$4.58 \cdot 10^5$	0.89	51.22
$5.13 \cdot 10^5$	$5.04 \cdot 10^5$	$2.75 \cdot 10^{-3}$	$4.47 \cdot 10^5$	0.84	51.27
$3.13 \cdot 10^5$	$3.05 \cdot 10^5$	$4.8 \cdot 10^{-3}$	$2.47 \cdot 10^5$	0.84	30.85
$1.13 \cdot 10^5$	$1.05 \cdot 10^5$	$1.88 \cdot 10^{-2}$	47,503.8	0.78	10.5
$1.03 \cdot 10^5$	95,261.26	$2.2 \cdot 10^{-2}$	37,588.49	0.77	9.49
92,838.67	85,418.08	$2.65 \cdot 10^{-2}$	27,779.03	0.76	8.48
82,867.55	75,596.05	$3.33 \cdot 10^{-2}$	18,012.4	0.74	7.48
72,908.45	65,830.7	$4.5 \cdot 10^{-2}$	9,506.28	0.72	6.48
62,968.82	56,142.51	$7 \cdot 10^{-2}$	4,593.13	0.7	5.49
58,003.66	51,365.24	0.1	3,346.47	0.68	5
53,053.48	46,633.58	0.25	2,367.9	0.66	4.52
50,088.13	43,923.98	0.39	2,367.9	0.63	4.24
49,101.13	43,052.42	0.44	2,367.9	0.62	4.15
48,117.55	42,086.95	0.51	2,367.9	0.62	4.06
47,138	41,218.78	0.53	2,367.9	0.6	3.97
46,138.27	40,365.14	0.57	2,367.9	0.59	3.88
43,205.11	38,125.96	0.61	2,367.9	0.52	3.65
40,279.59	36,242.61	0.64	2,367.9	0.41	3.46
38,352.72	35,216.97	0.67	2,367.9	0.32	3.35
36,450.85	34,416.86	0.71	2,367.9	0.21	3.28

C.1 Résultats de l'étude du rapport de vitesses

TABLE C.1 – Courbe caractéristique à : N1=750 rpm (f1=20,7Hz)/N2=500 rpm (f2=21,9 Hz)/T=19,7°C/ Distance minimale.

Q_V [m ³ h ⁻¹]	ΔP [mbar]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	ΔP_{corrig} [mbar]	H [m]	η [%]
232	158.56	1.3	1.1	17,845.12	1.82	60.53
240	159.16	1.3	1.1	18,044.67	1.84	63.31
256	159.36	1.4	1.1	18,357.95	1.87	65.27
274	160.54	1.5	1.1	18,828.51	1.92	68.24
288	153.47	1.4	1.1	18,412.28	1.88	73.65
291	152.85	1.4	1.1	18,414.47	1.88	74.43
306	143.17	1.4	1.1	17,777.41	1.81	75.55
311	140.33	1.5	1.1	17,607.42	1.8	72.43
315	139	1.5	1	17,566.96	1.79	76.86
318	136.37	1.5	1	17,374.14	1.77	76.74
322	135.5	1.5	1	17,381.75	1.77	77.74
324	134	1.5	1	17,279.5	1.76	77.76
327	133	1.5	1	17,251.67	1.76	78.35
334	126.04	1.4	1	16,726.67	1.71	81.68
350	113.14	1.4	1	15,841.11	1.62	81.06
372	101.22	1.4	1	15,236.12	1.56	82.86
388	89.95	1.4	1	14,558.51	1.49	82.58
406	76.12	1.4	1	13,703.68	1.4	81.34
424	58.3	1.3	1	12,473.81	1.27	81.62
440	42.24	1.3	0.9	11,378.69	1.16	81.81
471	12	1.2	0.8	9,398.36	0.96	81.97
502	-19.7	1.1	0.7	7,343.06	0.75	78.77
521	-41	1.2	0.6	5,931.38	0.61	66.03

TABLE C.2 – Courbe caractéristique à : $N_1=775$ rpm ($f_1=22,5$ Hz)/ $N_2=450$ rpm ($f_2=18,9$ Hz)/ $T=18,9^\circ\text{C}$ / Distance minimale.

Q_V [m ³ h ⁻¹]	ΔP [mbar]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{amont} [mA]	P_{aval} [mA]	ΔP_{corrig} [mbar]	H [m]	η [%]
0	-0.14	0	0	12.6	8.26	-1,000	-0.1	
208	126.88	1.2	0.7	12.47	8.72	13,723.87	1.5	52.86
259	139.36	1.4	0.7	12.33	8.69	15,604.05	1.69	66.04
283	130.5	1.4	0.7	12.2	8.6	15,459.77	1.68	71.49
334	103.16	1.5	0.7	11.98	8.35	13,122.67	1.44	67.64
396	60.12	1.5	0.6	11.75	8.06	10,420.3	1.16	67.43
446	20.03	1.4	0.5	11.53	7.77	7,476.14	0.86	61.75
457	4.6	1.4	0.5	11.45	7.7	7,093.23	0.82	60.03
474	-10.6	1.4	0.5	11.38	7.58	5,553.13	0.67	48.74
492	-31.3	1.35	0.4	11.3	7.45	3,945.72	0.5	39.94
0	1.38	0	0	12.71	8.32	-875	$1.27 \cdot 10^{-2}$	0

C.2 Résultats de l'étude de la cavitation

TABLE C.3 – Courbe caractéristique à : N1=775 rpm (f1=22,5Hz)/N2=770 rpm (f2=33,4 Hz)/T=20°C/ Distance minimale.

Q_V [m ³ h ⁻¹]	ΔP [mbar]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{amont} [mA]	P_{aval} [mA]	ΔP_{corrig} [mbar]	H [m]	η [%]
0	$4 \cdot 10^{-2}$	0	0	12.73	8.33	-875	$-8.94 \cdot 10^{-2}$	
242	192.84	1.3	2.3	12.45	8.98	21,039.29	2.25	44.2
260	202.8	1.4	2.4	12.42	8.99	21,998.23	2.34	46.73
301	202.89	1.5	2.5	12.29	8.93	22,973.25	2.44	53.36
357	177.16	1.6	2.5	12.1	8.7	20,960.01	2.24	56.18
373	161.56	1.45	2.5	12.05	8.63	20,266.65	2.17	59.15
400	140.72	1.4	2.5	11.93	8.47	18,537.96	1.99	58.85
442	104.5	1.4	2.4	11.76	8.27	16,969.88	1.83	61.28
460	90.18	1.3	2.4	11.62	8.15	16,319.89	1.77	63.19
480	71.5	1.3	2.3	11.55	8.03	14,889.67	1.62	62.04
517	45	1.1	2.2	11.4	7.8	12,377.94	1.36	61.3
566	0.3	1.1	2	11.1	7.47	9,839.08	1.1	57.29
0	0.7	0	0	12.92	8.42	-1,000	0	0

TABLE C.4 – Courbe caractéristique à : N1=775 rpm (f1=22,5Hz)/N2=770 rpm (f2=33,4 Hz)/T=20°C/ Distance minimale.

Q_V [m ³ h ⁻¹]	ΔP [mbar]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{amont} [mA]	P_{aval} [mA]	ΔP_{corrig} [mbar]	H [m]	η [%]
0	$1 \cdot 10^{-2}$	0	0	12.5	8.22	-750	$-7.66 \cdot 10^{-2}$	
231	166.27	1.2	1.4	12.22	8.75	17,972.01	1.93	52.42
247	169.45	1.3	1.5	12.19	8.76	18,879.65	2.03	53.97
285	160.11	1.3	1.5	12.09	8.66	18,376.75	1.98	60.62
312	145.85	1.3	1.4	12.02	8.57	17,597.45	1.9	66.31
332	135.2	1.3	1.4	11.95	8.5	17,198.44	1.86	68.96
350	129.16	1.3	1.4	11.9	8.45	17,027.11	1.84	71.97
367	121.71	1.3	1.4	11.82	8.37	16,477.57	1.78	73.03
383	112.77	1.3	1.4	11.78	8.3	15,671.04	1.7	72.49
401	100.76	1.3	1.3	11.7	8.23	15,442.56	1.68	78.19
435	74.06	1.3	1.3	11.75	8.13	13,368	1.46	73.42
456	56.17	1.3	1.2	11.69	8.02	12,059.49	1.33	72.74
464	47.26	1.2	1.2	11.63	7.97	11,831.48	1.31	76.25
470	44.73	1.2	1.2	11.58	7.93	11,663.58	1.29	76.14
485	28.51	1.2	1.1	11.47	7.84	11,317.98	1.26	80.25
501	14.14	1.2	1	11.43	7.72	9,401	1.06	72.68
512	-0.54	1.1	1	11.39	7.64	8,312.8	0.95	69.54
530	-20.71	1	0.9	11.31	7.5	6,505.95	0.77	63.85

TABLE C.5 – Courbe caractéristique à : N1=620 rpm /N2=770 rpm /T=21°C/ Distance minimale.

Q_V [m ³ h ⁻¹]	ΔP [mbar]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{amont} [mA]	P_{aval} [mA]	ΔP_{corrig} [mbar]	H [m]	η [%]
0	0.46	0	0	12.14	8.02	-1,250	-0.13	
500	-17.5	0.6	1.6	11.2	7.4	4,239	0.56	32.71
495	-14.66	0.5	1.7	11.14	7.43	5,555.15	0.69	42.44
480	1.62	0.6	1.7	11.21	7.54	6,889.67	0.83	48.35
470	12.7	0.6	1.8	11.13	7.57	8,288.58	0.97	54.11
455	26	0.7	1.8	11	7.65	11,400.82	1.29	68.62
435	47.7	0.7	1.8	11.32	7.8	10,493	1.2	60.38
401	76.5	0.8	1.9	11.54	8.02	12,192.56	1.37	59.05
367	105.2	0.8	2	11.68	8.2	13,977.57	1.55	59.37
334	126.2	0.9	2	11.82	8.36	15,372.67	1.69	57.05
291	151.14	0.9	2	11.99	8.56	17,254.47	1.89	55.79
272	153.23	0.8	1.9	12.07	8.61	17,109.15	1.87	56.2
224	145.25	0.8	1.8	12.21	8.63	14,979.31	1.65	42.37
208	140.8	0.8	1.7	12.27	8.64	14,223.87	1.58	39.13
0	-0.18	0	0	12.56	8.23	-1,250	$2.97 \cdot 10^{-15}$	0

TABLE C.6 – Courbe caractéristique à : N1=700 rpm /N2=585 rpm /T=21,2°C/ Distance minimale.

Q_V [m ³ h ⁻¹]	ΔP [mbar]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{amont} [mA]	P_{aval} [mA]	ΔP_{corrig} [mbar]	H [m]	η [%]
0	0.45	0	0	12.06	7.99	-1,000	-0.1	
498	-19.46	0.8	0.8	11.34	7.52	5,415.24	0.68	62.43
483	-3.4	0.9	0.9	11.44	7.68	7,621.43	0.9	73.04
471	13.18	1	0.9	11.53	7.75	7,823.36	0.92	68.24
468	12.75	0.9	0.9	10.94	7.45	7,594.26	0.9	70.52
451	29.62	1	1	11.64	7.85	8,266.89	0.97	64.73
430	48.3	1.1	1	11.75	8.02	10,458.17	1.19	73.48
410	63.32	1.1	1.1	11.81	8.12	11,587.31	1.31	73.31
380	82.48	1.1	1.1	12	8.28	12,336.45	1.38	72.34
360	93.2	1.1	1.1	12.08	8.38	13,289.5	1.48	73.83
340	103.54	1.1	1.2	12.16	8.46	13,772.12	1.53	68.46
320	114.6	1.1	1.2	12.26	8.54	14,034.3	1.56	65.66
300	126.01	1.1	1.2	12.35	8.63	14,701.04	1.63	64.48
280	137.23	1.1	1.2	12.43	8.73	15,772.35	1.74	64.57
260	145.52	1.1	1.2	12.51	8.81	16,373.23	1.8	62.24
240	147.71	1.1	1.2	12.56	8.85	16,378.67	1.8	57.47
221	145.84	1	1.2	12.63	8.88	15,929.97	1.75	54.33
210	139.1	0.9	1.2	12.67	8.87	15,004.76	1.66	51.49
205	135.4	0.9	1.1	12.68	8.85	14,303.08	1.59	50.91
199	130.01	0.9	1.1	12.72	8.87	14,213.5	1.58	49.11
174	112.05	0.8	1	12.78	8.8	11,368.88	1.29	39.25
156	103.7	0.7	1	12.82	8.78	10,149.36	1.16	33.83
0	-1.19	0	0	12.97	8.44	-1,125	$1.27 \cdot 10^{-2}$	0

TABLE C.7 – Courbe caractéristique à : N1=750 rpm /N2=500 rpm /T=21°C/ Distance minimale.

Q_V [m ³ h ⁻¹]	ΔP [mbar]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{amont} [mA]	P_{aval} [mA]	ΔP_{corrig} [mbar]	H [m]	$NPSH_{\text{disp}}$ [m]
0	0.25	0	0	12.53	8.22	-1,125	-0.11	10.63
471	16.76	1.3	0.7	11.27	7.62	7,823.36	0.91	9.82
472	17.24	1.3	0.7	10.52	7.26	8,233.21	0.95	8.87
472	22.81	1.3	0.7	9.73	6.91	9,358.21	1.07	7.86
469	31.84	1.3	0.7	9.05	6.55	8,753.88	1.01	6.99
472	40.2	1.2	0.8	8.07	6.09	9,608.21	1.09	5.75
470	46.6	1.2	0.8	7.28	5.62	7,663.58	0.9	4.74
471	64.45	1.1	0.8	6.69	5.36	8,573.36	0.99	3.99
470	83.36	0.8	0.6	5.91	4.75	3,038.58	0.42	2.99

TABLE C.8 – Courbe caractéristique à : N1=620 rpm /N2=750 rpm /T=21°C/ Distance minimale.

Q_V [m ³ h ⁻¹]	ΔP [mbar]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{amont} [mA]	P_{aval} [mA]	ΔP_{corrig} [mbar]	H [m]	$NPSH_{\text{disp}}$ [m]
0	0.19	0	0	12.55	8.22	-1,375	-0.14	10.65
472	7.79	0.6	1.7	11.32	7.61	6,983.21	0.85	9.89
473	7.27	0.6	1.7	10.63	7.28	7,393.13	0.89	9.01
473	13.23	0.6	1.7	9.86	6.92	8,018.13	0.96	8.03
472	14.29	0.5	1.8	9.06	6.53	8,233.21	0.98	7.01
470	26.52	0.5	1.8	8.24	6.14	8,663.58	1.02	5.96
471	37.15	0.5	1.8	7.36	5.65	7,448.36	0.9	4.84
472	58.63	0.4	1.9	6.47	5.22	7,858.21	0.94	3.71
471	73.75	0.4	1.5	5.97	4.79	3,323.36	0.48	3.07

TABLE C.9 – Courbe caractéristique à : N1=700 rpm /N2=585 rpm /T=23,1°C/ Distance minimale.

Q_V [m ³ h ⁻¹]	ΔP [mbar]	P_1 [kW]	P_2 [kW]	P_{amont} [mA]	P_{aval} [mA]	ΔP_{corrig} [mbar]	H [m]	$NPSH_{\text{disp}}$ [m]
0	0	0	0	12.56	8.23	-1,250	-0.13	10.67
471	9.26	0.9	0.9	11.33	7.65	7,823.36	0.92	9.9
471	11.56	0.9	0.9	10.57	7.25	7,323.36	0.87	8.93
473	13.15	0.8	0.9	9.75	6.84	7,393.13	0.88	7.89
473	19.19	0.8	0.9	8.96	6.47	8,018.13	0.94	6.89
470	26.61	0.8	1	8.22	6.08	7,413.58	0.88	5.93
471	69.6	0.8	1	7.58	5.74	6,948.36	0.84	5.12
471	77.12	0.7	1	6.6	5.23	6,448.36	0.78	3.87
473	92.5	0.6	0.8	5.94	4.93	7,268.13	0.87	3.04