

ÉCOLE DOCTORALE MSII

Département Mécanique

THÈSE présentée par :

Guilhem DELLINGER

soutenue le : 10 décembre 2015

pour obtenir le grade de : **Docteur de l'université de Strasbourg**

Discipline/ Spécialité : Génie Civil / Mécanique des fluides

**Etude expérimentale et optimisation
des performances hydrauliques des vis
d'Archimède utilisées dans les micro
centrales hydroélectriques**

THÈSE dirigée par :

M. GHENAIM Abdellah

M. TERFOUS Abdelali

Pr. INSA de Strasbourg

HDR. INSA de Strasbourg

RAPPORTEURS :

Mme GEORGESCU Sanda-Carmen

M. DARTUS Denis

Pr. Université Polytechnique de Bucarest

Pr. INP Toulouse

AUTRES MEMBRES DU JURY :

M. ACHARD Jean-Luc

M. BEKKOUR Karim

DR. CNRS, LEGI à Grenoble

HDR. Université de Strasbourg

Etude expérimentale et optimisation des performances hydrauliques des vis d'Archimède utilisées dans les micro centrales hydroélectriques

Résumé

Le potentiel de production d'hydroélectricité à l'aide de micro centrales hydroélectriques est sous-exploité en Europe. L'exploitation de petites chutes d'eau, à l'aide des vis d'Archimède, est un moyen de production d'énergie renouvelable récent et en voie de développement. Cette thèse étudie les performances hydrauliques de ce type de turbine. Une première partie du travail a porté sur la mise en place d'un dispositif expérimental, à échelle réduite, permettant de tester pour des conditions hydrauliques et des paramètres géométriques variés les performances hydrauliques d'une vis d'Archimède. Un modèle théorique semi-analytique permettant de déterminer les performances de la vis a été développé puis validé à l'aide des résultats expérimentaux. Les écoulements complexes au sein de cette turbine sont étudiés par le biais d'une modélisation numérique 3D instationnaire, validée expérimentalement. La compréhension de la structure de l'écoulement a alors permis de développer un nouveau modèle théorique permettant de déterminer avec plus de précision le débit de fuite qui est à l'origine d'une perte significative de rendement. Ces résultats permettent d'envisager l'implémentation d'un modèle de dimensionnement industriel.

Mots clés: Micro Centrale Hydroélectrique - Vis d'Archimède - Expérimentations - Modélisation - Simulation numérique

Abstract

The potential for hydropower generation using micro-hydro plants is still underexploited in Europe. The Archimede Screw Generators are a growing technology convenient for low-head hydraulic sites. This thesis studies the hydraulic performance of this turbine. The first part of this work presents an experimental device using a laboratory screw scale. This device allows to test screw performance for various hydraulic conditions and geometrical parameters. A theoretical model predicting the screw performance has then been developed and validated with experimental results. The complex flows occurring within the screw are studied thanks to 3D and unsteady numerical simulations. The numerical results are validated experimentally. The insights provided on the flow structure permit to develop a new leakage model. These leakages are a major source of efficiency loss. Eventually, all these results will allow the implementation of an industrial dimensioning model.

Keywords: Mirco-hydro Plants - Archimedean Screw - Experiments - Modelisation - Numerical simulation

Remerciements

Le travail présenté dans ce mémoire a été réalisé au sein du laboratoire d'hydraulique de l'INSA de Strasbourg sous la direction de Abdellah Ghenaïm et Abdelali Terfous. Je tiens à leur exprimer toute ma reconnaissance pour m'avoir accueilli dans leur équipe et pour avoir été disponible tout au long de ma thèse.

Je remercie Abdellah Ghenaïm de m'avoir choisi pour cette thèse et laissé travailler de la façon dont je l'entendais. Merci à lui de s'être démené pour que j'obtienne un poste de moniteur d'ATER. Merci à Abdelali Terfous pour l'encadrement, ses conseils et ses relectures minutieuses.

Mes plus vifs remerciements s'adressent à Pierre-André Garambois pour son encadrement lors des deux dernières années de thèse. Je tenais à lui exprimer ma gratitude pour l'intérêt qu'il a porté à ce sujet. Grâce à ses nombreux conseils et à son ouverture d'esprit, il a contribué de façon décisive à ma formation scientifique. Je tiens à remercier Nicolas Dellinger pour ces nombreux conseils et son aide indispensable dans la conception des différents dispositifs expérimentaux.

J'aimerais ensuite remercier Sanda-Carmen Georgescu et Denis Dartus qui m'ont fait l'honneur de rapporter ce manuscrit de thèse. Je remercie notamment Sanda-Carmen Georgescu pour les nombreux conseils qu'elle a pu me donner.

J'aimerais également exprimer ma gratitude à Jean-Luc Achard, Mathieu Dufresne et Karim Bekkour d'avoir accepté de faire partie de mon jury. Je remercie notamment Jean-Luc Achard pour m'avoir donné de nouvelles pistes de recherche sur l'adimensionnement des paramètres hydrauliques.

Je remercie à nouveau Mathieu Dufresne ainsi que José Vazquez pour leur aide plus qu'indispensable dans la mise en place de la simulation numérique.

C'est l'équipe MécaFlu d'ICUBE qui m'a accueilli durant ces trois années. Son dynamisme et son ambiance très sympathique m'ont offert un cadre de travail idéal, c'est pourquoi je souhaite en remercier tous les membres actuels et anciens. Je remercie ainsi Daniel Kaufmann pour son amabilité et son aide précieuse dans la mise en place des dispositifs expérimentaux. Je remercie l'ensemble des techniciens de la plateforme mécanique pour m'avoir grandement aidé et assisté dans l'usinage des différentes pièces mécaniques.

Si un laboratoire est un lieu de travail, il est aussi et avant tout un endroit où les contacts humains et les échanges sont nombreux. J'aimerais remercier Karim et Charlotte pour les plusieurs centaines de pauses café et de RU que l'on a pu passer ensemble. Ce fut un honneur pour moi d'avoir été responsable de l'organisation des horaires. Je voudrais exprimer ma gratitude à Arnaud pour m'avoir exposé chaque jour de nouvelles théories scientifiques les unes plus intéressantes que les autres. Je remercie Pierre pour le Streusel du 10h et les nombreuses sorties animées du jeudi

soir. Je tiens à remercier Vincent pour le dorénavant fameux couscous de Noël. Je remercie Mathieu pour son aide précieuse en \LaTeX lors de la rédaction du manuscrit. Je remercie aussi les doctorants Jean-Bernard, Mathias, Julien et Florent pour leur soutien tout au long de ces trois années.

Je voudrais remercier tous les habitants du petit mais non moins important village de Schmittviller et certaines autres personnes des alentours pour leur aide technique et leur soutien moral. Je citerai en particulier, et par ordre alphabétique : Aurélie, Cécile, Flo, François D., François L., Chérémy, Josy, Laurent, Luc, Manu, Mumu, mes parents ainsi que la famille Koch.

Je voudrais également remercier certaines personnes des alentours¹ : Alain, John, Mathieu D. et toute l'équipe de l'AES 08. Ils ont eux aussi grandement participé à ma réussite.

Enfin, pour reprendre une formule d'un grand mathématicien : deux pages de remerciements seraient nécessaires mais je vais faire court, merci pour tout Marillon.

1. Pays de Bitche

Table des matières

Introduction générale	3
1 Introduction	7
1.1 Réchauffement climatique et énergie renouvelable	7
1.2 Energie hydraulique	10
1.2.1 L'énergie hydraulique dans le monde	10
1.2.2 L'énergie hydraulique en Europe et en France	11
1.3 De la grande vers la micro hydroélectricité	13
1.3.1 Les centrales hydroélectriques en générale	13
1.3.2 Les Petites Centrales Hydroélectriques	14
1.4 Les turbines utilisées dans les PCH	19
1.4.1 Les turbines à action	19
1.4.2 Les turbines à réaction	25
1.4.3 La vis d'Archimède ou vis hydrodynamique	29
1.4.4 Choix d'un type de turbine	30
1.5 Le projet Micro Centrale Hydroélectrique	31
2 Les micro centrales à vis d'Archimède	33
2.1 Les composants d'une micro centrale à vis d'Archimède	33
2.2 Puissance théorique et rendement	35
2.2.1 Puissance théorique	35
2.2.2 Rendement	37
2.3 Principe de fonctionnement et définitions	38
2.3.1 Principe de fonctionnement	38
2.3.2 Paramètres géométriques et hydrauliques	39
2.3.3 Définitions	40
2.4 Etat de l'art sur la vis d'Archimède	41
2.4.1 Du système de pompage à la turbine	41
2.4.2 Travaux expérimentaux	43
2.4.3 Modèles théoriques	49
2.4.4 Méthode d'optimisation des paramètres géométriques de la vis d'Archimède	60
2.4.5 Caractère ichtyophile d'une MCH à vis d'Archimède	62
3 Modèles théoriques semi-analytiques	65
3.1 Introduction	65
3.2 Modélisation d'une vis d'Archimède et calcul du volume d'une poche d'eau	67
3.2.1 Modélisation de la géométrie d'une vis et du niveau d'eau	67
3.2.2 Méthode de calcul du volume d'une poche d'eau	69

3.2.3	Evolution du volume d'une poche d'eau en fonction des paramètres géométriques	74
3.2.4	Optimisation de la géométrie par la méthode du volume	75
3.3	Couple axial fourni par la vis	76
3.3.1	Méthode de calcul du couple	76
3.3.2	Evolution du couple en fonction des paramètres géométriques	79
3.3.3	Optimisation de la géométrie par la méthode du couple	81
3.4	Modélisation de l'efficacité d'une vis d'Archimède	82
3.4.1	Identification et calcul des différentes pertes de charge	82
3.5	Validation des modèles théoriques	89
3.5.1	Dispositif expérimental	89
3.5.2	Résultats et discussions	93
3.6	Conclusion	104
4	Modélisation numérique d'écoulements au sein de vis d'Archimède	107
4.1	Introduction	107
4.2	Modélisation de l'écoulement	108
4.2.1	Equation de Navier Stokes	108
4.2.2	Modélisation de la turbulence	109
4.2.3	Modélisation de la surface libre	114
4.2.4	Modélisation de l'écoulement proche paroi	115
4.3	Méthode des volumes finis	117
4.3.1	Volume de contrôle	118
4.3.2	Discrétisation spatiale des équations aux dérivées partielles	118
4.3.3	Discrétisation temporelle	119
4.3.4	Résolution des équations discrétisées	120
4.4	Maillage et conditions limites	122
4.4.1	Introduction	122
4.4.2	Maillage	123
4.4.3	Conditions limites	128
4.5	Modélisation de la vis d'Archimède	130
4.6	Critères de convergence et sensibilité au maillage	132
4.6.1	Critères de convergence	132
4.6.2	Sensibilité au maillage	133
4.7	Résultats et discussions	134
4.7.1	Etude de l'écoulement	135
4.7.2	Variation temporelle du couple	144
4.7.3	Confrontation des résultats théoriques et expérimentaux	146
4.8	Conclusion	153
5	Modélisation du débit de fuite dans une vis d'Archimède	155
5.1	Introduction	155
5.2	Développement du modèle	157
5.2.1	Equivalent hydrauliques	157

5.2.2	Résolution des équations de Navier-Stokes	163
5.3	Résultats théoriques	171
5.3.1	Régime laminaire	171
5.3.2	Régime turbulent	174
5.4	Modélisation du débit de fuite sous <i>OpenFOAM</i>	176
5.4.1	Modélisation de l'écoulement	176
5.4.2	Maillage et conditions limites	177
5.4.3	Sensibilité au maillage	178
5.4.4	Résultats	180
5.5	Confrontations des résultats théoriques et expérimentaux	182
5.5.1	Définition et calcul du taux de remplissage	182
5.5.2	Expérimentations en régime laminaire	184
5.5.3	Expérimentations en régime turbulent	188
5.6	Conclusion	192
6	Conclusion générale et perspectives	195
6.1	Conclusion générale	195
6.2	Perspectives	196
A	Annexes	199
A.1	Caractéristiques moteur	199
A.2	Conditions limites - OpenFOAM 3D	200
A.3	Conditions limites - OpenFOAM Fuite	206
A.4	Nouveau dispositif expérimental	209
	Bibliographie	213

Table des symboles

A_{pale}	=	surface mouillée d'une pale (m^2)
A_{ame}	=	surface mouillée de l'âme centrale de la vis entre deux pales successives (m^2)
A_{poche}	=	surface mouillée de l'auge entre deux pales successives (m^2)
c_{ax}	=	vitesse axiale des pales (ms^{-1})
$c_{f/pale}$	=	vitesse relative du fluide par rapport à une pale (ms^{-1})
$c_{f/ame}$	=	vitesse relative du fluide par rapport à l'âme (ms^{-1})
C_{ame}	=	couple résistant dû aux frottements du fluide sur l'âme de la vis (Nm)
$C_{frottements}$	=	couple résistant dû aux frottements dans les paliers (Nm)
$C_{f,vis}$	=	couple résistant dû aux frottements du fluide sur les pales (Nm)
C_{moteur}	=	couple résistant fourni par le moteur (Nm)
$C_{th,vis}$	=	couple théorique fourni par la vis
C_{vis}	=	couple fourni par la vis (Nm)
$C_{th,blade}$	=	couple théorique fourni par une pale (Nm)
$C_{th,screw}$	=	couple théorique fourni par la vis (Nm)
F_{pale}	=	force induite par le frottement du fluide sur une pale (N)
F_{ame}	=	force induite par le frottement du fluide sur l'âme (N)
F_{auge}	=	force induite par le frottement du fluide sur l'auge (N)
g	=	accélération de la gravité ($9,81 ms^{-2}$)
H	=	hauteur de chute géodésique (m)
h_{in}	=	niveau d'eau amont (m)
h_{out}	=	niveau d'eau aval (m)
I	=	immersion de la vis (-)
L	=	longueur totale de la vis (m)
L_B	=	longueur filetée de la vis (m)
N	=	nombre de pales (-)
n	=	vitesse de rotation de la vis (min^{-1})
n_{nom}	=	vitesse de rotation nominal (min^{-1})
P_{pale}	=	puissance perdue par frottements du fluide sur une pale (W)
P_{ame}	=	puissance perdue par frottements du fluide sur l'âme (W)
$P_{hydraulic}$	=	puissance fournie par le fluide (W)
P_{fuite}	=	puissance perdue par débit de fuite entre l'auge et les pales (W)
$P_{perdues}$	=	somme des puissances perdues (W)
P_{over}	=	puissance perdue par le débit de fuite de sur-remplissage (W)
P_{mec}	=	puissance mécanique fournie par la vis (W)

P_{auge}	=	puissance perdue par frottements sur l'auge (W)
Q	=	débit total (m^3s^{-1})
Q_{fuite}	=	débit de fuite entre l'auge et les pales (m^3s^{-1})
Q_{nom}	=	débit nominal (m^3s^{-1})
Q_{over}	=	débit de fuite par sur-remplissage (m^3s^{-1})
R_a	=	Rayon extérieur (m)
R_i	=	Rayon intérieur (m)
S	=	pas de la vis (m)
s_{sp}	=	taille de l'interstice auge-pales (m)
V_B	=	volume d'une poche d'eau (m^3)
β	=	inclinaison de la vis par rapport à l'horizontal ($^\circ$)
η	=	rendement (-)
λ_{vis}	=	coefficient de frottement du fluide sur la vis (-)
λ_{auge}	=	coefficient de frottement du fluide sur l'auge (-)
μ	=	viscosité cinématique de l'eau (-)
μ_l	=	perte de charge singulière dans l'équation du débit de fuite (-)
μ_{over}	=	coefficient de déversoir (-)
ρ	=	masse volumique de l'eau (1000 kgm^{-3})
τ_{pale}	=	contrainte de cisaillement du fluide sur la pale (Nm^{-2})
τ_{ame}	=	contrainte de cisaillement du fluide sur l'âme (Nm^{-2})
τ_{auge}	=	contrainte de cisaillement du fluide sur l'auge (Nm^{-2})

Introduction générale

Le principe de la vis d'Archimède est connu depuis plus de 2000 ans. Bien que cela soit contesté par de nombreux historiens, l'invention de cette vis est généralement attribuée à Archimède de Syracuse (287-212 avant J-C). C'est uniquement à partir du 14^{ème} siècle que la vis d'Archimède est utilisée pour élever de grandes quantités d'eau sur de faibles hauteurs. Aujourd'hui, elle est encore couramment utilisée pour l'élévation des eaux usées dans les stations d'épuration par exemple. Ce n'est qu'en 1992 que la vis d'Archimède, ou vis hydrodynamique, est utilisée pour la première fois en tant que turbine pour la production d'énergie électrique [Radlik, 1991].

A l'heure de repenser la production et les grands réseaux de distribution d'énergie, le potentiel de production d'hydroélectricité à l'aide de micro centrales hydro-électriques est sous-exploité en Europe. Ainsi, un grand nombre de moulins et de seuils sont aujourd'hui inutilisés. L'exploitation de ce type de chutes d'eau, à l'aide de vis d'Archimède, est un moyen de production d'énergie renouvelable récent et en voie de développement. Ces micro-centrales ont un potentiel élevé sur les chutes d'eau de faibles hauteurs (inférieures à 10 m) et de faibles débits (inférieures à 10 m³.s⁻¹) [Williamson et al., 2014]. En effet, la vis d'Archimède permet de conserver des rendements hydrauliques élevés malgré de fortes fluctuations de débit. Un avantage non négligeable est aussi le fait que ces centrales sont ichtyophiles. En effet, d'après différentes études menées sur cette question [Kiebel, 2007, 2008], il ressort que pour les vitesses de rotation couramment utilisées, la plupart des poissons peuvent dévaler au travers de l'installation sans être blessés.

Bien que l'utilisation de la vis d'Archimède en tant que turbine soit une technologie récente et en voie de développement, il n'existe à ce jour que très peu de littérature à ce sujet. Les quelques modèles théoriques existants ne permettent pas d'estimer avec précision les performances de cette turbine en fonction de sa géométrie et des paramètres hydrauliques de l'écoulement. Ainsi, son dimensionnement est aujourd'hui principalement basé sur des résultats empiriques. Il est donc pour le moment impossible de dimensionner avec précision cette turbine pour un site hydraulique donné.

Ces travaux de thèse ont pour objectifs le développement de nouveaux modèles théoriques ainsi que des méthodologies pour le dimensionnement de vis d'Archimède. Ces modèles serviront à optimiser les performances de cette turbine pour la conversion d'énergie dans des conditions hydrauliques réelles et variées. Basé sur une étude approfondie des modèles existants, ce travail propose une démarche expérimentale tant sur des vis réelles que sur des modèles numériques. Ces expériences sont réalisées en vue de comprendre puis modéliser et enfin proposer des modèles

théoriques améliorés. Le but ultime est d'être capable de proposer un dimensionnement de vis optimisé, i.e où la récupération d'énergie est maximale pour un site hydraulique donné. Pour répondre à cette problématique, ce manuscrit est composé de cinq chapitres distincts.

Le chapitre 1 évoque tout d'abord la situation actuelle de nos sociétés concernant la production d'électricité à partir des énergies dites renouvelables. Les différents moyens de production d'énergie hydraulique sont ensuite détaillés.

Le chapitre 2 expose en détails le principe de fonctionnement d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine. Ensuite, l'état actuel des connaissances sur le dimensionnement et l'utilisation de vis d'Archimède en tant que turbine est présenté. Les travaux expérimentaux et théoriques effectués à ce jour, sur ce type de turbine, sont notamment exposés.

Le chapitre 3 porte sur la mise en place d'un dispositif expérimental de petite échelle (vis de 20 cm de diamètre) permettant de tester les performances d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine. Ce dispositif permet ainsi de déterminer pour des conditions hydrauliques et des paramètres géométriques variés les performances de cette turbine. Le développement d'un modèle théorique semi-analytique permettant de lier les performances d'une vis d'Archimède à sa géométrie et aux paramètres hydrauliques est ensuite exposé. Les résultats de ce modèle sont par la suite confrontés aux résultats expérimentaux.

Pour améliorer ce modèle théorique, il est nécessaire de mieux comprendre les écoulements au sein d'une vis d'Archimède. Le chapitre 4 expose alors la mise en place d'une simulation numérique réalisée à l'aide du code de calcul OpenFOAM. Une attention toute particulière est portée à l'étude du débit de fuite au niveau de l'écart entre l'auge et les pales de la vis. En effet, ce débit ne travaille pas et il convient de le minimiser. Afin de valider les écoulements obtenus par simulation numérique, les résultats sont comparés à des valeurs expérimentales.

Le débit de fuite au niveau de l'interstice auge-pale est une des principales causes de perte de rendement. Malheureusement, le modèle théorique utilisé actuellement a clairement tendance à sous-estimer ce débit de fuite. De plus, il ne prend pas en compte l'ensemble des paramètres géométriques de la vis et des phénomènes physiques qui régissent l'écoulement au sein de la turbine. Afin d'obtenir une meilleure modélisation des performances de la vis, il est alors nécessaire d'améliorer ce modèle de fuite. C'est pourquoi, le chapitre 5 propose un nouveau modèle prenant en compte l'ensemble des paramètres géométriques de la vis et des caractéristiques hydrauliques de l'écoulement. Les résultats de ce modèle théorique sont confrontés à des valeurs expérimentales obtenues sur deux vis aux caractéristiques contrastées.

La dernière partie présente les conclusions de ce travail de thèse ainsi que les

différentes perspectives. Un dernier dispositif expérimental, composé d'une vis de taille réelle et instrumentée, opérationnel depuis peu est présenté succinctement

Introduction

Sommaire

1.1 Réchauffement climatique et énergie renouvelable	7
1.2 Énergie hydraulique	10
1.2.1 L'énergie hydraulique dans le monde	10
1.2.2 L'énergie hydraulique en Europe et en France	11
1.3 De la grande vers la micro hydroélectricité	13
1.3.1 Les centrales hydroélectriques en générale	13
1.3.2 Les Petites Centrales Hydroélectriques	14
1.4 Les turbines utilisées dans les PCH	19
1.4.1 Les turbines à action	19
1.4.2 Les turbines à réaction	25
1.4.3 La vis d'Archimède ou vis hydrodynamique	29
1.4.4 Choix d'un type de turbine	30
1.5 Le projet Micro Centrale Hydroélectrique	31

1.1 Réchauffement climatique et énergie renouvelable

L'étude des causes et effets du changement climatique a donné lieu à un grand nombre de travaux scientifiques et cela dans divers domaines. Une point clé est maintenant l'étude du couplage entre les activités humaines et le changement climatique, notamment afin de limiter les impacts néfastes pour nos sociétés. Un large groupe d'experts scientifiques dans divers domaines (IPCC-GIEC), dont une part est renouvelée tous les quatre ans, a pour but de produire un rapport de l'état de l'art des sciences étudiant le changement climatique. Le dernier rapport du GIEC (2013)¹ souligne l'effet des activités humaines, en particulier sur l'augmentation des concentrations de gaz à effet de serre et donc des température moyennes de surface. La température à la surface de la Terre aurait augmenté de 0,85° depuis 1850. Plusieurs scénarios d'émission de gaz à effet de serre sont étudiés et les conséquences socioéconomiques estimées seraient importantes si le rythme actuel d'émission (scénario RCP 8.5) n'est pas freiné. De plus, différentes composantes du système couplé océan-atmosphère-biosphère seraient impactées de manière significative. Cela aurait

1. G.E.I.C. : Groupes d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat. Rapport disponible sur : <https://www.ipcc.ch/>

pu amener à la modifications des régimes de pluie, la diminution de la cryosphère, l'augmentation des évènements météorologies extrêmes, etc.

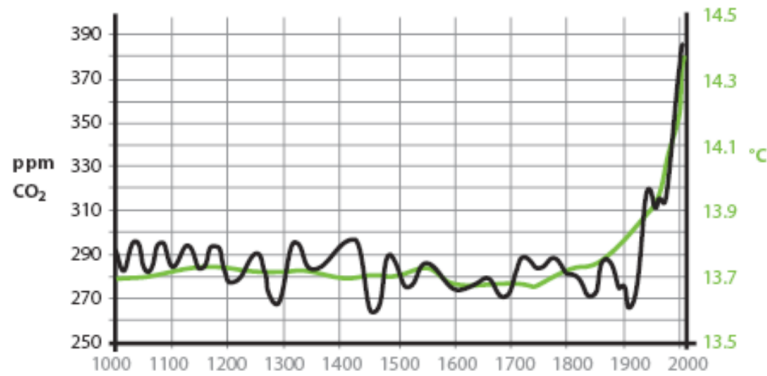


FIGURE 1.1 – Evolution de la concentration en CO₂ et des températures au cours du dernier millénaire - Source : GIEC 2013

Le réchauffement climatique est étroitement lié à l'augmentation des émissions des gaz à effet de serre. Le principal gaz incriminé est le dioxyde de carbone (CO_2) qui est responsable, à lui seul, de plus de 50% de l'augmentation de ces émissions. D'autres gaz sont aussi à prendre en compte tel que le méthane (CH_4), l'oxyde nitreux (N_2O), pour ne citer qu'eux. La figure 1.1 expose l'évolution du taux de CO_2 et de la température au cours du dernier millénaire. On peut y voir le lien, fortement possible, entre l'augmentation du taux de CO_2 et des températures. L'augmentation de la concentration de ces gaz est due à la consommation des énergies fossiles utilisées pour la production d'énergie, le carburant des véhicules, l'industrie, etc. La déforestation et la pratique de l'agriculture intensive joue aussi un rôle important dans l'augmentation du taux de CO_2 dans notre atmosphère.

La diminution de l'émission des gaz à effet de serre est donc un enjeu crucial pour la protection de notre environnement. C'est dans cet optique que le protocole de *Kyoto* (2005 - 2012) a été signé en 1997. Il a eu pour but de fixer des objectifs chiffrés de réduction des émissions de ces gaz nocifs. Malgré l'engagement de nombreux pays industrialisés, les résultats de ce protocole sont mitigés. A ce jours, un nouveau protocole appelé *Kyoto II* est en cours de ratification.

A travers les protocoles de *Kyoto* portant sur la diminution des gaz à effet de serre, il se pose la question de savoir quelles sont les options et les techniques applicables qui permettront de diminuer significativement ces émissions. Il n'existe pas de solution unique et chaque pays devra développer sa propre voie. Mais, il est dans un premier temps, primordial de diminuer notre consommation en énergie, et notamment en énergie fossile. Les règles collectives et les comportements individuels devront alors évoluer dans ce sens. Dans un second temps, cette énergie fossile,

productrice de CO_2 , pourra petit à petit être remplacée par des énergies dites renouvelables.

Une énergie renouvelable est définie comme une énergie dont la ressource est inépuisable et dont l'exploitation ne doit engendrer pas ou peu de déchets et d'émissions polluantes. Ce type d'énergie est donc considéré comme l'énergie de l'avenir. Les énergies renouvelables peuvent être classées en cinq grandes familles qui sont :

- *L'énergie solaire* : la lumière du soleil captée à l'aide de panneaux photovoltaïques ou de centrales solaires thermiques permet la production d'électricité.
- *L'énergie éolienne* : l'énergie cinétique du vent peut être transformée en énergie mécanique par des aérogénérateurs puis en électricité à l'aide d'une génératrice.
- *La biomasse* : des matériaux d'origine biologique peuvent être employés comme combustibles pour la production de chaleur, d'électricité ou de carburant.
- *La géothermie* : la chaleur stockée dans le sol peut être utilisée pour la production d'électricité ou de chaleur.
- *L'énergie hydraulique* : l'énergie de l'eau sous toutes ses formes possibles (potentielle et cinétique) peut être transformée en énergie mécanique puis en électricité.

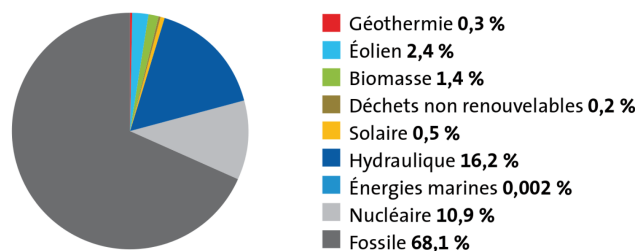


FIGURE 1.2 – Structure de la production d'électricité dans le monde -
Source : Observ'ER 2013

La production d'électricité à partir de l'ensemble des énergies d'origine renouvelable est de plus en plus importante. En effet, elle est passée en 10 années, de 2002 à 2012, de 18,3% à 20,8% de la production d'électricité mondiale d'après le quinzième inventaire sur "*La production d'électricité d'origine renouvelable dans le monde*" (Observ'ER 2013)². Les figures 1.2 et 1.3 exposent respectivement la répartition de la production d'électricité dans le monde et la structure de la production électrique à partir des différentes sources d'énergies renouvelables.

On remarque que la grande majorité de la production d'électricité provient encore malheureusement de l'énergie fossile. Par contre, comme il a été dit précédem-

2. Observ'ER : L'observatoire des Energies Renouvelables - Rapport téléchargeable sur : <http://www.energies-renouvelables.org>

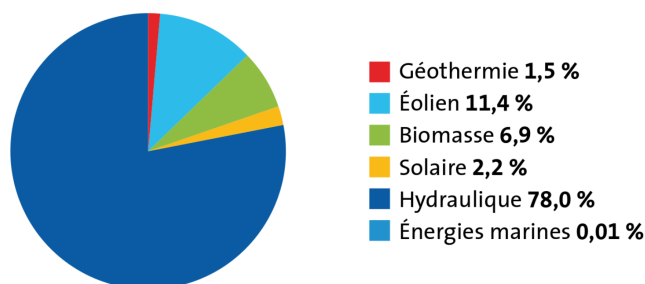


FIGURE 1.3 – Structure de la production d'énergie renouvelable dans le monde - Source : Observ'ER 2013

ment, l'apport des énergies renouvelables est important et supérieur à 20%. Parmi ces énergies propres, on peut remarquer que c'est la production à partir de l'énergie hydraulique qui est de loin la plus importante suivie, en moindre proportion, par l'énergie éolien.

Ce travail de thèse s'intéresse plus particulièrement à un moyen de production d'électricité basé sur la récupération de l'énergie fournie par les écoulements de l'eau et donc à l'énergie hydraulique.

1.2 Energie hydraulique

1.2.1 L'énergie hydraulique dans le monde

L'énergie hydraulique est donc une source de production d'électricité respectueuse de l'environnement dans le sens où elle ne participe ni à l'augmentation de l'effet de serre ni à la pollution de l'air.

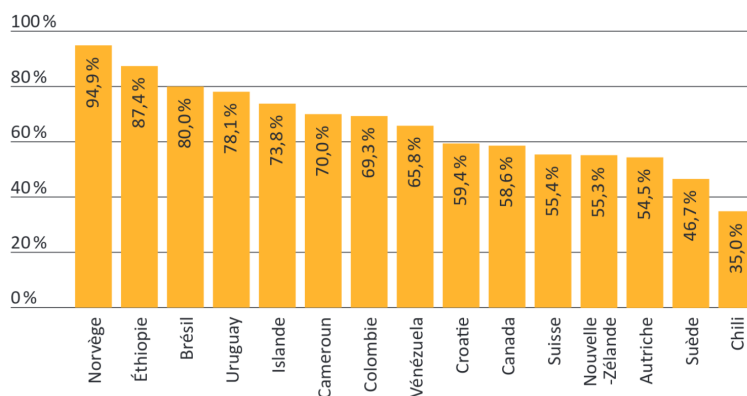


FIGURE 1.4 – Structure de la production d'énergie renouvelable dans le monde - Source : Observ'ER 2013

Avec plus de 3600 TWh produits à travers le monde en 2012, elle occupe aujourd'hui le premier rang au niveau des énergies renouvelables et, elle est la deuxième sur l'ensemble des sources d'énergies derrière l'énergie fossile (cf. §1.1). En 2011, treize pays parviennent à couvrir plus de 50% de leur besoin électrique à l'aide de l'hydroélectricité (cf. figure 1.4). On remarque notamment que plus de 90% des besoins électriques sont couverts par l'énergie hydraulique en Norvège. Contrairement à ce que l'on pourrait croire, ce ne sont pas les pays pourvus de grandes zones montagneuses qui produisent le plus d'hydroélectricité, mais généralement ceux, pourvus de grands fleuves. A ce jour, c'est la Chine ($24,1\%$ de la part mondiale) suivie de loin par le Brésil et le Canada (environ 10%) qui sont les plus importants producteurs d'énergie hydraulique au monde.

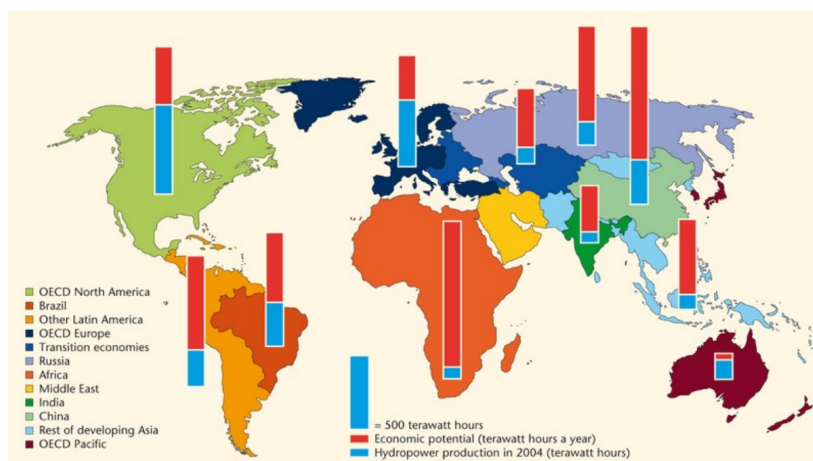


FIGURE 1.5 – Potentiel hydroélectrique à travers le monde - Source : International Energy Agency 2006

L'énergie hydraulique représente déjà une part très importante par rapport à l'ensemble des énergies utilisées pour la production d'électricité, et elle est toujours en constante augmentation. Ainsi, la production hydroélectrique est passée de 1000 TWh en 1965 à plus de 3600 TWh en 2012. Il existe à ce jour, toujours un grand potentiel hydroélectrique à exploiter à travers le monde et notamment en Asie, en Afrique et en Amérique latine (cf. figure 1.5³).

1.2.2 L'énergie hydraulique en Europe et en France

En 2012, le pétrole et le gaz restent les sources d'énergies prépondérantes et sont utilisés pour assurer plus de 50% de la consommation intérieure brute en électricité. Les sources d'origine renouvelable ne représentaient, en 2012, que 11% de l'approvisionnement total en énergie (source : *Commissariat Général au Développement Durable - 2014*). Dans l'optique de combattre le changement climatique et de

3. International Energy Agency : rapport disponible sur <http://www.iea.org/>

favoriser l'émergence des énergies renouvelables, l'Europe s'est fixée trois objectifs prioritaires d'ici 2020 qui sont :

- la réduction de 20% des gaz à effet de serre par rapport à l'année 1990.
- l'augmentation de l'efficacité énergétique de 20%.
- atteindre la barre des 20% d'énergie renouvelable.

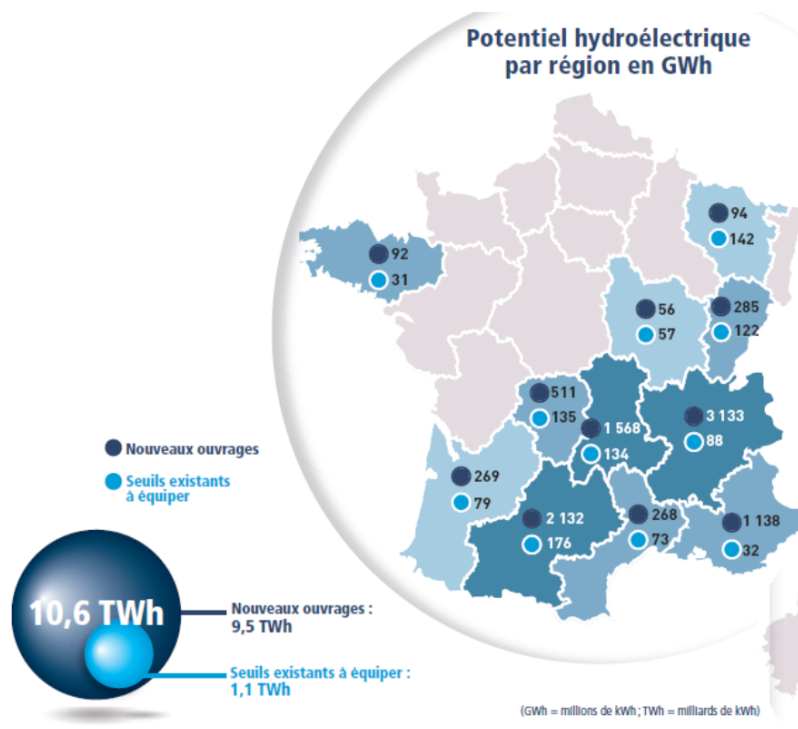


FIGURE 1.6 – Potentiel hydroélectrique en France - Source : Union Française de l'Electricité 2011

C'est dans ce dernier objectif que vient s'inscrire le développement de l'énergie hydraulique en Europe et notamment en France. En 2012, l'énergie hydraulique représentait déjà plus de 43% de l'ensemble des énergies renouvelables utilisées en Europe (source : *EurObserv'ER 2013*). Bien que l'Europe ne possède pas l'un des plus gros potentiel hydroélectrique au monde (cf. §1.4), il existe tout de même un potentiel inexploité qui correspond notamment à des milliers d'anciens moulins, de seuils et de centrales hydroélectriques à l'arrêt.

En France, l'énergie hydraulique est la deuxième forme de production électrique derrière le nucléaire. Elle représente à elle seule plus de 13% de la production annuelle (source : *Syndicats des Energies Renouvelables*⁴). Bien-sûr, ce chiffre peut fortement varier suivant le climat et notamment la pluviométrie de l'année. Bien que la plupart des sites dits de grande hydraulique soient déjà exploités, il apparaît, d'après une

4. Rapport disponible sur <http://www.enr.fr/>

étude menée par *France HydroElectricité*⁵, que le potentiel hydroélectrique français est établi à $10,6 TWh$ (cf. figure 1.6). Ce potentiel est divisé en deux grandes possibilités :

- la création de nouveaux ouvrages.
- la valorisation ou l'équipement des seuils existants.

On remarque d'après la figure 1.6 qu'il existe un potentiel particulièrement fort pour la création de nouveaux ouvrages. Il est à noter que ce potentiel n'est pas entièrement exploitable car il est impacté par un nouveau classement des cours d'eau (cf. loi EMA 2006). Néanmoins, la France est dotée d'un fort potentiel hydroélectrique qu'il sera nécessaire d'exploiter dans le future pour garantir les objectifs donnés par l'Union Européenne.

1.3 De la grande vers la micro hydroélectricité

1.3.1 Les centrales hydroélectriques en générale

Par définition, une centrale hydroélectrique exploite l'énergie potentielle des flux d'eau pouvant provenir d'un fleuve, d'une rivière, d'une chute d'eau, d'un courant marin, etc. L'énergie du fluide est transformée en énergie mécanique à l'aide d'une turbine. Enfin, cette énergie est transformée en électricité grâce à un alternateur. La figure 1.7 expose le principe de fonctionnement d'une centrale hydroélectrique.

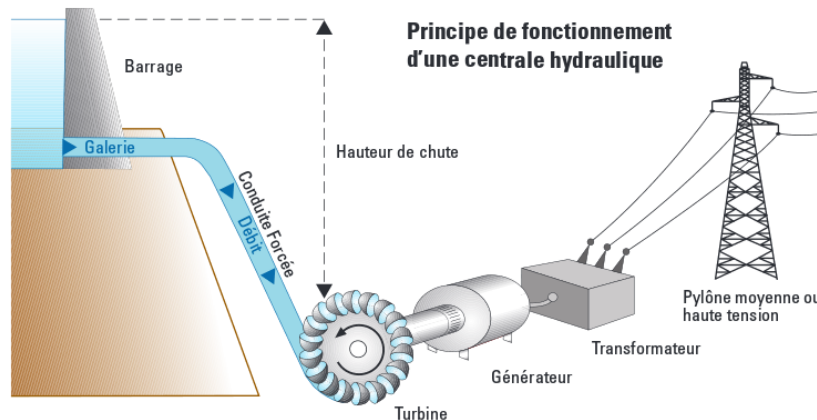


FIGURE 1.7 – Principe de fonctionnement d'une centrale hydroélectrique - Source : ADEME

On distingue quatre grandes catégories de centrale hydroélectrique :

- les centrales au fil de l'eau.
- les centrales fonctionnant en éclusées.
- les centrales de lac.
- les Stations de Transfert d'Énergie par Pompage (STEP).

5. Rapport disponible sur <http://www.france-hydro-electricite.fr/>

Les **centrales au fil de l'eau** utilisent les débits des rivières ou des fleuves. Elles sont caractérisées par de faibles hauteurs de chute mais des débits généralement importants. On en retrouve principalement sur les grands fleuves tel que le Rhin ou le Rhône.

Les **centrales fonctionnant en éclusées** possèdent un réservoir de stockage dont le volume correspond à une période d'accumulation assez courte, en générale, moins de 400 heures. Le réservoir est rempli aux heures les moins chargées en consommation électrique et le turbinage est activé aux heures de pointes.

Les **centrales de lac** sont placées sous une retenue d'eau créée généralement artificiellement à l'aide d'un barrage. Leur grand réservoir permet un stockage saisonnier de l'eau. Ces centrales sont généralement utilisées pour répondre aux pics de consommation électrique.

Enfin, les **STEP** sont reliées à deux bassins : un bassin en altitude et un bassin inférieur. Entre les deux, est placé un système permettant à la fois le pompage et le turbinage. Le pompage de l'eau dans le réservoir supérieur permet de stocker de l'énergie pendant les heures creuses et, à l'inverse, le turbinage permet de répondre aux pics de consommation. Ces centrales ne sont pas réellement considérées comme moyen de production à base d'énergie renouvelable car elles consomment de l'électricité pour remonter l'eau qui sera turbinée par la suite. Elles sont plus vues comme un moyen de stockage d'énergie.

Les centrales hydroélectriques ont le grand avantage, par rapport aux autres énergies renouvelables, de permettre l'ajustement en temps réel de l'équilibre offre-demande en électricité. La figure 1.8 expose un exemple d'évolution de la production électrique au cours d'une journée d'hiver. On remarque bien que l'ensemble des centrales au fil de l'eau permettent de fournir une énergie à peu près constante au cours du temps. Les autres types de centrale permettent, elles, de fournir de l'électricité uniquement lorsque l'approvisionnement à base d'énergie nucléaire et thermique ne suffit plus. Enfin, lorsque la consommation est faible, les STEP sont utilisées en tant que système de pompage afin de stocker de l'énergie qui sera restituée en temps voulu.

Les centrales hydroélectriques ont le gros avantage d'être généralement financièrement viables. En effet, malgré les investissements souvent colossaux nécessaires à l'installation de ce type de centrale, leur durée de vie est très importante (supérieure à 100 ans). Enfin, les barrages sont le seul moyen de stocker d'énorme quantité d'énergie que l'on peut consommer en temps utile.

1.3.2 Les Petites Centrales Hydroélectriques

1.3.2.1 Présentation et définitions

Les très grandes centrales hydroélectriques, pouvant produire plusieurs dizaines de *MW*, nécessitent des aménagements très importants tels que des grands barrages ou des modifications des cours d'eau. Ces centrales ont donc des impacts, à

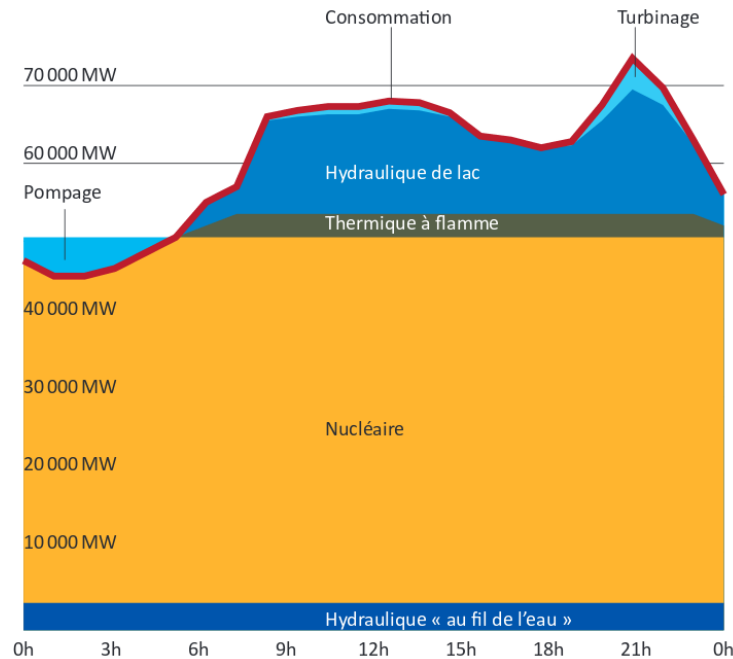


FIGURE 1.8 – Production électrique schématisée d'une journée d'hiver en France - Source : Syndicats des Energies Renouvelables

la fois écologiques et sociaux, très importants : mise en eau de vallée, déplacements de population, etc. En parallèle de ces centrales, il existe les Petites Centrales Hydroélectriques (PCH), de type au fil de l'eau ou en fonctionnement par éclusé, qui permettent d'exploiter l'énergie hydraulique des plus petits cours d'eau.

D'après l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie (ADEME)⁶, une PCH est définie en France comme une installation de production énergétique, d'une puissance inférieure à 12 000 kW, transformant l'énergie hydraulique d'un cours d'eau en une énergie électrique. Les PCH sont classées en fonction de leur puissance, avec un classement qui peut varier selon les pays. En France, il est donné par l'Union Internationale des Producteurs et Distributeurs d'Énergie Électrique (UNIPÉDE) (cf. tableau 1.1).

TABLE 1.1 – Classement des Petites Centrales Hydroélectriques

Nom	Puissance Minimale (kW)	Puissance Maximale (kW)
Petite centrale	2 000	10 000
Mini-centrale	500	2 000
Micro-centrale	20	500
Pico-centrale	—	20

En 2012, la production à partir des PCH représentait plus de 10% de la pro-

6. Présentation disponible sur <http://www.ademe.fr/>

duction électrique d'origine hydraulique et 1,5% de l'énergie électrique nationale. On notera que la puissance moyenne de ces centrales est de l'ordre des 670 kW en France et qu'elles appartiennent, pour la plupart, à des producteurs indépendants.

Les grandeurs caractéristiques de ces centrales sont :

- le débit d'équipement Q exploité et donné en $\text{m}^3.\text{s}^{-1}$.
- la hauteur de chute H donnée en m .
- la puissance de l'installation donnée en kW .
- l'énergie électrique produite donnée en kWh .

Le *débit d'équipement* correspond au débit maximum susceptible d'être turbiné par la centrale lorsqu'elle fonctionne à pleine puissance.

La *hauteur de chute* qui peut être donnée en valeur brute correspond à la différence d'altitude entre la surface libre à l'entrée de l'installation et celle à sa sortie. Cette hauteur peut aussi être donnée en valeur nette, c'est à dire que l'on prend en compte les pertes de charge présentes dans les ouvrages d'aménée et de restitution. Dans notre cas, la valeur de H donnée, correspondra toujours à la hauteur brute.

La *puissance de l'installation* peut à nouveau être donnée en valeur brute ou nette. La puissance brute correspond à la puissance hydraulique de l'aménagement. C'est la valeur théorique et maximale qu'il est possible d'exploiter. Elle est donnée par :

$$P = \rho.g.Q.H \quad (1.1)$$

avec ρ la masse volumique de l'eau en $\text{kg}.\text{m}^{-3}$ et g l'accélération de la pesanteur en $\text{m}.\text{s}^{-2}$.

La puissance nette ou effective de l'installation est elle, fonction du rendement de l'installation et des pertes de charge dans les ouvrages d'aménée et de restitution. La puissance effective de la centrale, sans prendre en compte les pertes de charge mentionnées précédemment, est alors égale à :

$$P_{eff} = \rho.g.Q.H.\eta \quad (1.2)$$

avec η le rendement de l'ensemble turbine plus générateur.

Enfin, l'*énergie électrique* produite est un indicateur de la capacité de production d'une centrale hydroélectrique. Elle est dépendante de la puissance de l'installation ainsi que du régime du cours d'eau. Ainsi, l'énergie produite est donnée par :

$$E = P_{eff}.t.f \quad (1.3)$$

avec t le temps de fonctionnement de la centrale en *heures* et f , un coefficient exprimant la capacité utilisée de la centrale. Ce coefficient est fonction des variations saisonnières de débit dans le cours d'eau.

Maintenant que les caractéristiques principales ont été exposées, il est possible de discuter des différents types de PCH existantes. D'après l'ADEME, il en existe trois (cf. tableau 1.2) :

- les centrales de haute chute.
- les centrales de moyenne chute.
- les centrales de basse chute.

TABLE 1.2 – Les différents types de Petite Centrale Hydroélectrique

Type	Hauteur Minimale (m)	Hauteur Maximale (m)
Haute chute	100	–
Moyenne chute	15	100
Basse chute	–	15

La puissance délivrée par les *centrales de haute chute* est principalement due au dénivelé important entre la prise d'eau et la zone de restitution. On les trouve généralement dans les régions montagneuses.

La puissance fournie par les *centrales de moyenne chute* est liée à la fois à la hauteur de chute et au débit. On les trouve généralement dans les zones de moyenne montagne tel que le Massif Central.

Pour les *centrales de basse chute*, la puissance dépend principalement du débit turbiné.

1.3.2.2 Les composants d'une Petite Centrale Hydroélectrique

Une PCH est composée de quatre éléments principaux qui sont (source : ADEME) :

- les ouvrages de prise d'eau.
- les ouvrages d'aménée et de mise en charge.
- la passe à poisson.
- les équipements de production.
- les ouvrages de restitution.

L'ensemble de ces éléments sont représentés dans les figures 1.9 et 1.10.

L'*ouvrage de prise d'eau* est généralement une digue ou un barrage qui peut être construit en enrochements, en gabions, en terre, en maçonnerie ou en béton. Leurs forme et dimensions dépendent de la forme du lit du cours d'eau et de la nature du terrain. Cet ouvrage peut parfois tirer parti des faciès naturels et ne nécessite alors aucun aménagement. Elle peut également être installée sur un canal d'irrigation ou encore sur une adduction d'eau potable.

Le *canal d'aménée et la conduite forcée* ont pour mission de diriger l'eau vers la centrale. Un grille est généralement installée dans le canal afin de retenir les corps solides les plus gros charriés par le cours d'eau. Un dessableur est parfois utilisé pour favoriser le dépôt des particules avant l'entrée de l'installation et éviter qu'elle s'ensable. Enfin, le canal est généralement muni d'un système de vannes pour isoler la turbine ou encore, pour protéger l'installation contre les crues.

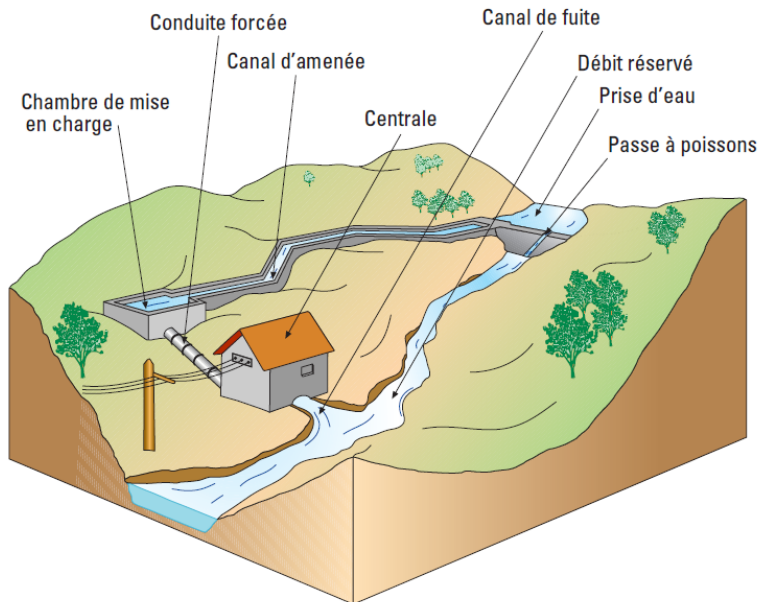


FIGURE 1.9 – Composants d'une centrale de moyenne et haute chute - Source : ADEME

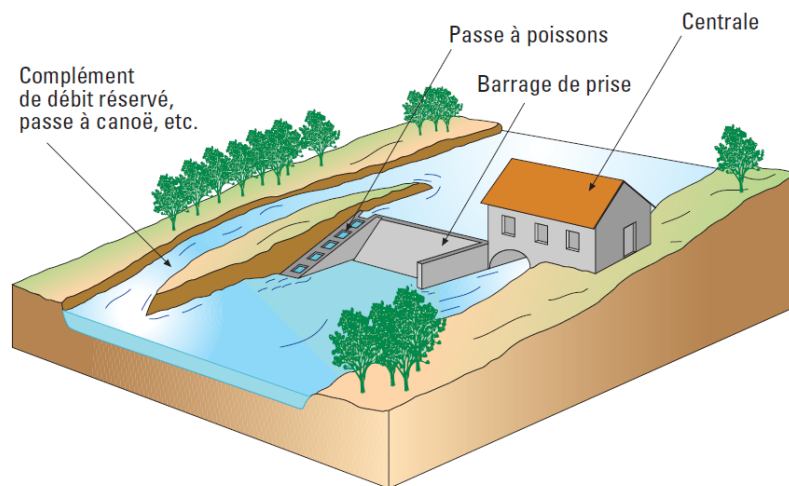


FIGURE 1.10 – Composants d'une centrale de basse chute - Source : ADEME

La jonction entre l'ouvrage d'aménée et la conduite forcée est assurée par une *chambre de mise en charge* si le canal d'aménée est à écoulement libre, ou par une *cheminée d'équilibre* s'il s'agit d'une conduite en charge.

La *passse à poisson*, par définition, est un dispositif de contournement et de franchissement permettant aux poissons de remonter ou de descendre le cours d'eau malgré la présence d'un aménagement hydraulique.

L'*ouvrage de restitution* permet de renvoyer l'eau turbinée dans la rivière. Le canal peut être une galerie si la centrale est souterraine.

Les *équipements de production* sont composés d'une turbine, d'un générateur, d'un système de régulation et d'une ligne d'évacuation.

La *turbine* a pour but de transformer l'énergie hydraulique fournie par l'eau en énergie mécanique. De nos jours, il existe de nombreux types de turbine utilisés suivant les contraintes imposées par le site : hauteur de chute, débit turbiné, etc. L'éventail des turbines existantes et utilisées dans les PCH est présenté plus en détails par la suite.

Le *générateur* transforme l'énergie mécanique fournie par la turbine en électricité.

Le système de régulation permet d'adapter les variations du débit d'eau à la demande des consommateurs.

1.4 Les turbines utilisées dans les PCH

Les performances des Petites Centrales Hydroélectriques sont directement liées au type de turbines utilisé. Le choix de la turbine se fait principalement en fonction des paramètres hydrauliques : hauteur de chute et débit à turbiner. Les variations de débits aux cours d'une année hydrologique doivent aussi être pris en compte.

Il est possible de classer les turbines hydrauliques en deux grandes catégories : les turbines à action et celles à réaction. L'ensemble de ces turbines, utilisées dans les PCH, est exposé dans cette partie.

1.4.1 Les turbines à action

1.4.1.1 Définition et principe de fonctionnement

Les turbines à action sont caractérisées par le fait qu'elles récupèrent uniquement l'énergie cinétique du fluide. C'est un jet libre qui agit sur des augets ou des aubes profilées et placées sur la périphérie d'une roue. L'échange d'énergie entre l'eau et la turbine se fait à pression constante et généralement à pression atmosphérique.

La force de l'eau s'appliquant sur les aubes de la turbine crée un couple au niveau de son axe. La puissance mécanique fournie par la turbine est alors déterminée par

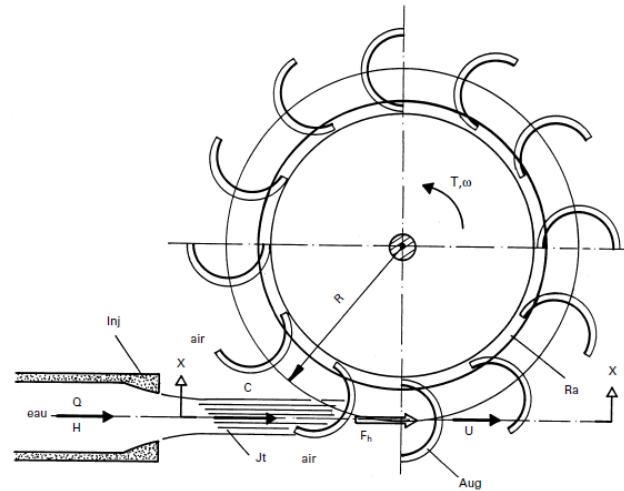


FIGURE 1.11 – Principe de fonctionnement d'une turbine à action - Source : PACER

le produit entre le couple et la vitesse de rotation de la turbine :

$$P_{mec} = T.\omega \quad (1.4)$$

avec P_{mec} la puissance mécanique délivrée par la turbine en W , T le couple sur l'axe de la turbine en $N.m$ et ω sa vitesse de rotation en $rad.s^{-1}$.

Le principe de fonctionnement d'une turbine à action est exposé dans la figure 1.18.

1.4.1.2 Les roues hydrauliques

La roue hydraulique est le plus ancien appareil permettant de transformer l'énergie cinétique de l'eau en une énergie mécanique. Initialement, elle était uniquement utilisée pour des besoins en énergie mécanique : moudre des céréales ou des olives (Rome antique). Elle était ensuite utilisée dans les moulins à papier ou les scieries. Enfin, ce n'est qu'au début de la première révolution industrielle (fin 18^{ème} siècle) que la roue hydraulique est utilisée pour la production d'électricité (source : RESTOR Hydro). La plupart de ces roues peuvent être classées en deux catégories : les roues à axe horizontal et celles à axe vertical.

Les roues à axe horizontal tournent dans un plan vertical. L'eau est dirigée vers la roue à l'aide d'un canal d'amenée. L'énergie cinétique du fluide est ensuite récupérée à l'aide des aubes fixées en périphérie de la roue. La forme des aubes est variable suivant le type de la roue. Il existe ainsi trois principaux types de roue à axe horizontal :

- la roue par-dessus.
- la roue par-dessous.

— la roue de poitrine.

La *roue par-dessus* est à la fois la roue la plus traditionnelle et la plus efficace. Elle est adaptée pour les débits inférieurs à 150 l.s^{-1} et pour des hauteurs de chute supérieures à 2 m . L'eau est acheminée en haut de la roue. Elle se déverse ensuite dans les augets de la roue qui entraînent alors cette dernière en rotation par le poids de l'eau. L'alimentation en eau est régulée à l'aide d'une vanne actionnée en amont de la roue. Pour des performances optimales, il est nécessaire que la turbine ne soit pas en contact avec l'eau du canal de fuite. Les rendements moyens pour ce type de turbine se situe aux alentours des 60 à 80%. La figure 1.12 montre un schéma de la roue par-dessus.

La *roue par-dessous* est entraînée par l'action de l'eau sur les pales situées au niveau de la partie inférieure. Elle est utilisée pour des débits pouvant aller jusqu'à 1000 l.s^{-1} . Ce type de turbine nécessite moins d'aménagement et est donc moins chère que la roue par-dessus. En contre partie, avec un rendement moyen compris entre 60 et 70 %, ses performances sont inférieures. Le débit est à nouveau ajusté à l'aide d'une vanne située en amont. La figure 1.13 expose un schéma de ce type de roue.

La *roue poitrine* est une version améliorée de la roue par-dessous. L'eau est amenée à mi-hauteur de la roue par un coursier. Ce dernier est courbé de telle façon qu'il épouse la courbe de la roue. Elle est adaptée pour des hauteurs de chute comprises entre $0,3$ et 3 m et des débits inférieurs à $1\text{ m}^3.\text{s}^{-1}$. La forme des pales est sensiblement la même que pour les roues par-dessus. Le rendement des roues poitrines est compris entre celui des roues par-dessus et par-dessous.

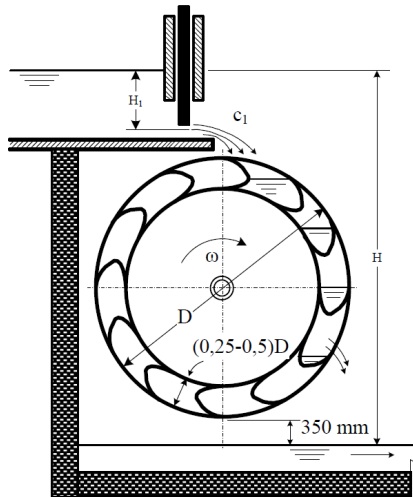


FIGURE 1.12 – Schéma d'une roue par-dessus - Source : RESTOR Hydro

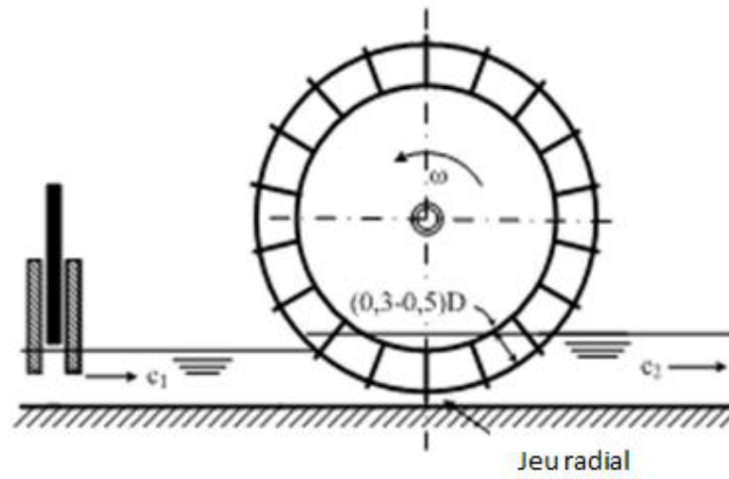


FIGURE 1.13 – Schéma d'une roue par-dessous - Source : RESTOR Hydro

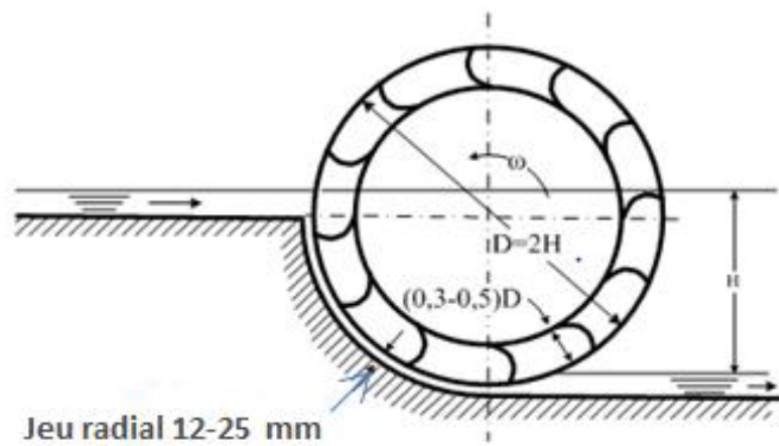


FIGURE 1.14 – Schéma d'une roue poitrine - Source : RESTOR Hydro

Les roues à *axe vertical* tournent donc dans le plan horizontal. L'eau est dirigée vers les aubes sous la forme d'un jet à l'aide d'une buse. Lorsque le jet frappe les aubes portées par la roue, il change de direction, entraînant ainsi le développement d'une force périphérique sur les aubes. Cette force va alors créer un couple sur l'axe de la roue. Un schéma d'une roue hydraulique à axe vertical est exposé dans la figure 1.15.

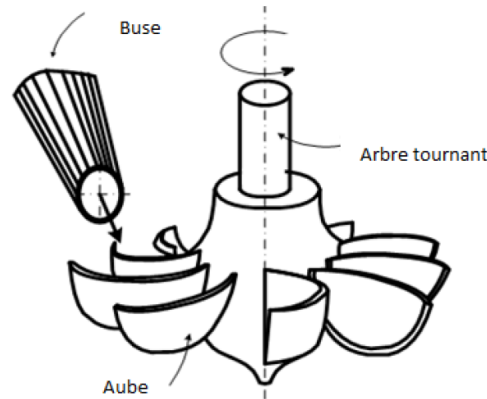


FIGURE 1.15 – Schéma d'une roue à axe vertical - Source : RESTOR Hydro

Les hauteurs de chute pour ce type de turbine sont habituellement comprises entre 6 et 8 m et les débits sont généralement inférieurs à $0,2 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Le rendement moyen de cette roue est de l'ordre de 70%.

1.4.1.3 La turbine Pelton

La turbine Pelton porte le nom de son inventeur l'américain Lester Pelton qui l'a mise au point en 1880. Elle est constituée d'une roue d'axe vertical ou horizontal, qui comporte à sa périphérie des augets en forme de double cuillère avec échancrure. Cette roue est mise en rotation par un ou plusieurs jets d'eau. La turbine transforme ainsi l'énergie cinétique du fluide en une énergie mécanique.

Ce type de turbine est utilisé dans les PCH de haute chute. En effet, elle est performante pour des hauteurs de chute supérieures à 100 m et des débits compris entre 0,2 et $8 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. La puissance maximale développée par cette turbine est de l'ordre de 350 MW. Ses principaux avantages sont son excellent rendement qui est proche des 85% et sa vitesse de rotation élevée qui permet généralement de se passer d'un multiplicateur de vitesse.

On notera qu'il existe la turbine Turgo qui a le même principe de fonctionnement que la Pelton mais avec le profil des augets modifié. Elle est utilisée pour la même gamme de débits et de hauteurs de chute. Malgré son rendement légèrement supérieur, elle est bien moins répandue.

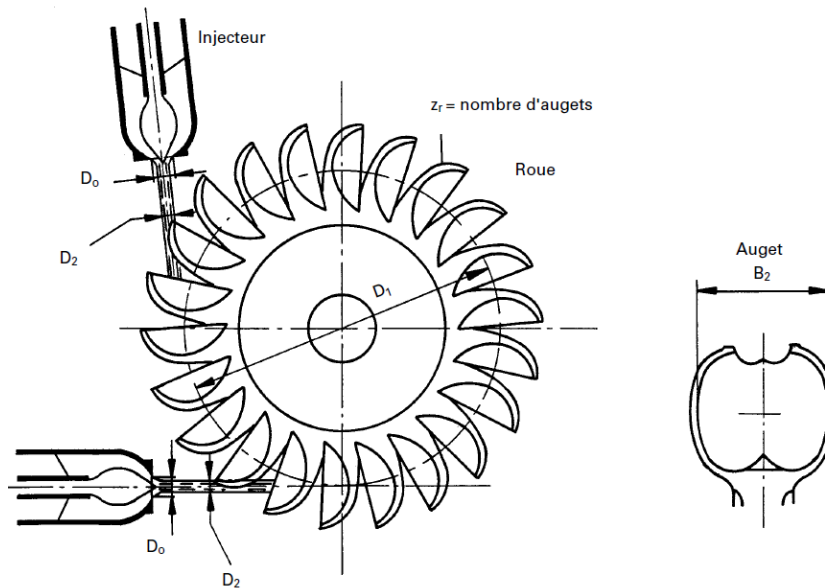


FIGURE 1.16 – Schéma d'une turbine Pelton - Source : PACER 2010

1.4.1.4 La turbine à flux traversant ou Banki-Michell

La turbine à flux traversant ou Banki-Michell, est un appareil qui permet la transformation de l'énergie cinétique du fluide en une énergie mécanique et qui a de particulier le fait que l'eau traverse deux fois la roue.

La turbine est constituée d'un injecteur de section rectangulaire qui assure la régulation du débit entrant. La roue est en forme de tambour et elle comporte des aubes cylindriques profilées à sa périphérie. Un bâti enveloppe la roue et permet la fixation des paliers de la turbine. L'ensemble de ses composants est exposé dans la figure 1.17.

Le principe de fonctionnement de ce type de turbine est similaire à celui des roues hydrauliques. L'énergie du fluide est récupérée une première fois lors du premier passage à travers les aubes puis, une seconde fois, lors du second passage. Cela permet ainsi de récupérer plus d'énergie au fluide et donc d'obtenir un meilleur rendement.

La Banki-Michell peut être utilisée pour des hauteurs de chute maximales de l'ordre de 200 m . Elle est capable de turbiner jusqu'à $5\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Bien que le rendement maximal atteint est de 86% , on observe en moyenne des rendements de l'ordre de 82% pour des turbines de bonne qualité.

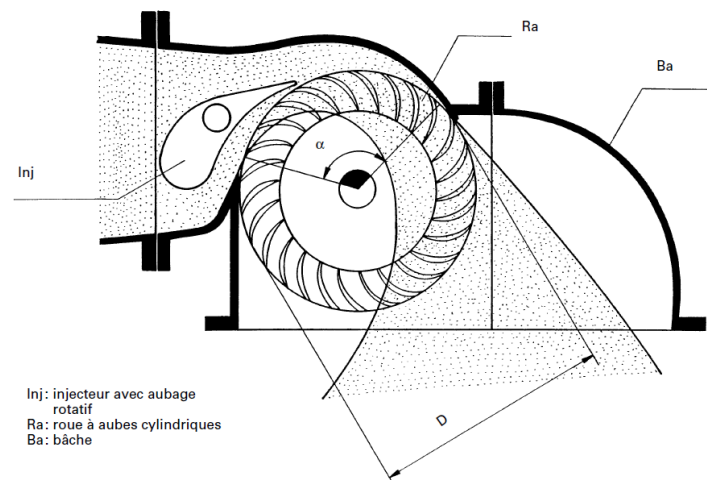


FIGURE 1.17 – Schéma d'une turbine à flux traversant - Source : PACER

1.4.2 Les turbines à réaction

1.4.2.1 Définition et principe de fonctionnement

Une turbine à réaction est une machine noyée qui utilise à la fois la vitesse du fluide et une différence de pression. Deux principes sont à la base de son fonctionnement :

- la création d'un tourbillon au moyen d'une bache spirale, ou d'aubages directeurs ou, les deux à la fois.
- la récupération du mouvement circulaire du tourbillon par les aubes d'une roue en rotation.

Les aubes de la roue se comportent de la même façon qu'une aile d'avion : l'écoulement de l'eau provoque sur le profil de l'aube une force hydrodynamique qui induit alors un couple sur l'arbre de la turbine. Ainsi, la force portante résulte d'une différence de pression entre les deux faces du profil de l'aube. La figure 1.18 montre le principe de fonctionnement d'une turbine à réaction.

1.4.2.2 La turbine Francis

La turbine Francis a été mise au point en 1849 par l'ingénieur américain James Bicheno Francis. C'est une machine à réaction car la pression à l'entrée de la roue est supérieure à la pression en sortie. Elle est aussi, en partie, une turbine à réaction car la pression statique du fluide est transmise à la roue.

Cette turbine est composée par les éléments suivants (cf. figure 1.19) :

- la bache spirale.
- le distributeur.
- la roue.

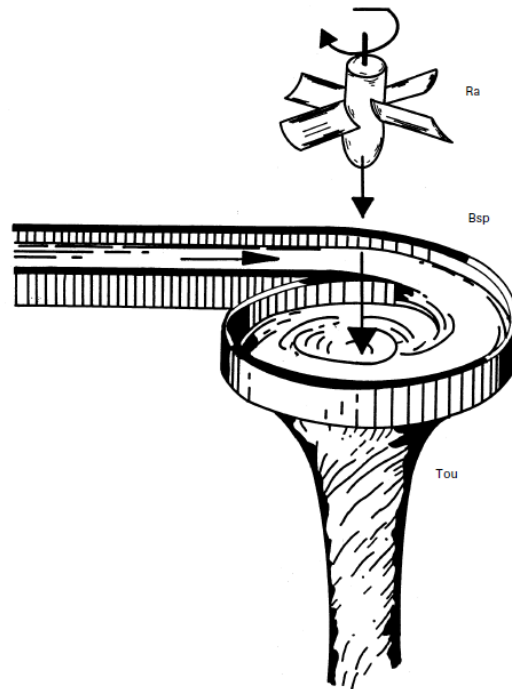


FIGURE 1.18 – Principe de fonction d'une turbine à réaction - Source : PACER

— le diffuseur.

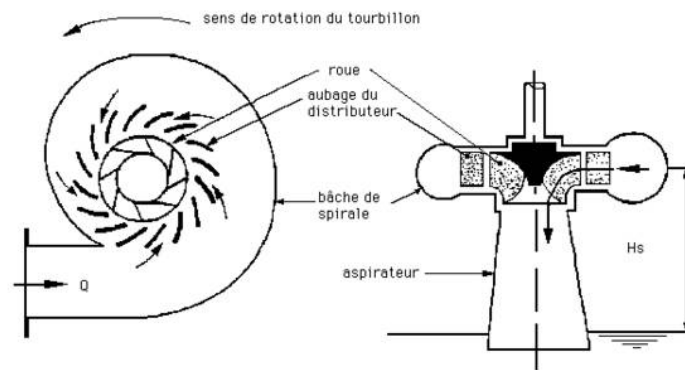


FIGURE 1.19 – Schéma d'une turbine Francis - Source : www.pienergies.com

La *bâche spirale* a pour fonction de recevoir l'eau sous pression de la conduite forcée et de la distribuer vers l'intérieur de l'anneau qu'elle forme. Le *distributeur* est placé au milieu de la bâche et comporte de nombreuses aubes orientables. Il permet d'ajuster le débit entrant et de donner une direction convenable au fluide à l'entrée de la roue. La *roue*, à admission radiale et à sortie axiale, compte entre 10 et 20

aubes non orientables. Ces dernières reçoivent l'écoulement en rotation à la sortie du distributeur. Le moment cinétique est alors absorbé par la roue et engendre un couple sur son axe. Le *diffuseur* permet d'évacuer l'eau à la sortie de la turbine tout en abaissant la pression en sortie de roue.

La turbine Francis est très couramment utilisée car elle est adaptée pour une large gamme de hauteurs de chute, hauteurs qui peuvent aller jusqu'à 300 m. Elle est capable d'atteindre un rendement de 96% en laboratoire et a un rendement moyen de l'ordre de 85%.

1.4.2.3 Les turbines hélice et Kaplan

Les turbines à hélice et Kaplan se caractérisent par leur roue qui est similaire à une hélice de bateau et dont leurs pales peuvent être fixes (turbine hélice) ou réglables (turbine Kaplan). On classe ces machines soit par leur possibilité de réglages soit par le type d'écoulement. Ces paramètres sont choisis en fonction des exigences du site d'installation.

Les *possibilités de réglage* sont les suivantes :

- turbine en forme d'hélice à pales et distributeur fixes : utilisée pour les débits constants.
- turbine en forme d'hélice à pales fixes et distributeur mobile : utilisée pour des débits élevés et peu variables.
- turbine Kaplan à inclinaison de pales variable et distributeur fixe : possibilité de garder un bon rendement sur des débits variants de 30 à 100% de la charge totale.
- turbine Kaplan à pales et distributeur variables (cf. figure 1.20) : utilisée pour des débits variants de 15 à 100% de la charge totale. C'est la turbine dont la conception est la plus compliquée et elle est donc la plus onéreuse.

Les *types d'écoulement* sont :

- écoulement radial en entrée puis axial en sortie : la turbine est placée dans une bêche spirale ou dans une chambre d'eau comme pour une turbine Francis.
- écoulement "semi-axial" : le distributeur est conique ou axial, la turbine peut être intégrée directement dans une conduite (turbine en S, turbine bulbe).

Ces turbines sont utilisées pour des débits très importants qui peuvent aller jusqu'à $350 m^3.s^{-1}$. Par contre, les hauteurs de chute ne dépassent pas les 40 m. Le rendement des turbines Kaplan est très élevé et peut atteindre les 90%.

La turbine Very Low Head (VLH) a récemment été mise au point pour les hauteurs de chute très faibles, c'est à dire inférieures à 5 m. Elle est basée sur une roue Kaplan standardisée à 8 pales réglables et installée sur une structure autoportante permettant une installation simplifiée dans les cours d'eau. La figure 1.21 expose le schéma d'une VLH.

Ce type de turbine permet de turbiner jusqu'à $27 m^3.s^{-1}$ pour des hauteurs de

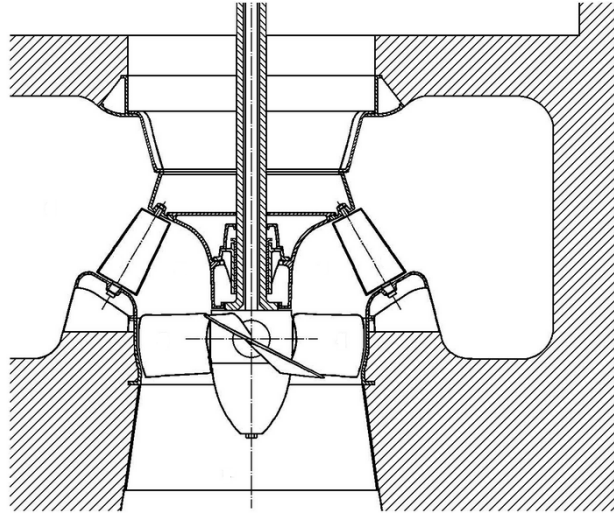


FIGURE 1.20 – Schéma d'une turbine Kaplan à pales et distributeur réglables -
Source : www.airamsistemi.it

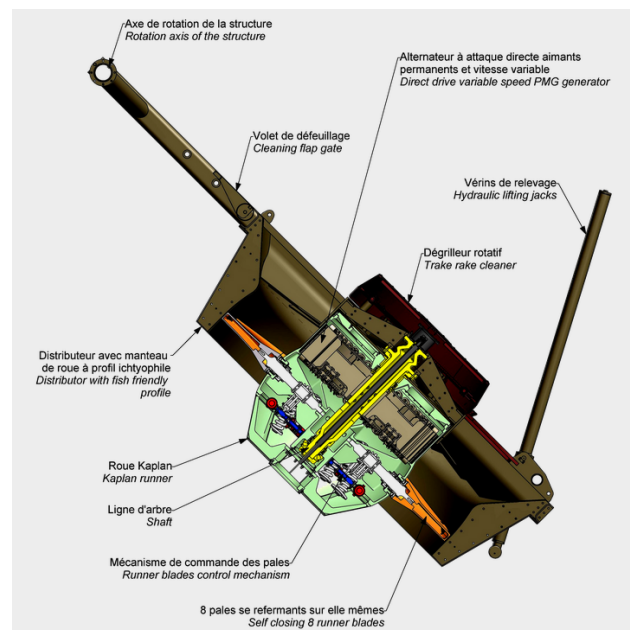


FIGURE 1.21 – Schéma d'une turbine VLH - Source : www.vlh-turbine.com

chute allant de 1,5 à 4,5 m. Les rendements obtenus sont en moyenne légèrement supérieurs à 80%.

1.4.3 La vis d'Archimède ou vis hydrodynamique

La vis d'Archimède est une alternative aux autres turbines classiques pour les sites hydrauliques de basses chutes et à faibles débits. Utilisée initialement comme système de pompage, ce n'est que récemment (1992) que son utilisation en tant que turbine a vu le jour. La vis hydrodynamique consiste donc en une vis d'Archi-



FIGURE 1.22 – Installation d'une PCH à vis d'Archimède sur le canal du Rhône au Rhin - Source : www.elleo.fr

mède tournant à l'intérieur d'une auge généralement ouverte et fixe. La vis convertit l'énergie potentielle du fluide en une énergie mécanique grâce à la rotation de la vis entraînée par le fluide. La figure 1.22 montre une PCH à vis d'Archimède en cours d'installation.

Ce type de turbine convient donc pour des faibles hauteurs de chutes ne dépassant pas les 7 m. Les débits maximaux sont de l'ordre des $10 m^3.s^{-1}$. La vitesse de rotation nominale de ce type de turbine est très faible ce qui contraint l'utilisation d'un multiplicateur de vitesse. En contre partie, la vis hydrodynamique est capable de garder un rendement élevé supérieur à 80% sur une large gamme de débit. Elle a, de plus, un gros avantage sur les autres turbines par le fait qu'elle assure la continuité écologique du cours d'eau. En effet, la turbine à vis d'Archimède est dite ichthyophile car elle permet la dévalaison d'espèces piscicoles et n'entrave que très peu la continuité sédimentaire.

1.4.4 Choix d'un type de turbine

Il existe, à ce jour, plusieurs technologies différentes pour récupérer l'énergie de l'eau. Il n'est alors pas toujours simple de choisir le bon type de turbine à utiliser dans une Petite Centrale Hydroélectrique.

TABLE 1.3 – Caractéristiques et gammes d'utilisation des turbines utilisées dans les PCH

Turbine (-)	Classification (-)	Rendement (%)	Hauteurs (m)	Débits ($m^3 \cdot s^{-1}$)
Roue par dessus	Action	80	2...6	< 0,15
Roue par dessous	Action	70	–	< 1
Roue poitrine	Action	75	0,3...3	< 1
Roue axe vertical	Action	70	< 8	< 0,15
Pelton	Action	85	20...1300	< 8
Banki-Michell	Action	75	2...200	< 12
Francis	Réaction	90	3...350	< 20
Kaplan	Réaction	90	2...40	< 350
VLH	Réaction	80	1,5...4,5	< 27
Vis d'Archimède	Réaction	80	1...10	< 10

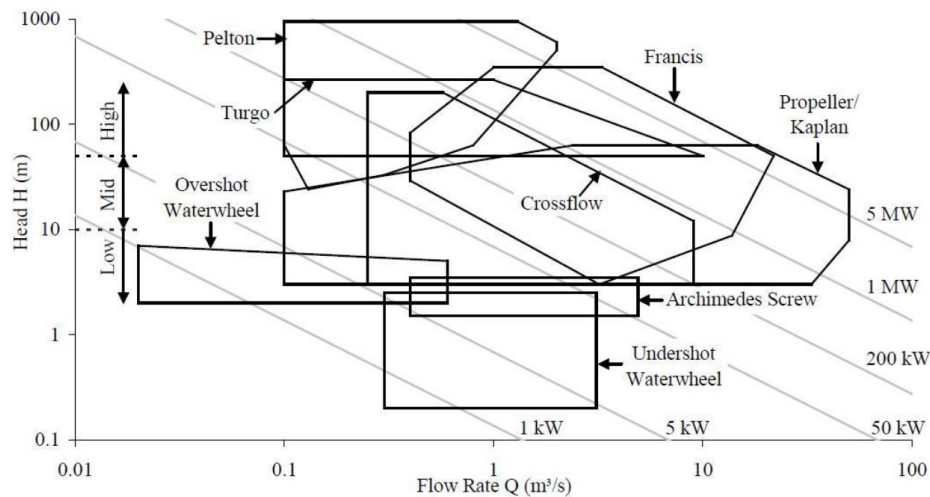


FIGURE 1.23 – Domaine d'utilisation des différentes turbines présentées dans les PCH - Source : Williamson et al. [2014]

Comme il a été vu précédemment, ce choix dépend principalement des caractéristiques hydrauliques du site d'installation. Les deux principaux paramètres à

prendre en compte sont le débit Q et la hauteur de chute H . La partie financière est aussi un aspect primordial dans le choix de la turbine. En effet les différentes solutions n'ont, de loin, pas toutes le même coût. Il est donc nécessaire de trouver un compromis qui permettra d'avoir un retour sur investissement le plus rapide possible. Le tableau 1.3 expose l'ensemble des caractéristiques des turbines présentées précédemment. De plus, la figure 1.23 expose le domaine d'utilisation des différentes turbines.

1.5 Le projet Micro Centrale Hydroélectrique

Le projet Micro Centrale Hydroélectrique (MCH) également appelé ELLEO a vu le jour au printemps 2009. Partant du constat du Grenelle de l'Environnement et du nécessaire besoin de favoriser le développement des sources d'énergies renouvelables locales, une réflexion a été portée sur les nouvelles micro-sources d'énergies renouvelables. Il a été observé que la plupart des sites de production d'énergie d'origine hydraulique, de grande hydraulique (supérieure à 10 000 kW), et de petite hydraulique (de 1000 à 10 000 kW) étaient pour la plupart déjà exploités par des acteurs économiques de grandes tailles. Par contre, les sites de production de type micro-hydraulique (de 10 à 10 000 kW) et de pico-hydraulique (inférieure à 10 kW) sont faiblement exploités à travers l'Europe. A ce titre et dans le but de favoriser les sources d'énergies renouvelables, le gouvernement français a annoncé qu'il prévoyait d'augmenter d'ici à 2020 d'environ 2500 MW les capacités de production d'électricité d'origine hydraulique. Cette augmentation devrait porter sur l'optimisation du parc existant et sur le développement de la petite hydroélectricité.

C'est dans ce domaine de la micro et la pico hydroélectricité que s'inscrit le projet MCH. Il est proposé, dans ce contexte, de concevoir, fabriquer puis commercialiser une gamme de microcentrales hydroélectriques composées d'une vis d'Archimède développant des puissances électriques allant de 1 à 100 kW. Ces centrales s'inséreront sur des cours d'eau naturels ou des canaux artificiels.

Pour optimiser la conception et les performances des microcentrales à vis d'Archimède, le projet MCH implique quatre domaines de recherche et d'étude principaux. Ces derniers sont le génie civil, la mécanique générale, la mécanique des fluides et enfin, l'électrotechnique. La figure 1.24 expose l'organisation du projet MCH avec les différents acteurs. Le groupe *NSC Environnement* coordonne ce projet.

La partie génie civil porte sur l'étude de la structure béton recevant la vis d'Archimède. Ce sont les sociétés *TEKTO* et *RECTOR LESAGE* qui sont impliquées dans cette partie. De plus, le Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur, de l'Informatique de l'Imagerie (ICUBE) est impliqué dans cette partie afin d'étudier la bioréceptivité des bétons utilisés.

Les études des phénomènes physiques dynamiques et vibrationnels qui sont mis en jeu dans ces installations, sont menées au sein du laboratoire de Modélisation

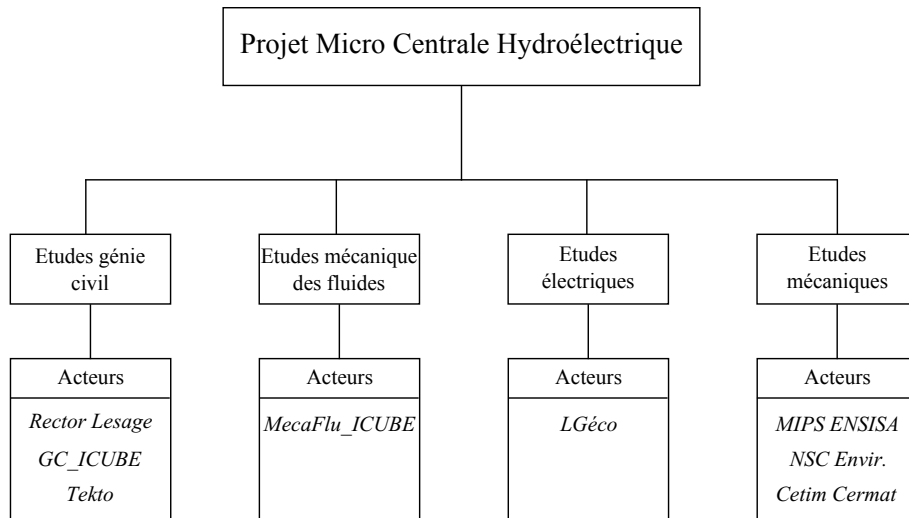


FIGURE 1.24 – Schéma d’organisation du projet Micro Centrale Hydroélectrique

Intelligence Processus Systèmes (MIPS) situé à l’Ecole Nationale Supérieure d’Ingénieurs Sud Alsace (ENSISA).

Les recherches sur la partie électrique ; c’est à dire sur l’amélioration des rendements électromécaniques, sur l’étude du raccordement au réseau ou encore sur les régimes transitoires au démarrage et à l’arrêt de la turbine ; sont menées au Laboratoire du Génie de la Conception (LGéCo).

Enfin, la partie mécanique des fluides porte principalement sur l’étude des performances hydrauliques d’une vis d’Archimède. Ces recherches sont menées au laboratoire de mécanique des fluides de l’INSA de Strasbourg par l’équipe MécaFlu de ICUBE.

C’est donc dans cette dernière partie que vient s’inscrire cette thèse dont les objectifs principaux consistent, dans un premier temps, à étudier expérimentalement les écoulements, les pertes de charge et les rendements hydrauliques de la turbine. Dans un second temps, des modèles théoriques permettant de déterminer les courbes de fonctionnement de ce type de microcentrale sont mis au point puis améliorés à l’aide des résultats expérimentaux.

Les micro centrales à vis d'Archimède

Sommaire

2.1	Les composants d'une micro centrale à vis d'Archimède . .	33
2.2	Puissance théorique et rendement	35
2.2.1	Puissance théorique	35
2.2.2	Rendement	37
2.3	Principe de fonctionnement et définitions	38
2.3.1	Principe de fonctionnement	38
2.3.2	Paramètres géométriques et hydrauliques	39
2.3.3	Définitions	40
2.4	Etat de l'art sur la vis d'Archimède	41
2.4.1	Du système de pompage à la turbine	41
2.4.2	Travaux expérimentaux	43
2.4.3	Modèles théoriques	49
2.4.4	Méthode d'optimisation des paramètres géométriques de la vis d'Archimède	60
2.4.5	Caractère ichtyophile d'une MCH à vis d'Archimède	62

2.1 Les composants d'une micro centrale à vis d'Archimède

On retrouve, dans les micro centrales à vis d'Archimède, les mêmes éléments que dans une petite centrale hydroélectrique classique (cf. §1.3.2.2). On y retrouve ainsi, les éléments de production, une passe à poissons, les ouvrages de prise d'eau, d'amenée et de restitution.

Les principaux éléments d'une micro centrale à vis d'Archimède, exposés dans la figure 2.1, sont les suivants :

- une grille.
- une vanne de régulation.
- une vis hydrodynamique ou vis d'Archimède.
- une auge et un déflecteur.
- un multiplicateur.

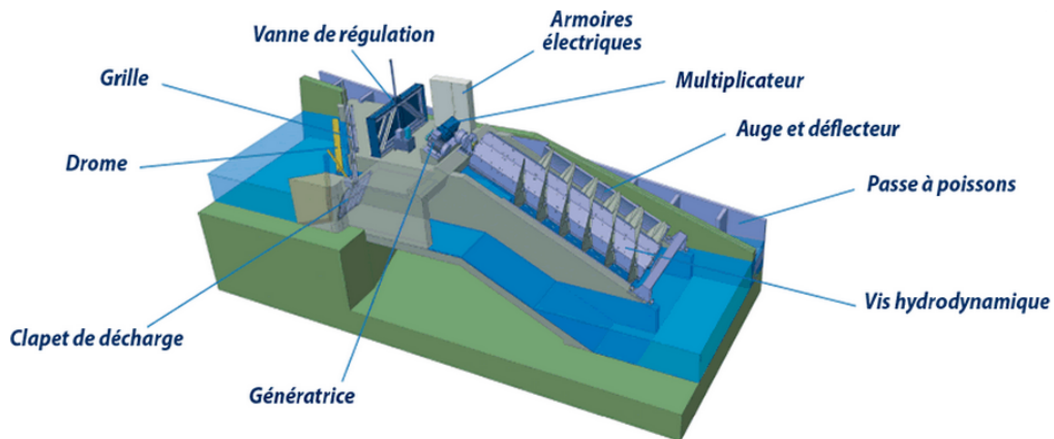


FIGURE 2.1 – Elements d'une micro centrale à vis d'Archimède - Source : www.elleo.fr

- une génératrice.
- les armoires électriques.
- la passe à poissons.

La *grille* à l'entrée de la vis permet de bloquer les plus gros débris qui pourraient détériorer la turbine. Un des avantages de la vis d'Archimède est qu'elle ne nécessite pas de dégrillage fin en entrée. Cela permet de diminuer la perte de charge due au dégrillage et de réduire la maintenance nécessaire.

La *vanne de régulation* permet de réguler le débit à turbiner et d'isoler la vis en cas de crue.

La *vis d'Archimède* ou *vis hydrodynamique* est le composant de l'installation qui permet de récupérer l'énergie du fluide et de la transformer en énergie mécanique grâce à sa rotation.

L'*auge* est un demi cylindre fixe dans lequel est installée la vis. L'espacement entre l'auge et la vis doit être le plus petit possible afin de minimiser les fuites et donc le débit qui ne travail pas.

Les *défecteurs* permettent de retenir l'eau projetée par la vis lors de sa rotation. Il est à noter que dans certaines centrales, l'auge est un cylindre entièrement fermé jouant aussi le rôle de déflecteur. Cela permet aussi de diminuer les nuisances sonores.

Le *multiplicateur* permet d'augmenter la vitesse de rotation de l'arbre en sortie de vis avant l'accouplement à la génératrice. En effet, les vis d'Archimède ont des vitesses de rotation généralement très faibles avec des couples élevés.

La *génératrice* permet de transformer l'énergie mécanique de la turbine en électricité. Deux grands types de génératrices sont utilisées : les génératrices asynchrones et synchrones. Les premières sont utilisées lorsque la micro centrale est à vitesse de rotation fixe. Il est alors impossible de modifier la vitesse de rotation de la vis. Les

génératrices synchrones à grand nombre de pôles, elles permettent de faire varier la vitesse de rotation de la vis. Ce type de système est plus onéreux à l'achat, mais en contre partie, il permet d'adapter la vitesse de rotation de la vis en fonction des variations du débit du cours d'eau et de gagner ainsi en rendement.

Les *armoires électriques* permettent le raccordement au réseau électrique. Elles contiennent notamment un onduleur pour adapter la fréquence du courant en sortie de génératrice à celle du réseau (50 Hz).

La *passse à poissons* permet aux poissons de remonter ou de descendre la rivière en contournant ainsi la micro centrale. Il apparait, ici, un autre aspect avantageux de la vis d'Archimède : son caractère ichtyophile. C'est à dire que les poissons peuvent descendre la rivière à travers la turbine sans être blessés. La passe à poissons sert donc ici principalement pour aider les poissons à remonter le courant.

2.2 Puissance théorique et rendement

2.2.1 Puissance théorique

Un fluide en mouvement contient de l'énergie hydraulique sous trois formes différentes :

- énergie potentielle : $E_H = m.g.z$
- énergie de pression : $E_P = \frac{m.p}{\rho}$
- énergie cinétique : $E_C = \frac{1}{2}.m.V^2$

avec m une masse en kg , ρ la masse volumique du fluide en $kg.m^{-3}$, g l'accélération de la pesanteur en $m.s^{-2}$, z une hauteur en m , p une pression en $N.m^{-2}$, V la vitesse du fluide en $m.s^{-1}$ et les différentes énergies (E_H , E_P et E_C) en J (joule).

L'énergie hydraulique totale en un point dans un écoulement incompressible, irrotationnel et pour un fluide parfait est alors égale à :

$$E = m.g. \left(z + \frac{p}{\rho.g} + \frac{V^2}{2.g} \right) \quad (2.1)$$

D'après le théorème de Bernoulli, en régime permanent et en négligeant les transferts thermiques, on a alors conservation de l'énergie le long d'une ligne de courant :

$$h_E = \frac{E}{m.g} = \left(z + \frac{p}{\rho.g} + \frac{V^2}{2.g} \right) = \text{constante} \quad (2.2)$$

avec h_E la charge hydraulique en m .

Afin de déterminer l'énergie hydraulique que peut récupérer une turbine, on applique le théorème de Bernoulli entre deux points situés respectivement à l'entrée et à la sortie de la machine hydraulique. La figure 2.2 expose les différents paramètres

de l'écoulement dans une installation hydroélectrique. On notera que l'on se trouve ici dans le cas d'un écoulement à surface libre.

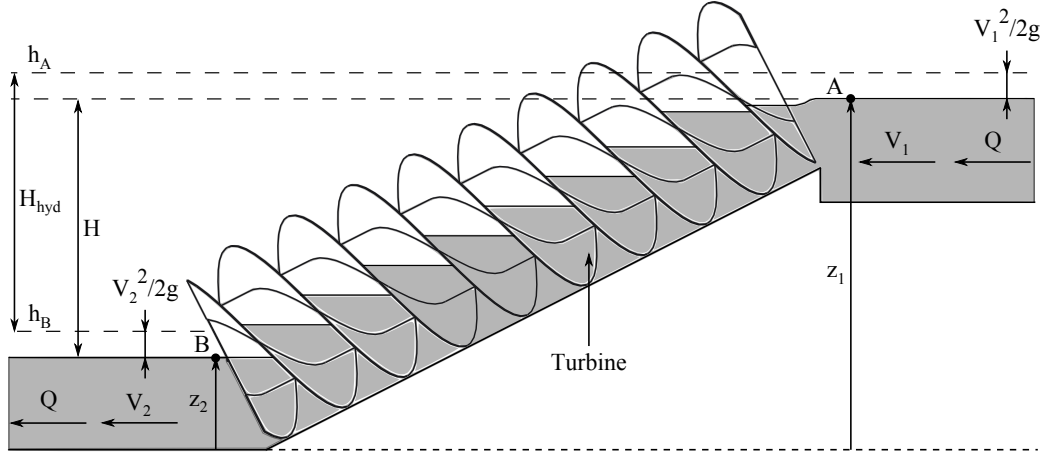


FIGURE 2.2 – Caractéristiques de l'écoulement dans une installation hydraulique

Pour déterminer l'énergie que peut récupérer la turbine, on applique alors le théorème de Bernoulli entre les points A et B . On obtient alors :

$$E_{hyd} = m.g.(h_A - h_B) = m.g. \left((Z_1 - Z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho.g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2.g} \right) \quad (2.3)$$

avec $p_1 = p_2 = p_{atm}$.

La charge hydraulique que peut récupérer la turbine (cf. figure 2.2) est alors égale à :

$$H_{hyd} = h_A - h_B \quad (2.4)$$

La hauteur de chute, est elle, donnée par :

$$H = Z_1 - Z_2 \quad (2.5)$$

On obtient d'après l'équation 2.3 :

$$E_{hyd} = m.g. \left(H + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2.g} \right) \quad (2.6)$$

En faisant l'hypothèse que l'écoulement est stationnaire et que la hauteur H ainsi que le débit Q sont constants, la puissance hydraulique théorique développée par la turbine est alors donnée par :

$$P_{hyd} = \frac{dE_{hyd}}{dt} = \frac{dm}{dt} .g. \left(H + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2.g} \right) \quad (2.7)$$

avec P_{hyd} la puissance hydraulique en W .

De plus, on a :

$$\frac{dm}{dt} = \rho \cdot Q \quad (2.8)$$

donc :

$$P_{hyd} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \left(H + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2 \cdot g} \right) \quad (2.9)$$

Dans le cas d'une vis d'Archimède, on fait généralement l'hypothèse que la turbine ne récupère aucune énergie cinétique du fluide. Ainsi, lorsque les dimensions du canal d'arrivée et de sortie sont les mêmes, on a $V_1 \simeq V_2$ ou encore $H_{hydraulique} \simeq H$. Dans le cas où la sortie de la vis se trouve directement dans la rivière et non dans un canal de sortie, il est possible d'avoir $V_2 > V_1$. Ce qui amène à :

$$\frac{V_1^2 - V_2^2}{2 \cdot g} < 0 \quad (2.10)$$

la puissance hydraulique récupérable est ainsi légèrement plus faible. Les dimensions du canal de sortie ont donc une légère influence sur la énergie récupérable. Malgré cela, on a toujours :

$$H \gg \frac{V_1^2 - V_2^2}{2 \cdot g} \quad (2.11)$$

Finalement, la puissance hydraulique récupérable par une vis d'Archimède est donnée par :

$$P_{hyd} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (2.12)$$

2.2.2 Rendement

Pour calculer le rendement d'une micro centrale à vis d'Archimède, il est nécessaire de prendre en compte les rendements de l'ensemble des composants de celle-ci. Il faut donc prendre en compte le rendement hydraulique de la turbine η_{vis} , le rendement mécanique du multiplicateur η_M , le rendement de la génératrice η_G et enfin, celui de l'onduleur ou du variateur de fréquence η_O si c'est une centrale à vitesse variable. Le rendement mécanique des différents accouplements n'est pas pris en compte car leur rendement est généralement très proche de 1. L'ensemble de ces éléments est représenté dans la figure 2.3.

Le rendement de la micro centrale η_{MCH} est alors donnée par l'équation :

$$\eta_{MCH} = \eta_{vis} \cdot \eta_M \cdot \eta_G \cdot \eta_O \quad (2.13)$$

Le rendement de la turbine η_{vis} est généralement supérieur à 80 % dans de bonnes conditions hydrauliques [Lashofer et al., 2012]. Le rendement du multiplicateur η_M dépend du rapport de multiplication nécessaire et de la méthode de transmission de puissance utilisée (courroies ou engrenages par exemples). Les rendements obtenus sont supérieurs à 95 % [Nuernbergk, 2012]. Enfin, le rendement de la génératrice η_G ou de la génératrice plus onduleur ($\eta_G \cdot \eta_O$) s'il y a variation de vitesse, dépend du

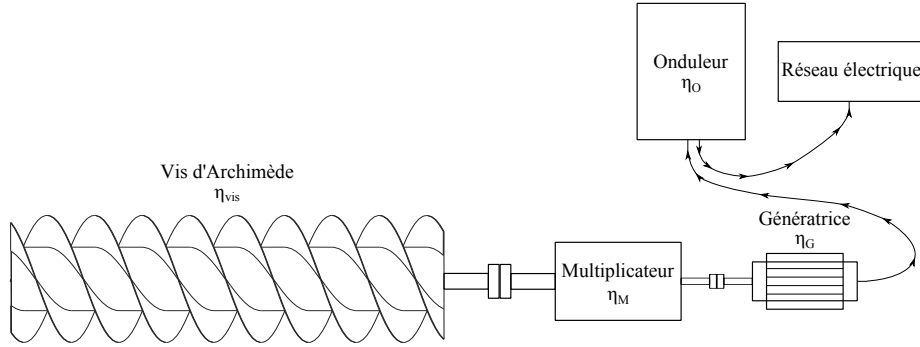


FIGURE 2.3 – Schéma des différents éléments d'une micro centrale à vis d'Archimède avec leur rendement.

type de génératrice et d'onduleur. En général, les rendements obtenus sont supérieurs à 90 % [Nuernbergk, 2012].

La puissance nominale P_{MCH} fournie par l'installation hydroélectrique est égale à :

$$P_{MCH} = \eta_{MCH} \cdot P_{hyd} \quad (2.14)$$

Finalement, pour obtenir la production d'électricité la plus élevée possible, il est nécessaire d'optimiser le rendement de chacun des éléments de la micro centrale. De nombreux travaux sont en cours sur la partie électromécanique. Dans les travaux de recherche présentés ici, l'attention est uniquement portée sur la partie hydraulique, c'est à dire, sur l'optimisation du rendement de la turbine η_{vis} .

2.3 Principe de fonctionnement et définitions

2.3.1 Principe de fonctionnement

La vis d'Archimède utilisée comme turbine, transforme l'énergie potentielle du fluide en énergie mécanique. Cette transformation est effectuée par la rotation de la vis. Ainsi, le fluide qui traverse la turbine, exerce une pression, supposée hydrostatique, sur les pales de la vis. C'est cette pression qui va créer le couple moteur C_{vis} . La puissance mécanique fournie par la vis d'Archimède est alors déterminée par :

$$P_{vis} = C_{vis} \cdot \omega \quad (2.15)$$

avec P_{vis} la puissance en W , C_{vis} le couple en $N.m$ et ω la vitesse de rotation de la vis en $rad.s^{-1}$. L'origine du couple sera expliquée plus en détails par la suite.

Le rendement hydraulique de la turbine est alors donné par :

$$\eta_{vis} = \frac{P_{vis}}{P_{hyd}} = \frac{C_{vis} \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (2.16)$$

Cette définition du rendement de la vis η_{vis} est utilisée dans l'ensemble du mémoire. Ce rendement hydraulique est directement lié à l'ensemble des pertes de charges qu'il peut y avoir au sein de la turbine. Ces pertes sont principalement dues aux débits de fuites et aux frottements visqueux entre la vis et le fluide. Encore une fois, ces pertes de charge seront décrites ultérieurement. Pour délivrer un maximum de puissance, il est donc nécessaire de minimiser l'ensemble de ces pertes.

2.3.2 Paramètres géométriques et hydrauliques

L'ensemble des paramètres hydrauliques et géométriques d'une micro centrale à vis d'Archimède a une influence directe sur ses performances. Ainsi, ces paramètres doivent être choisis rigoureusement en fonction des caractéristiques du site à équiper.

Les paramètres géométriques d'une vis d'Archimède sont (cf. figure 2.4) :

- le rayon extérieur.
- le rayon intérieur.
- le pas de la vis.
- la longueur totale.
- la longueur filetée.
- le nombre de pales.
- l'inclinaison de la vis.

TABLE 2.1 – Principaux paramètres d'une micro centrale à vis d'Archimède

Paramètre	Unité	Description
R_a	[m]	Rayon extérieur
R_i	[m]	Rayon intérieur
S	[m]	Pas de vis
L	[m]	Longueur totale
L_b	[m]	Longueur filetée
N	[–]	Nombre de pales
β	[°]	Inclinaison de la vis
Q	[m ³ .s ⁻¹]	Débit
H	[m]	Hauteur de chute géodésique
h_{in}	[m]	Niveau d'eau en amont de la vis
h_{out}	[m]	Niveau d'eau en aval de la vis
n	[tr.min ⁻¹]	Vitesse de rotation de la vis
ω	[rad.s ⁻¹]	Vitesse de rotation de la vis

Les paramètres hydrauliques sont :

- le débit entrant.
- la hauteur de chute géodésique.

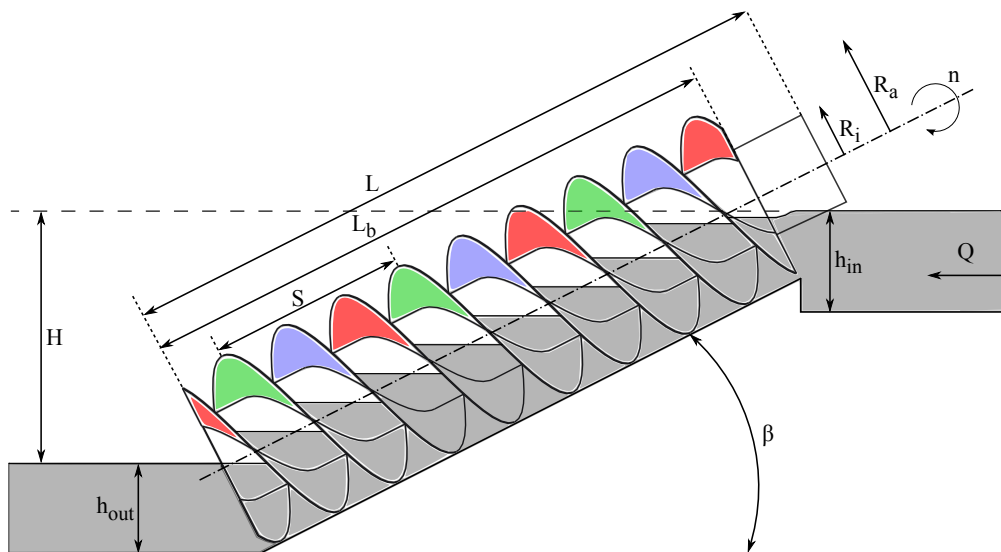


FIGURE 2.4 – Représentation des paramètres hydrauliques et géométriques d'une micro centrale à vis d'Archimède.

- la niveau d'eau en aval de la vis.
- le niveau d'eau en amont de la vis.

Le dernier paramètre, qui a de plus une grande importance, est la vitesse de rotation de la vis n exprimée en $tr.min^{-1}$ ou ω en $rad.s^{-1}$.

Le tableau 2.1 récapitule l'ensemble des paramètres d'une micro centrale à vis d'Archimède. De plus, la figure 2.4 représente une vis constituée de trois pales (représentées par trois couleurs différentes) avec l'ensemble des paramètres.

La valeur des paramètres géométriques et de la vitesse de rotation dépendent donc du débit Q à turbiner et de la hauteur de chute H . Ainsi, pour exemple, il existe à ce jour des vis qui ont un rayon extérieur supérieur à 4 m . La vitesse de rotation, elle, est généralement inférieure à 60 tr.min^{-1} . L'inclinaison de la vis, elle dépend aussi de l'environnement où est implantée la vis et on retrouve généralement des valeurs de β comprises entre 20° et 35° . Enfin, le nombre de filets est généralement compris entre trois et cinq.

2.3.3 Définitions

On utilise en premier lieu la définition donnée par Rorres [2000] qui nomme "*bucket*" le volume d'eau V_B compris entre deux pales successives. Cette poche d'eau est délimitée par l'auge, de chaque côté par la surface de la pale et par la surface libre. On définit ensuite le point de remplissage optimal. Il correspond au niveau d'eau atteint dans la vis juste avant qu'une poche d'eau supérieure ne déborde par

dessus l'âme centrale de la vis, dans la poche d'eau qui lui est inférieure. Lorsque le niveau d'eau est inférieur au point de remplissage optimal, on parlera alors de sous-remplissage et inversement, lorsque le niveau est au-dessus de ce point, on parlera de sur-remplissage. Une vis d'Archimède au point de remplissage optimal et les différentes poches d'eau sont représentées dans la figure 2.5.

En négligeant les différents débits de fuite, le débit qui traverse la turbine est égal au volume d'eau évacué en un tour de vis multiplié par sa vitesse de rotation. On définit ainsi, pour une vis au point de remplissage optimal, le débit nominal Q_{nom} qui est égal à :

$$Q_{nom} = N.V_B \cdot \frac{n}{60} \quad (2.17)$$

avec Q_{nom} en $m^3.s^{-1}$, V_B en m^3 et n en $tr.min^{-1}$.

De la même façon, toujours en négligeant les fuites et en supposant que l'on se trouve au point de remplissage optimal, on définit la vitesse de rotation nominale par :

$$n_{nom} = \frac{Q_{nom} \cdot 60}{N.V_B} \quad (2.18)$$

avec n_{nom} en $tr.min^{-1}$.

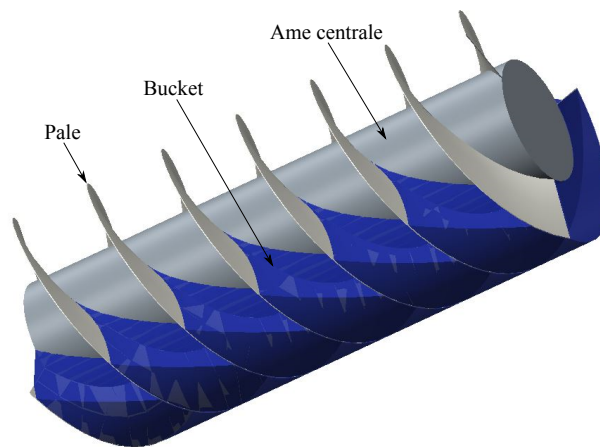


FIGURE 2.5 – Vis d'Archimède au point de remplissage optimal avec les différentes poches d'eau.

2.4 Etat de l'art sur la vis d'Archimède

2.4.1 Du système de pompage à la turbine

Le principe de la vis d'Archimède est connu depuis plus de 2000 ans. Bien que cela soit contesté par de nombreux historiens, on attribue généralement l'invention

de cette vis à Archimède de Syracuse (287-212 avant J-C). Ainsi, l'historien grec d'Athénée de Naucratis (deuxième siècle après J-C) rapporte que :

L'eau de cale, même quand elle devenait très profonde, pouvait être facilement évacuée par un seul homme avec l'aide d'une vis, une invention d'Archimède.

En effet, on suppose que c'est le roi d'Egypte qui aurait demandé à Archimède d'inventer un moyen d'évacuer l'eau de ses bateaux. D'autres historiens pensent que ce dispositif a été inventé des centaines d'années auparavant et qu'Archimède aurait repris l'idée pour l'adapter à ses besoins.

La vis d'Archimède est ensuite utilisée durant l'antiquité pour l'irrigation des champs ou encore pour l'exhaure des mines. La figure 2.6 expose une représentation artistique d'une vis d'Archimède utilisée pour l'irrigation et qui pouvait être actionnée à la main par une seule personne. C'est à partir du 14^{me} siècle que l'on commence à l'utiliser pour élever de grandes quantités d'eau sur des faibles hauteurs aux Pays-Bas. On l'utilise encore couramment de nos jours comme système de pompage dans les stations d'épuration par exemple. Elle est de plus utilisée comme ascenseur à poissons ou encore pour le moulage par injection.

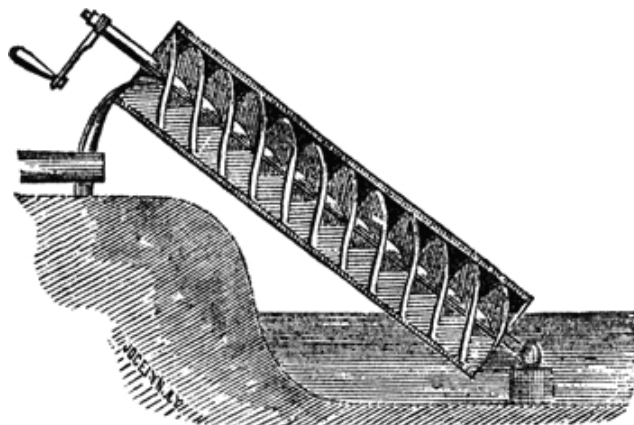


FIGURE 2.6 – Représentation artistique d'une vis d'Archimède utilisée pour l'irrigation. - Source : www.edf.com

La naissance de l'utilisation de la vis d'Archimède comme moyen de production d'énergie n'a lieu qu'en 1991 à travers le brevet de Radlik [1991]. Ce dernier propose ainsi d'inverser le système en n'utilisant non plus la vis comme moyen de pompage mais comme turbine. La première micro centrale à vis d'Archimède produisant 4 kW est alors installée en 1997 sur la rivière Eger en Allemagne. A ce jour, d'après Lashofer et al. [2012], il existe plus de 180 centrales de ce type en Europe et plus de 400 à travers le monde. L'installation la plus puissante se trouve aujourd'hui sur le canal Albert en Belgique et produit 400 kW.

La conception des micro centrale à vis d'Archimède les prédestine à être utilisées pour des faibles hauteurs de chute et des faibles débits. Ainsi, d'après [Williamson et al. \[2014\]](#), ce type de turbine a un très fort potentiel pour des hauteurs de chute et des débits respectivement inférieurs à 10 m et $10\text{ m}^3.\text{s}^{-1}$. Une étude récente menée par [Lashofer et al. \[2012\]](#) sur 74 micro centrales à vis d'Archimède à travers l'Europe a estimé un rendement moyen de 69% et des rendements supérieurs à 75% pour les plus performantes. L'utilisation de la vis d'Archimède comme turbine est à ce jour une technologie encore jeune mais en voie de développement.

2.4.2 Travaux expérimentaux

2.4.2.1 Expérimentations à l'Université Technique de Prague

Après que [Radlik \[1991\]](#) ai déposé le brevet sur l'utilisation de la vis d'Archimède en tant que turbine, les premières expérimentations sur cette turbine sont réalisées au laboratoire de l'Université Technique de Prague ([\[Brada, 1993, 1999\]](#)). L'objectif de ces travaux expérimentaux est de déterminer les performances de la vis hydrodynamique en fonction des conditions hydrauliques et de l'inclinaison de la vis. L'ensemble des paramètres hydrauliques et géométriques du dispositif expérimental utilisé sont exposés dans le tableau 2.6.

TABLE 2.2 – Paramètres géométriques et hydrauliques du dispositif expérimental installé à l'Université de Prague

Paramètre	Unité	Description	Valeurs
R_a	$[m]$	Rayon extérieur	0,525
R_i	$[m]$	Rayon intérieur	0,265
S	$[m]$	Pas de vis	1,050
L	$[m]$	Longueur totale	6,1
L_b	$[m]$	Longueur filetée	5,340
N	$[-]$	Nombre de pales	3
β	$[^\circ]$	Inclinaison de la vis	26 ... 34
Q	$[m^3.\text{s}^{-1}]$	Débit	0 ... 0,350
H	$[m]$	Hauteur de chute géodésique	1,8 ... 2,2
n	$[tr.min^{-1}]$	Vitesse de rotation de la vis	48 ... 79

La figure 2.7 expose des résultats typiques obtenus par [Brada \[1999\]](#) pour une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine. On peut voir que le rendement hydraulique optimal est proche des 80%. De plus, la vis est capable de garder un rendement élevé sur une large gamme de débit. En effet, pour H_1 compris entre 300 mm et 500 mm , c'est à dire d'après la figure 2.7, pour un débit compris entre 175 l.s^{-1} et 500 l.s^{-1} , le rendement de la vis est proche de 80%. Pour des débits trop faibles, inférieurs à 175 l.s^{-1} , le rendement chute rapidement. [Brada \[1999\]](#) suppose que cela est dû au faible remplissage de la vis et fait remarquer que le

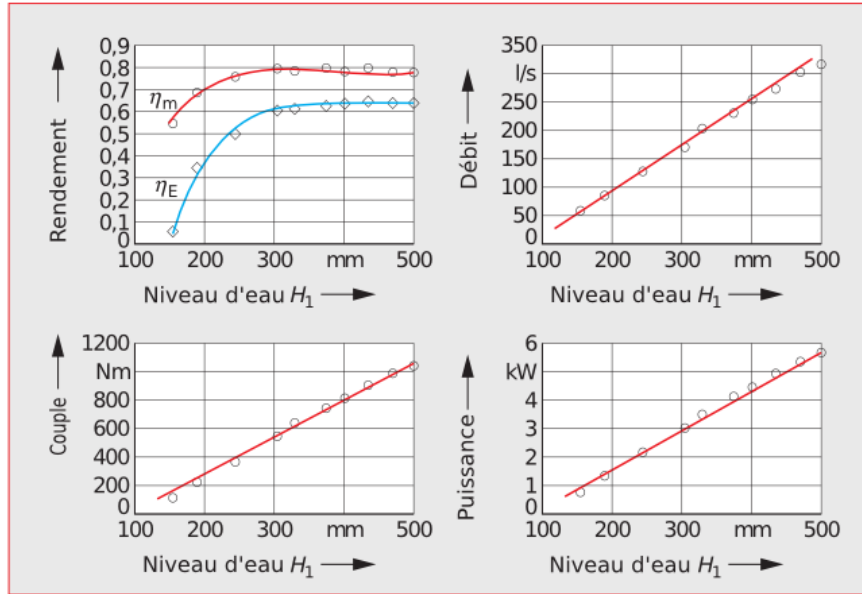


FIGURE 2.7 – Courbes caractéristiques pour une vis d'Archimède obtenues par Brada [1999] avec $\beta = 30^\circ$ et $n = 53 \text{ tr.min}^{-1}$ - η_m le rendement de la vis - η_E le rendement au générateur - H_1 le niveau d'eau en entrée de vis

rendement maximal est toujours obtenu lorsque la vis est au point de remplissage optimal. Enfin, ces résultats montrent que le couple fourni par la vis augmente linéairement avec l'augmentation du débit. Cela est dû à l'augmentation linéaire du remplissage de la vis avec l'augmentation du débit pour une vitesse de rotation fixée.

Brada [1999] a aussi cherché, dans ces travaux, à déterminer la vitesse de rotation optimale qui permet, avec sa géométrie de vis, d'obtenir un rendement maximal. Muysken [1932] a déterminé expérimentalement que la vitesse de rotation optimale n_{opt} pour une vis utilisée en tant que pompe est donnée par l'équation suivante :

$$n_{opt} = \frac{50}{(2.R_a)^{2/3}} \quad (2.19)$$

La vitesse optimale déterminée par Brada [1999] est elle, légèrement supérieure et égale à :

$$n_{opt} = \frac{56}{(2.R_a)^{2/3}} \quad (2.20)$$

Cette différence est expliquée par le mode de fonctionnement différent de la vis.

2.4.2.2 Expérimentations à l'Université des Ressources Naturelles de Vienne

Des recherches expérimentales sur la vis hydrodynamique sont menées depuis 2010 à l'Université des Sciences Naturelles de Vienne (BOKU) [Lashofer et al.,

2012, 2013, 2011]. Ainsi, les performances hydrauliques des vis d'Archimède ont été étudiées pour différentes géométries de vis avec des inclinaisons et des conditions hydrauliques variées. L'ensemble des paramètres géométriques et hydrauliques sont exposées dans le tableau 2.3.

TABLE 2.3 – Paramètres géométriques et hydrauliques du dispositif expérimental installé au BOKU

Paramètre	Unité	Description	Valeurs
R_a	[m]	Rayon extérieur	0,403
R_i	[m]	Rayon intérieur	0,181 ... 0,221
S	[m]	Pas de vis	0,8 ... 1,2
L	[m]	Longueur totale	3
L_b	[m]	Longueur filetée	3
N	[–]	Nombre de pales	3 ... 5
β	[°]	Inclinaison de la vis	18 ... 32
Q	[m ³ .s ⁻¹]	Débit	0,02 ... 0,22
H	[m]	Hauteur de chute géodésique	0,5 ... 1,7
n	[tr.min ⁻¹]	Vitesse de rotation de la vis	20 ... 80

La figure 2.8 expose les rendements maximaux obtenus en fonction de l'inclinaison pour différentes géométries de vis. Les résultats montrent, en premier lieu, qu'une vis d'Archimède est capable d'atteindre des rendements supérieurs à 90%. Ce qui est bien supérieur à ceux obtenus par Brada [1993, 1999] mais aussi, supérieur à ceux que l'on trouve dans les micro centrales à vis d'Archimède actuellement installées sur les rivières [Lashofer et al., 2012]. Il est donc encore possible d'améliorer significativement les performances de ce type de centrale notamment en modifiant la géométrie de la vis ou encore en installant la vitesse variable.

Dans un second temps, on remarque que la tendance générale va vers une augmentation du rendement lorsque l'inclinaison diminue quelle que soit la géométrie de la vis. De plus, on peut voir que la géométrie influence directement le rendement. En effet, pour une même inclinaison, l'écart de rendement maximal entre deux géométries différentes est de 8%.

Les travaux sur la vis d'Archimède au BOKU ont aussi porté sur l'étude des performances d'une installation constituée d'une auge fermée et tournante [Lashofer et al., 2012]. L'objectif de ce type de dispositif est de supprimer le débit de fuite qu'il peut y avoir entre l'auge et les pales de la vis. Les performances entre une vis à auge tournante (Rotary Screw Turbine) et à auge fixe (Archimedean Screw Turbine) ont été comparées. Ces deux vis sont de plus petite taille avec un rayon extérieur $R_a = 0,49\text{ m}$ et une longueur filetée de $L_b = 2\text{ m}$.

Les résultats obtenus sont exposés dans la figure 2.9. On peut voir qu'en général, les performances obtenues avec une AST sont supérieures à celles obtenues avec une

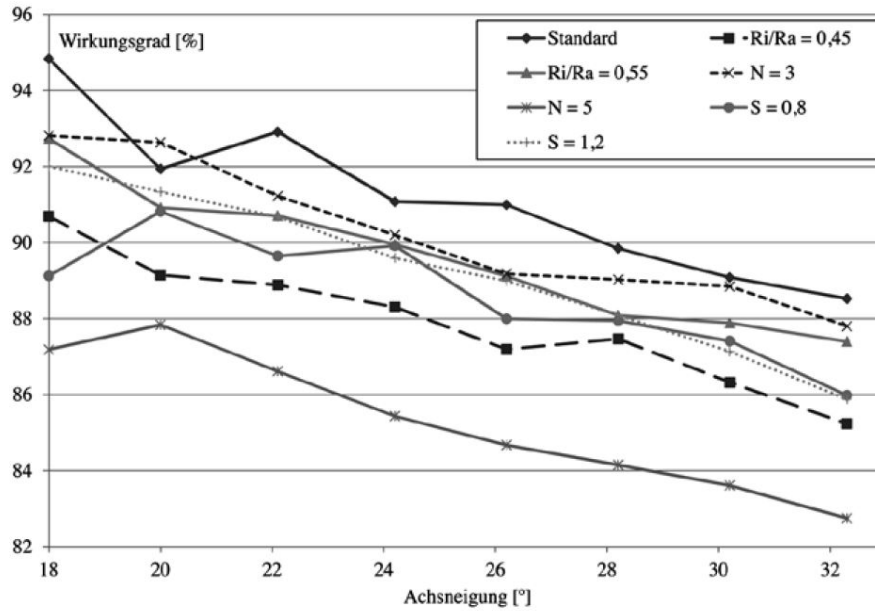


FIGURE 2.8 – Rendements maximaux obtenus en fonction de l'inclinaison de la vis pour différentes géométries de vis - Géométrie standard : $N = 4$, $R_i/R_a = 0,5$ et $S = 1$ - Wirkungsgrad = Rendement - Achsneigung = Inclinaison - Source : Lashofer et al. [2013]

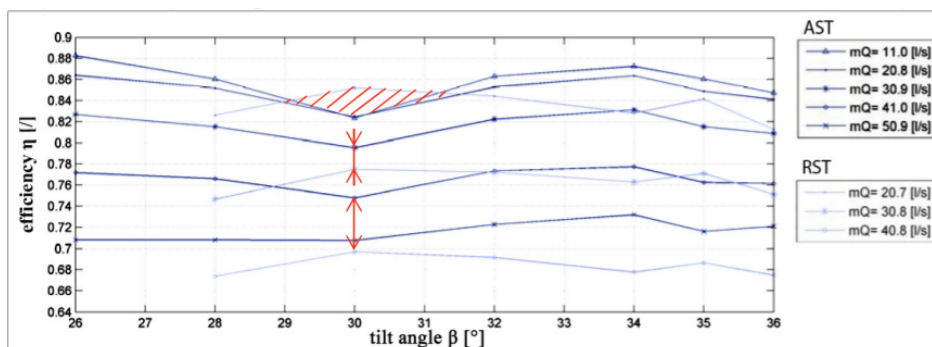


FIGURE 2.9 – Rendements optimaux d'une AST et d'une RST en fonction de l'inclinaison pour différents débits - Source : Lashofer et al. [2012]

RST. Les performances de ce type de vis sont donc moindres alors qu'ils devraient être supérieures à ceux d'une AST. Il est supposé que cela est dû aux frottements visqueux de l'eau sur l'auge tournante.

2.4.2.3 Expérimentations à l'Université de Guelph

Les derniers essais expérimentaux effectués à ce jour sur la vis d'Archimède utilisée en tant que turbine ont été réalisés à l'Université de Guelph ([Lyons and Lubitz, 2013], [Lubitz, 2014], [Lyons, 2014] et [Lubitz et al., 2014]). Ces essais ont été effectués sur trois géométries de vis différentes. Ceux sont des vis à petite échelle dont uniquement la valeur du pas a été modifiée. Le fait que ceux soient des vis de petite taille implique de très faibles débits et des vitesses de rotation élevées. L'ensemble des caractéristiques du dispositif expérimental est exposé dans le tableau 2.4.

TABLE 2.4 – Paramètres géométriques et hydrauliques du dispositif expérimental installé à l'Université de Guelph

Paramètre	Unité	Description	Valeurs
R_a	$[m]$	Rayon extérieur	0,078
R_i	$[m]$	Rayon intérieur	0,038
S	$[m]$	Pas de vis	0,117 ... 0,2
L	$[m]$	Longueur totale	0,584
L_b	$[m]$	Longueur filetée	0,584
N	$[-]$	Nombre de pales	3
β	$[^\circ]$	Inclinaison de la vis	17 ... 35
Q	$[m^3.s^{-1}]$	Débit	0,0004 ... 0,0012
H	$[m]$	Hauteur de chute géodésique	0,14 ... 0,28
n	$[tr.min^{-1}]$	Vitesse de rotation de la vis	0 ... 280

Les résultats expérimentaux exposés dans la figure 2.10 mettent en évidence l'existence d'une vitesse de rotation optimale qui permet d'obtenir un rendement maximal. Pour un débit donné, la vitesse de rotation de vis optimale est celle qui permet d'atteindre le point de remplissage optimal de la vis. De plus, on remarque que le rendement augmente avec l'augmentation de la valeur du pas. Un pas de vis plus grand, permet d'avoir un volume de poche d'eau V_B plus grand mais, en contre partie, diminue le nombre de pales qui travaillent. D'après Lyons [2014], il est donc plus intéressant de favoriser le volume des poches d'eau. Il n'est, par contre, pas certain que ce phénomène se vérifie sur des vis à taille réelle.

A travers leurs travaux expérimentaux, Lyons and Lubitz [2013] ont aussi mis en évidence l'influence du niveau d'eau en aval de la vis sur les performances de cette dernière. La figure 2.11 expose ainsi le rendement de la turbine en fonction de sa vitesse de rotation pour différents niveaux d'eau. On peut voir qu'il y peut y avoir jusqu'à 20% d'écart sur le rendement de la turbine entre deux niveaux d'eau pour

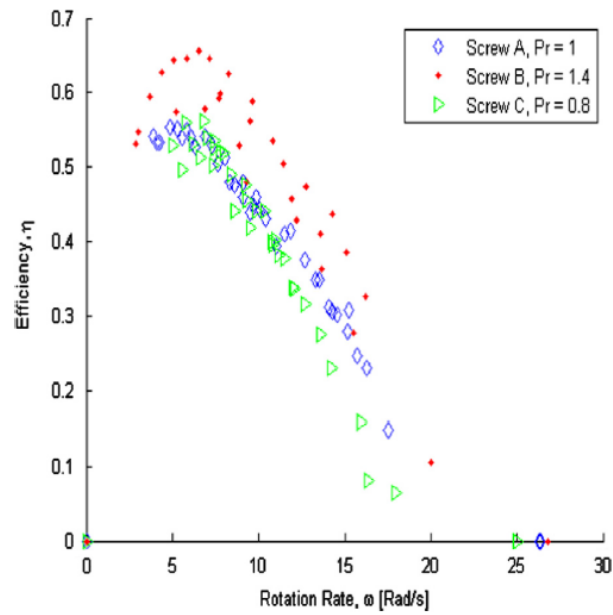


FIGURE 2.10 – Rendement en fonction de la vitesse de rotation de la vis pour différents pas de vis avec $P_r = S/2.R_a$ - Source : Lyons [2014]

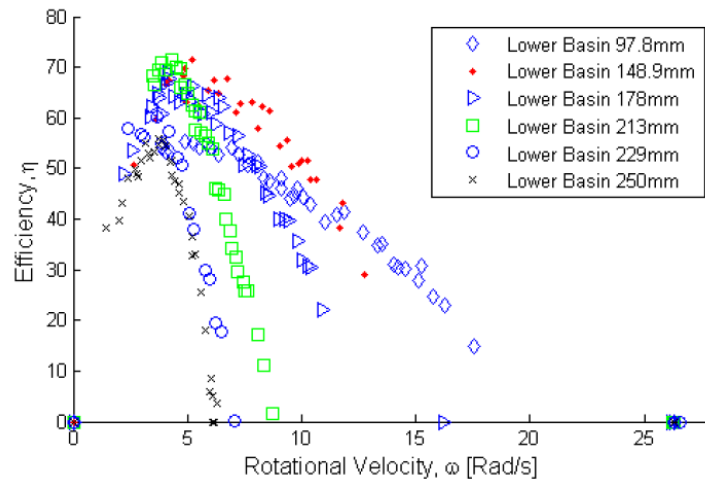


FIGURE 2.11 – Rendement en fonction de la vitesse de rotation de la vis pour différents niveaux d'eau en aval de la vis d'Archimède - Source : Lyons and Lubitz [2013]

une vitesse de rotation donnée. Bien que cette différence de rendement est accentuée par le fait que ce soit une vis à petite échelle, il est tout de même nécessaire de prendre en compte ce phénomène lors du dimensionnement d'une micro centrale à vis d'Archimède.

2.4.3 Modèles théoriques

2.4.3.1 Identification des pertes de charge

Dans les études portant sur l'utilisation de la vis d'Archimède en tant que pompe, Nagel and Radlik [1988] ont supposé que la principale perte de puissance ou de rendement, est due aux fuites entre l'auge et les pales de la vis. Par la suite, Nuernbergk and Rorres [2012] ont déterminé l'ensemble des causes provoquant des pertes de charge au sein d'une vis d'Archimède utilisée comme turbine. Les causes de ces différentes pertes sont donc les suivantes :

- le débit de fuite entre l'auge et les pales de la vis.
- le débit de fuite qui passe par dessus l'âme centrale de la vis lorsque l'on se trouve en sur-remplissage.
- le débit de fuite par éjection d'eau lors de la rotation de la vis.
- les frottements dus à la viscosité du fluide sur la vis et l'auge.

Le débit total Q qui traverse la micro centrale peut alors être décomposé en une somme de débits :

$$Q = Q_W + Q_F + Q_O + Q_E \quad (2.21)$$

avec Q_W le débit qui travail réellement en $m^3.s^{-1}$, Q_F le débit de fuite qui a lieu entre l'auge et les pales de la vis en $m^3.s^{-1}$, Q_O le débit de fuite par sur-remplissage en $m^3.s^{-1}$ et enfin, Q_E le débit de fuite par éjection en $m^3.s^{-1}$.

Sachant que le débit Q_O est uniquement présent en sur-remplissage, il sera donc nul lorsque la vis se trouve au point de remplissage optimal ou en sous-remplissage. Le débit de fuite Q_E peut lui, être évité en utilisant des déflecteurs. Ainsi l'eau qui est éjectée par les pales de la vis retombera dans la vis. Finalement, lorsque l'on se trouve en sous-remplissage ou au point de remplissage optimal, le débit total est égal à :

$$Q = Q_W + Q_F \quad (2.22)$$

et lorsque l'on se trouve en sur-remplissage égal à :

$$Q = Q_W + Q_F + Q_O \quad (2.23)$$

Les pertes par frottements visqueux, sont généralement décomposées en trois contributions qui sont :

- les frottements visqueux sur les pales de la vis.
- les frottements visqueux sur l'âme centrale de la vis.
- les frottements visqueux sur l'auge.

Les frottements sur les pales et l'âme de la vis vont en fait créer un couple résistant et ainsi engendrer une perte de puissance. Les frottements sur l'aube eux, correspondent à de la dissipation d'énergie comme il peut y en avoir dans un écoulement à surface libre se faisant dans un canal ouvert et circulaire.

Afin de pouvoir caractériser les performances de la vis d'Archimède utilisée en tant que turbine en fonction des différents paramètres hydrauliques et géométriques, il est nécessaire de pouvoir déterminer l'ensemble des pertes de charge exposées précédemment. Différents modèles théoriques, plus ou moins simplifiés et prenant en compte certaines de ces pertes, ont été développés dans ce but.

2.4.3.2 Théorie simplifiée de Müller et Senior

Müller and Senior [2009] fournissent une théorie simplifiée sur la vis d'Archimède utilisée en tant que turbine. Ils proposent ainsi de calculer analytiquement le rendement de la vis et, par la suite, de le comparer aux résultats expérimentaux de Brada [1993].

Chaque pale d'une vis est soumise à la pression, supposée hydrostatique, d'une poche d'eau supérieure et d'une poche inférieure. Comme le niveau d'eau dans la poche supérieure est plus élevé que dans la poche inférieure, la pale est alors soumise à une différence de pression. Il est supposé que c'est cette différence de pression qui entraîne la vis en rotation. Le principe de la génération de puissance est schématisé dans les figures 2.12 et 2.13.

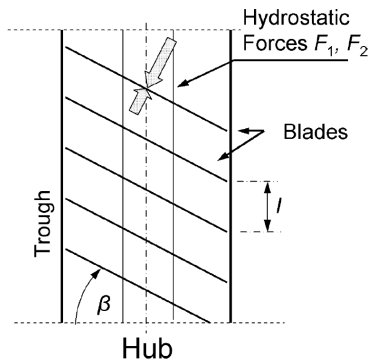


FIGURE 2.12 – Représentation de la pression exercée par le fluide sur les pales - Source : Müller and Senior [2009]

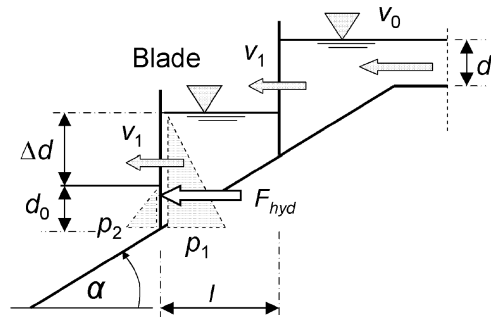


FIGURE 2.13 – Principe de la génération de puissance - Source : Müller and Senior [2009]

Pour le développement de ce modèle, les hypothèses suivantes sont posées :

- la vis est un ensemble en mouvement composé de pales verticales ayant un angle β avec l'axe de rotation.

- le rayon extérieur R_a est significativement plus grand que la hauteur submergée de la pale.
- le diamètre de l'âme centrale de la vis est petit devant le rayon extérieur.

Soit v_1 la vitesse axiale des pales et F_{hyd} la force exercée par le fluide sur les pales (cf. figure 2.13). La puissance fournie par une pale est alors égale à :

$$P_{pale} = F_{hyd} \cdot v_1 \quad (2.24)$$

avec la force hydrostatique F_{hyd} par unité de longueur égale à (cf. figure 2.13) :

$$F_{hyd} = \frac{(d_0 + \Delta d)^2 - d_0^2}{2} \cdot \rho \cdot g \quad (2.25)$$

La vitesse axiale du fluide et des pales est donnée par :

$$v_1 = \frac{d_0}{d_0 + \Delta d} \cdot v_0 \quad (2.26)$$

avec v_0 la vitesse de l'eau à l'entrée de la vis.

Soit m le nombre de pale travaillant dans la vis, la puissance hydraulique totale est alors égale à :

$$P_{hyd} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot h = \rho \cdot g \cdot d_0 \cdot v_0 \cdot m \cdot \Delta d \quad (2.27)$$

Le rendement est finalement égal à :

$$\eta_{th} = \frac{P_{pale} \cdot m}{P_{hyd}} = \frac{2 \cdot \frac{d_0}{\Delta d} + 1}{2 \cdot \frac{d_0}{\Delta d} + 2} \quad (2.28)$$

La figure 2.14 montre l'évolution du rendement, obtenu à l'aide de l'équation 2.28 en fonction de l'inclinaison de la vis et pour différents nombres de pales. Les résultats montrent que, d'après la théorie de Müller and Senior [2009], le rendement de la turbine augmente avec la diminution de l'angle d'inclinaison de la vis. De plus, plus le nombre de pales est grand, plus le rendement est élevé.

Afin de prendre en compte la perte de rendement due aux fuites entre l'aube et les pales, l'équation donnée par Nagel [1988] est utilisée. Elle a été déterminée expérimentalement pour une vis d'Archimède utilisée comme système de pompage. Le débit de fuite est alors donné par :

$$Q_F = 2,5 \cdot s_{sp} \cdot 2 \cdot R_a \cdot \sqrt{2 \cdot R_a} \quad (2.29)$$

avec s_{sp} l'écart entre l'aube et l'extrémité des pales. Cet espace peut être estimé en fonction du rayon extérieur de la vis par l'équation donnée par Nagel [1988] :

$$s_{sp} = 0,0045 \cdot \sqrt{2 \cdot R_a} \quad (2.30)$$

Si l'on prend uniquement en compte les fuites Q_F , le rendement de la vis est donné par :

$$\eta_F = 1 - \frac{Q_F}{Q} \quad (2.31)$$

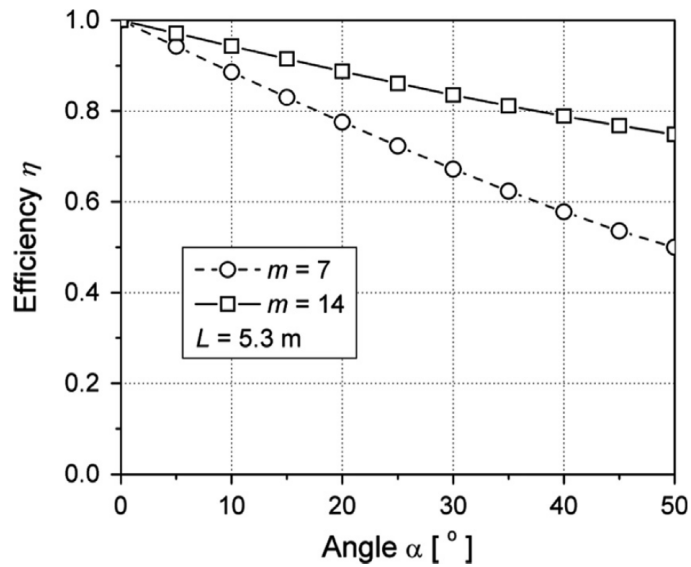


FIGURE 2.14 – Rendement d'une vis d'Archimède en fonction de l'inclinaison pour différents nombres de pales - Source : Müller and Senior [2009]

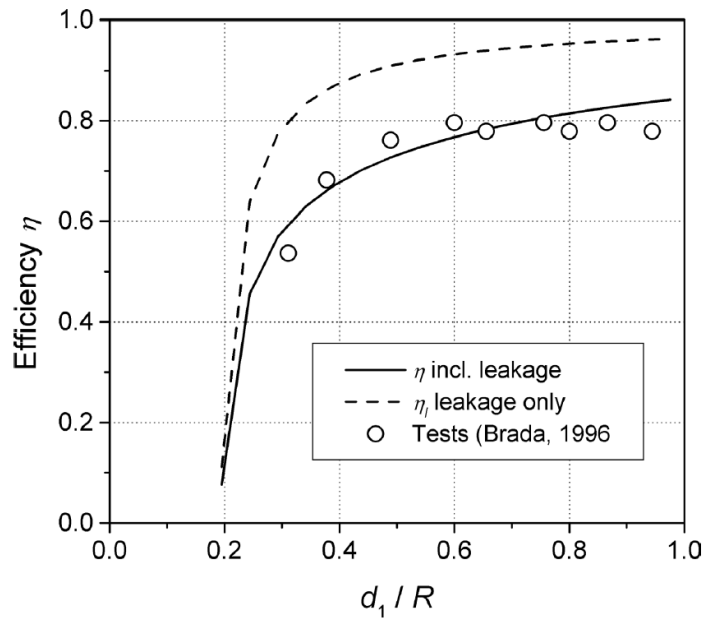


FIGURE 2.15 – Rendements théoriques et expérimentaux en fonction du niveau d'eau en entrée de vis (d_1/R) - Source : Müller and Senior [2009]

Finalement, le rendement total de la vis d'Archimède donné par Müller and Senior [2009] est égal à :

$$\eta = \eta_{th} \cdot \eta_F \quad (2.32)$$

La figure 2.15 expose les rendements théoriques obtenus par ce modèle avec ceux obtenus expérimentalement par Brada [1993]. On peut voir que l'équation 2.28 surestime le rendement. Les résultats obtenus par l'équation 2.32 est en bonne adéquation avec les résultats expérimentaux.

Bien que la théorie donnée par Müller et Senior vu précédemment semble donner des résultats cohérents, elle ne prend malheureusement pas en compte l'ensemble des paramètres géométriques de la vis et hydrauliques. Il est donc impossible d'utiliser ce modèle pour dimensionner une vis d'Archimède ou encore, pour estimer correctement la puissance qu'il sera possible de produire tout au long d'une année hydrologique.

2.4.3.3 Modèle de Lubitz et Lyons

Lubitz et al. [2014] exposent un modèle théorique permettant de déterminer le rendement d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine mais, cette fois-ci, sans simplifier sa géométrie et en prenant en compte l'évolution de son remplissage.

En premier lieu, le facteur de remplissage f est défini. Ainsi, pour $f = 0$, la vis est totalement vide et pour $f = 1$, elle est au point de remplissage optimal. Pour $0 < f < 1$, la vis est en sous-remplissage et pour $f > 1$, la vis est en sur-remplissage. Différents niveaux de remplissage sont exposés dans la figure 2.16.

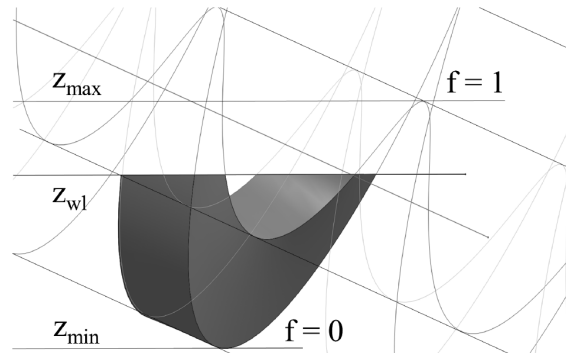


FIGURE 2.16 – Différents niveaux de remplissage de la vis d'Archimède - Source : Lyons and Lubitz [2013]

Une méthode numérique permettant de calculer le volume V_B d'une poche d'eau est ensuite développée par Lubitz et al. [2014]. Elle permet notamment de déterminer ce volume en fonction de la géométrie de la vis et de son taux de remplissage. La pression exercée par le fluide sur les pales de la vis est ensuite supposée hydrostatique. En intégrant cette pression sur l'ensemble de la surface mouillée d'une pale,

il est possible de déterminer le couple C_{pale} fourni par une pale. Les méthodes pour calculer le volume V_B et le couple C_{pale} sont exposées en détails dans [Lubitz et al., 2014].

Le couple fourni par l'ensemble de la vis est alors donné par :

$$C_{vis} = C_{pale} \cdot \frac{L_b \cdot N}{S} \quad (2.33)$$

avec C_{pale} en $N.m$.

La puissance théorique fournie par la vis est donc égale à :

$$P_{th,vis} = C_{vis} \cdot \omega \quad (2.34)$$

avec $P_{th,vis}$ en W .

Le débit qui travaille est déterminé théoriquement par :

$$Q_W = \frac{N \cdot V_B \cdot \omega}{2 \cdot \pi} \quad (2.35)$$

et la hauteur H par :

$$H = L_B \cdot \sin(\beta) \quad (2.36)$$

La puissance hydraulique théoriquement disponible est égale à :

$$P_{th,hyd} = \rho \cdot g \cdot Q_W \cdot H = \rho \cdot g \cdot L_B \cdot \sin(\beta) \cdot \frac{N \cdot V_B \cdot \omega}{2 \cdot \pi} \quad (2.37)$$

Le rendement de la vis est finalement donné par :

$$\eta_{vis} = \frac{P_{th,vis}}{P_{th,hyd}} = \frac{C_{vis} \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q_W \cdot L_b \cdot \sin \beta} \quad (2.38)$$

Si l'on ne prend pas en compte les différentes pertes de charge, le modèle de Lubitz et al. [2014] exposé ci-dessus, prédit pour un remplissage $f \leq 1$ un rendement $\eta_{vis} = 1$ et cela, quelque soit la géométrie et la vitesse de rotation de la vis. Cela suggère que cette turbine est capable de récupérer l'ensemble de l'énergie hydraulique fournie par le fluide. De plus, pour optimiser les performances de la turbine, il est nécessaire de travailler sur sa géométrie afin de limiter les différentes pertes dues aux fuites, aux frottements visqueux, etc.

Afin d'avoir un modèle plus cohérent, Lubitz et al. [2014] proposent d'introduire les pertes par débit de fuite. Les fuites entre l'auge et les pales et celles par sur-remplissage sont ainsi prises en compte. Le débit perdu par éjection d'eau est lui, négligé.

L'équation empirique 2.29 proposée par Nagel [1988] est uniquement donnée pour une vis au point de remplissage optimal, c'est à dire pour $f = 1$. Sachant que le débit de fuite Q_F varie en fonction du remplissage, Lubitz [2014] a développé un

nouveau modèle qui permet de calculer cette fuite en fonction du remplissage f de la vis. Dans ce modèle, le débit de fuite Q_F est donné par :

$$Q_F = C.S_{sp}.l_w.\overline{\Delta P} \quad (2.39)$$

avec C une constante en $m^{3/2}.kg^{-1/2}$, S_{sp} l'espace entre les pales et l'auge ou "gap" en m , l_w la longueur de l'extrémité d'une pale mouillée en m et $\overline{\Delta P}$ la différence de pression moyenne sur la longueur mouillée de l'extrémité d'une pale en $N.m^{-2}$. La différence de pression ΔP en un point du gap, est due à la différence des niveaux qu'il y a entre la poche d'eau située en amont et celle située en aval d'une pale.

Pour déterminer le débit de fuite lorsque la vis est en sur-remplissage, l'écoulement est assimilé à un celui d'un déversoir triangulaire. Pour calculer ce débit, l'équation donnée par Aigner [2008] est utilisée :

$$Q_O = \frac{4}{15}.\mu.\sqrt{2.g}.\left(\frac{1}{\tan\beta} + \tan\beta\right).h_e^{5/2} \quad (2.40)$$

avec μ le coefficient de perte de charge singulière sans unité, h_e la hauteur du sur-remplissage qui est fonction de f en m et β l'angle d'inclinaison de la vis.

Finalement, en prenant en compte l'ensemble des débits de fuite, le débit total qui traverse la vis est égale à :

$$Q = Q_W + Q_F + Q_O \quad (2.41)$$

Pour déterminer le nouveau rendement de la turbine, Q_W est remplacé par Q dans l'équation 2.38.

Afin de tester le modèle théorique exposé précédemment, Lubitz et al. [2014] confrontent les résultats obtenus théoriquement à des résultats expérimentaux. Le dispositif expérimental utilisé, de petite échelle, est décrit dans la partie 2.4.2.3.

La figure 2.17 expose l'évolution du rendement théorique obtenu à l'aide de l'équation 2.38 et expérimental en fonction de la vitesse de rotation. Les résultats montrent que le modèle théorique donne des résultats cohérents pour des faibles vitesses de rotation, c'est à dire proche du point de remplissage optimal de la vis. Par contre, dès lors que l'on se trouve à une vitesse de rotation plus élevée (vis en sous-remplissage), les rendements théoriques sont beaucoup plus élevés. En effet, le rendement expérimental chute très rapidement avec l'augmentation de la vitesse de rotation alors que le rendement théorique a tendance à se stabiliser. Cet écart peut s'expliquer par le fait que le modèle ne prend pas en compte les frottements visqueux de l'eau sur la vis et, car les frottements aux niveaux des paliers sont négligés. Finalement, ces résultats montrent qu'il est nécessaire de déterminer les pertes par frottements pour avoir un modèle réaliste. Les pertes au niveau des paliers sont ici élevées car la vis est de petite échelle. Ces pertes pourront être négligées dans le cas où l'on a une vis de taille réelle avec des couples C_{vis} beaucoup plus importants.

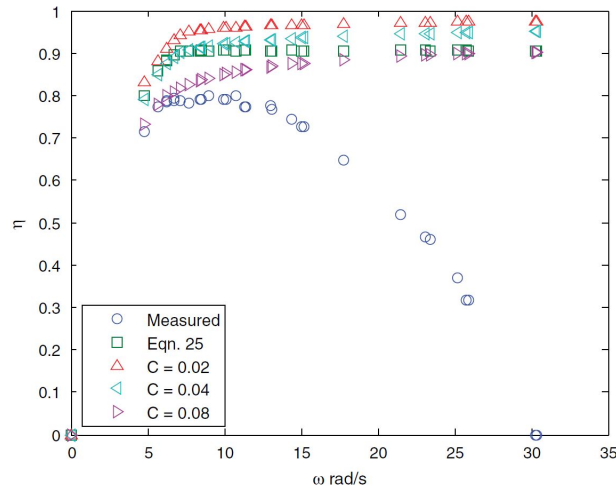


FIGURE 2.17 – Evolution des rendements théoriques obtenus à partir de l'équation 2.38 et expérimentaux en fonction de la vitesse de rotation de la vis - Source : Lubitz et al. [2014]

2.4.3.4 Modèle de Nuernbergk

Nuernbergk [2012] propose un modèle théorique permettant de déterminer le rendement de la vis tout en prenant en compte l'ensemble des pertes de charge présent au sein d'une vis d'Archimède. Ce modèle détermine ainsi les pertes dues aux frottements visqueux et aux débits de fuite. Les puissances perdues sont décomposées de la façon suivante :

- P_F : puissance perdue par débit de fuite entre l'auge et les pales de la vis.
- P_O : puissance perdue par débit de fuite lorsqu'il y a sur-remplissage.
- $P_{f,ame}$: puissance perdue par les frottements visqueux entre l'âme de la vis et l'eau.
- $P_{f,pales}$: puissance perdue par les frottements visqueux entre les pales de la vis et l'eau.
- $P_{f,auge}$: puissance perdue par les frottements visqueux entre l'auge et l'eau.

Nuernbergk [2012] propose ainsi de calculer ces puissances pour n'importe quelle géométrie et vitesse de rotation de vis sans simplifier sa géométrie. Par contre, ce modèle ne prend pas en compte les variations de remplissage et les calculs sont donc toujours effectués pour une vis au point de remplissage optimal. Ainsi, lorsque le débit Q ou la vitesse de rotation de la vis n augmente, la vitesse de rotation ou le débit diminue en conséquence afin de toujours se trouver au point de remplissage optimal. Les méthodes de calcul utilisées pour déterminer l'ensemble de ces pertes seront détaillées par la suite.

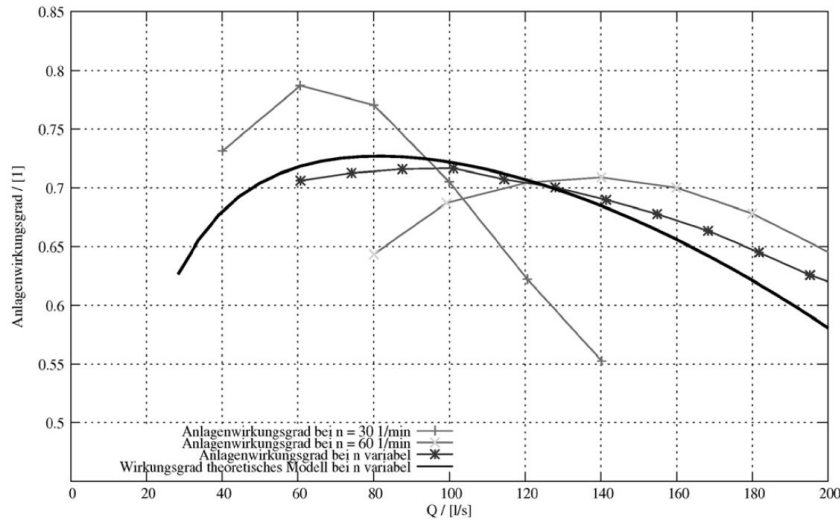


FIGURE 2.18 – Evolution des rendements théoriques obtenus à partir de l'équation 2.42 et expérimentaux en fonction du débit Q - Source : Lashofer et al. [2013]

Le rendement de la vis est alors égal à :

$$\eta_{vis} = 1 - \frac{P_F + P_O + P_{f,ame} + P_{f,pales} + P_{f,augé}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (2.42)$$

avec les différentes puissances en W et Q le débit total donnée par l'équation 2.41 en $m^3 \cdot s^{-1}$.

Pour valider ce modèle théorique, les résultats théoriques sont comparés à ceux obtenus expérimentalement par Nuernbergk [2012] et Lashofer et al. [2013]. Les essais ont été réalisés à l'aide du dispositif expérimental installé à l'Université de Vienne (cf. §2.4.2.2). La figure 2.18 expose les rendements théoriques obtenus par l'équation 2.42 et expérimentaux en fonction du débit Q . Les résultats théoriques représentés par la courbe "*Wirkungsgrad theoretisches Modell bei n variabel*" sont ainsi comparés aux résultats expérimentaux représentés par la courbe "*Anlagenwirkungsgrad bei n variabel*". Pour cette dernière, la vitesse de rotation de la vis n est modifiée en fonction du débit entrant Q afin que la vis se trouve toujours au point de remplissage optimal. On peut voir que les résultats théoriques et expérimentaux sont relativement proches quelque soit le débit en entrée de vis Q .

Le modèle de Nuernbergk [2012] permet donc de donner une bonne approximation du rendement que l'on pourrait obtenir avec une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine lorsqu'elle est proche du point de remplissage optimal. De plus, ce modèle a montré qu'il était nécessaire de prendre en compte les frottements visqueux pour avoir des résultats cohérents. Nuernbergk [2012] a ainsi montré que les pertes de charge les plus importantes dans une vis d'Archimède sont dues au débit

de fuite entre l'auge et les pales et aux frottements visqueux entre les pales de la vis et l'eau. Ces frottements sont d'autant plus importants que la vitesse de rotation de la vis est élevée. De plus, il sera montré par la suite que les frottements au niveau des pales deviennent la première source de perte de puissance pour les vis de "petite taille".

2.4.3.5 Modèle analytique sur le contrôle aval d'une MCH à vis d'Archimède

Nuernbergk and Rorres [2012] ont développé un modèle analytique permettant de déterminer l'influence d'une vis d'Archimède sur le niveau d'eau aval; c'est à dire de déterminer les conditions hydrauliques de l'écoulement à l'entrée d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine quelque soit sa géométrie et son remplissage. A l'inverse, ce modèle peut être utilisé pour obtenir les conditions hydrauliques optimales en entrée de vis afin d'obtenir les performances maximales.

Pour mettre en place ce modèle analytique, les hypothèses suivantes sur la géométrie du canal d'amenée (supposé de section rectangulaire) sont faites (cf. figure 2.19) : $h_1 = R_a$ et $b_1 = b_2 = R_a$. L'ensemble des paramètres géométriques et hydrauliques nécessaires sont représentés dans la figure 2.19. La diminution de la hauteur d'eau après le plan 2 est due à l'accélération du fluide lorsqu'il entre dans la vis. De plus, cette différence de niveau fluctue suivant la position radiale de la vis. On fait ici l'hypothèse que l'écoulement à travers la vis est à un état "d'équilibre" et que :

$$h_2 = h_3 \cdot \cos\beta \quad (2.43)$$

avec h_3 le niveau d'eau moyen dans la vis (cf. figure 2.19).

On définit ensuite la vitesse axiale moyenne c_{ax} du fluide s'écoulant à travers la vis :

$$c_{ax} = S \cdot \frac{n}{60} \quad (2.44)$$

avec c_{ax} en $m \cdot s^{-1}$.

On donne ensuite le volume adimensionné v_t qui est égal à :

$$v_t = \frac{Q}{\pi \cdot R_a^2 \cdot c_{ax}} \quad (2.45)$$

Connaissant Q , qui est un paramètre extérieur, puis c_{ax} que l'on peut déterminer à l'aide de l'équation 5.3, il est possible de déterminer v_t . On a ensuite :

$$v_t = \frac{A_3}{\pi \cdot R_a^2} \quad (2.46)$$

avec A_3 la moyenne des aires mouillées dans les section perpendiculaires à l'axe de la vis en m^2 . Avec v_t déterminé dans l'équation précédente, il est possible de déterminer A_3 .

Enfin, on a :

$$A_3 = f(R_i, R_a, h_3) \quad (2.47)$$

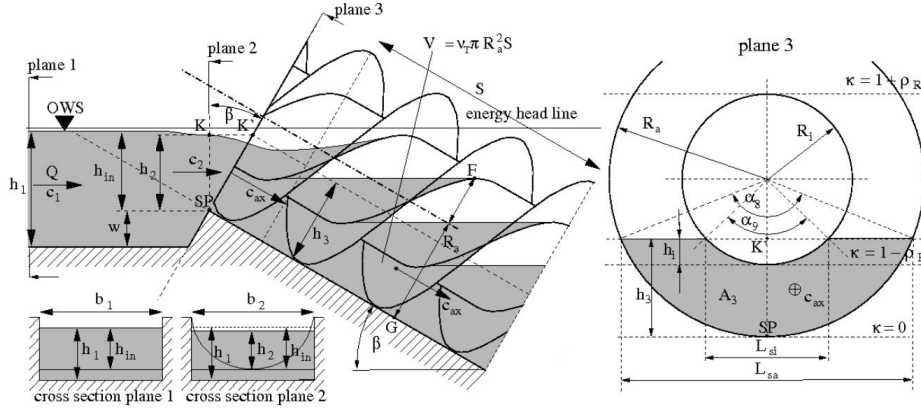


FIGURE 2.19 – Paramètres hydrauliques et géométriques nécessaires à la mise en place du modèle analytique - Source : Nuernbergk and Rorres [2012]

Il est donc possible de déterminer h_3 connaissant A_3 et les paramètres géométriques de la vis (cf. figure 2.19 de droite). En utilisant l'hypothèse faite dans l'équation 2.43, il est finalement possible de déterminer h_2 .

L'application du théorème de Bernoulli entre le plan 1 et 2 donne :

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2.g} = w + h_2 + \frac{c_2^2}{2.g} \cdot (1 + \zeta) \quad (2.48)$$

avec ζ le coefficient de perte de charge singulière et $c_1 = Q/b_1 h_1$ et $c_2 = Q/b_2 h_2$ les vitesses du fluide aux plans 1 et 2. Pour déterminer le coefficient de perte de charge singulière, qui est dû au passage d'une section rectangulaire à une section circulaire, l'équation empirique donnée par Bollich and Preissler [1992] est utilisée :

$$\zeta = \left(\frac{A_3}{A_2} - 1 \right)^2 = \left(\frac{v_t \cdot \pi \cdot R_a^2}{h_3 \cdot \cos(\beta) \cdot b_2} - 1 \right)^2 \quad (2.49)$$

Finalement, le niveau d'eau en entrée de vis est égal à :

$$h_{in} = h_2 + \frac{1}{2.g} \cdot \left(\frac{Q}{h_2 \cdot b_2} \right)^2 \cdot \left[1 + \zeta - \left(\frac{h_2}{h_1} \right)^2 \right] \quad (2.50)$$

avec h_{in} représenté dans la figure 2.19. Il est possible d'inverser l'équation et de déterminer le débit total Q en fonction du niveau h_{in} .

Afin de valider ce modèle analytique, les résultats théoriques sont comparés à des valeurs obtenues expérimentalement par Brada [1999]. La description du dispositif expérimental est exposée dans la partie 2.4.2.1. La figure 2.20 montre l'évolution du débit total Q en fonction du niveau d'eau h_{in} , telle que décrite par l'équation 2.50 et mesurée expérimentalement. Les résultats montrent que le modèle donne des résultats cohérents lorsque l'on se trouve près du remplissage optimal. Pour des

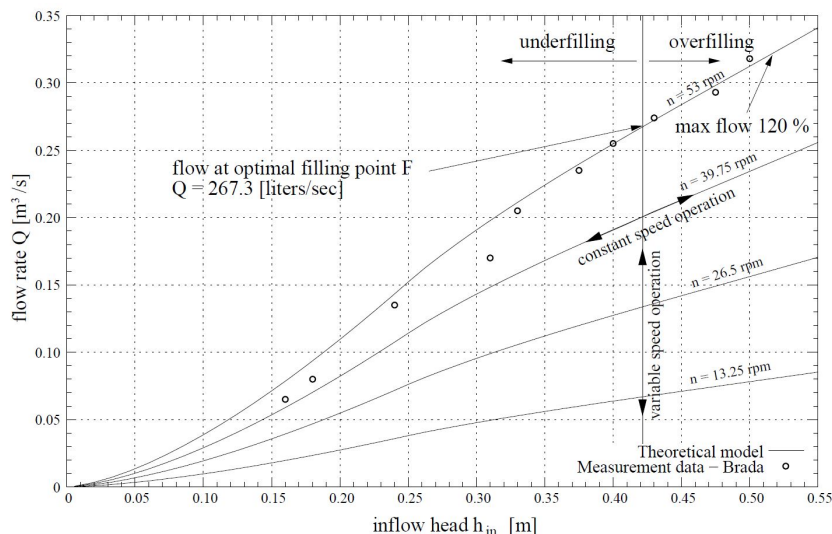


FIGURE 2.20 – Evolution du débit Q expérimental et théorique obtenu à partir de l'équation 2.50 en fonction du niveau d'eau en entrée de vis h_{in} - Source : Nuernbergk and Rorres [2012]

débites plus faibles, c'est à dire pour des niveaux de remplissage plus faibles, le modèle sous-estime la hauteur h_{in} . Cela s'explique en partie par le fait que le canal d'amenée dans le dispositif expérimental est plus large que celui considéré dans le modèle théorique. Le coefficient de perte de charge singulière ζ est donc plus élevé et impose un niveau d'eau h_{in} plus élevé.

Finalement, ce modèle donne de bons résultats sur la prédiction du niveau d'eau en entrée de vis en fonction des paramètres hydrauliques de l'écoulement et géométrique de la vis. Il permet aussi de déterminer théoriquement l'évolution de la hauteur de chute totale H , hauteur qui impacte fortement le rendement de la vis sachant que $\eta_{vis} = P_{vis}/P_{hyd}$; et elle peut donc être implémentée dans un modèle global de rendement.

2.4.4 Méthode d'optimisation des paramètres géométriques de la vis d'Archimède

Brada and Radlik [1996] sont les premiers à avoir déterminé, à l'aide d'une méthode graphique, les paramètres géométriques d'une vis d'Archimède qui permettent à celle-ci d'avoir un taux de remplissage optimal. Par la suite, Rorres [2000] a proposé une méthode numérique pour déterminer ces paramètres. Bien que cette méthode ait été développée pour des vis d'Archimède fonctionnant en tant que pompe, elle est toujours utilisée aujourd'hui pour dimensionner ce type de turbine dans les micro centrales hydroélectriques.

Rorres [2000] propose ainsi d'optimiser le volume d'eau emprisonné dans une vis

d'Archimède et pose le problème suivant : pour un nombre de pales N , un rayon extérieur de vis R_a et une inclinaison β donnés ; quel est le rayon intérieur R_i et le pas de vis S qui permettent de maximiser le volume d'eau $V_T = N.V_B$ élevé en un tour de vis.

Pour répondre à cette problématique, trois paramètres adimensionnels sont définis :

- le rapport de volume : $v = \frac{V_T}{\pi.R_a^2.S} \leq 1$
- le rapport de rayon : $\rho = \frac{R_i}{R_a} \leq 1$
- le rapport du pas de vis : $\lambda = \frac{\tan(\beta).S}{2.\pi.R_a} \leq 1$

Le volume d'eau élevé en un tour de vis V_T est alors donné par :

$$V_T = \frac{2.\pi.R_a^3}{\tan(\beta)}.\lambda.v(N, \rho, \lambda) \quad (2.51)$$

D'après l'équation 2.51, sachant que R_a et β sont fixés, il est nécessaire de maximiser $\lambda.v(N, \rho, s)$, nommé le rapport de volume par tour, pour obtenir le volume d'eau évacué en un tour de vis le plus grand possible. Les valeurs de ρ et λ permettant de maximiser ce terme sont alors notés ρ^* et λ^* .

Afin de calculer, le taux de remplissage sur un tour de vis $v(N, \rho, \lambda)$, il est nécessaire de déterminer numériquement le volume d'une poche d'eau V_B . Pour se faire, le volume d'une poche d'eau est décomposé en une somme de surfaces orthogonales à l'axe de la vis. La méthode numérique utilisée est exposée en détails dans [Rorres, 2000].

TABLE 2.5 – Paramètres géométriques optimaux de la vis d'Archimède pour différents nombres de pales - Source : Rorres [2000]

Nombre de pales N	Rapport de rayon ρ^*	Rapport de pas λ^*	Rapport de volume par tour $\lambda^*.v(N, \rho^*, \lambda^*)$
1	0.5358	0.1285	0.0361
2	0.5369	0.1863	0.0512
3	0.5357	0.2217	0.0598
4	0.5353	0.2456	0.0655
5	0.5352	0.2630	0.0696
6	0.5353	0.2763	0.0727

La figure 2.21 représente l'évolution du rapport de volume par tour $\lambda.v(N, \rho, \lambda)$ en fonction du rapport de rayon ρ et du rapport de pas λ pour une vis à $N = 8$

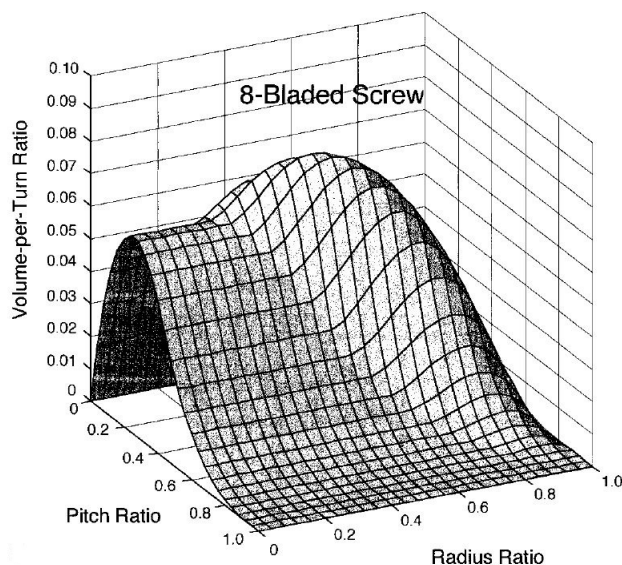


FIGURE 2.21 – Evolution du rapport de volume par tour $\lambda.v(N, \rho, \lambda)$ en fonction du rapport de rayon ρ et du rapport de pas λ pour une vis à $N = 8$ pales - Source : [Rorres \[2000\]](#)

pales. Cette figure montre qu'il existe un couple (ρ^*, λ^*) pour lequel le volume d'eau évacué en un tour de vis est maximal.

Les valeurs numériques des couples (ρ^*, λ^*) sont donnés dans le tableau 3.3.3 pour différents nombre de pales. Les résultats montrent que le rapport de rayon reste à peu de choses près constant et proche de $\rho = 0,535$ quelque soit le nombre de pales N . Le rapport de volume par tour et le rapport de pas, eux, augmentent avec le nombre de pales puis, par la suite, se stabilisent. Il est à noter que les valeurs de ρ^* et de λ^* sont indépendants des paramètres externes β et R_a .

Finalement, la méthode développée par [Rorres \[2000\]](#) permet de déterminer avec précision les paramètres géométriques internes de la vis qui permettent d'évacuer ou de transporter un maximum d'eau. Ces résultats sont encore à ce jours utilisés pour dimensionner les vis d'Archimède utilisées dans les micro centrales. Les paramètres externes, que sont l'inclinaison β et le rayon extérieur R_a , dépendent eux, des paramètres hydrauliques et environnementaux du site d'installation. Il est à noter que cette méthode ne prend pas en compte l'évolution des différentes pertes de charge et que la géométrie de vis qui permet d'évacuer le plus d'eau en un tour n'est pas forcément celle qui permet d'obtenir un rendement maximal.

2.4.5 Caractère ichtyophile d'une MCH à vis d'Archimède

Une turbine ichtyocompatible est définie comme une turbine favorable à la dévalaison des poissons. En 1995, l'*U.S. Army Corps of Engineers* a défini les critères

d'évaluation de l'ichtyocompatibilité en étudiant en laboratoire les causes de la mortalité et des dommages subis par les poissons lors de leur passage dans une turbine hydraulique. Ces causes, ainsi que les critères proposés, sont exposés dans le tableau 2.4.5. La vis d'Archimède est elle, supposée avoir un caractère ichtyophile grâce aux vitesses de rotation généralement lentes, à l'absence de cisaillement et au long tube d'écoulement (auge) généralement en pente faible. Des nombreuses études ont ainsi été réalisées afin de vérifier l'ichtyocompatibilité des micro centrales à vis d'Archimède.

Une première étude menée par Spah [2001] sur 158 poissons a montré que seulement sept d'entre eux ont été blessés. Ces premiers travaux ont néanmoins seulement été réalisés sur des poissons de petite taille, c'est à dire des poissons dont leur poids ne dépasse pas les 1 kg.

TABLE 2.6 – Critères d'ichtyocompatibilité d'une turbine hydraulique - Source : www.fluvial.net

Cause	Conséquences	Préconisation
Mécaniques	Abrasion, broyages et chocs	Vitesse $< 6,1 m.s^{-1}$
Gradient de pression	Vitesse d'adaptation du poisson trop faible	Pression $> 69 kPa$, Gradient de pression $< 550 kPa.s^{-1}$
Turbulence	Désorientation du poisson	Seuil de turbulence à $180 m/s/m$

Kiebel [2007, 2008] a ensuite mené des études plus poussées sur le passage des poissons dans une vis d'Archimède située sur la rivière Dart au Royaume-Uni. Les essais ont été effectués sur des poissons de plus grande taille (inférieure à 63 cm) et ont conclu qu'ils pouvaient traverser la vis sans être blessé sur une large gamme de fonctionnement. A la suite de ces travaux, l'agence environnementale du Royaume-Uni a recommandé de mettre en place un dégrilleur grossier en entrée de vis afin d'empêcher le passage des plus grands poissons qui pourraient être blessés en entrant dans la vis et, d'installer des protections antichocs sur la première pale comme montré dans la figure 2.22.

Une étude suivante, menée par Kiebel et al. [2009], a montré que même sans protection antichocs, les poissons pesant moins de 1 kg peuvent traverser la vis sans être blessés pour des vitesses en bout de pale inférieures à $4,5 m.s^{-1}$. Ce rapport recommande tout de même de limiter cette vitesse à $3,5 m.s^{-1}$.

Enfin, Kiebel and Coe [2011] ont proposé un modèle probabiliste permettant de déterminer la probabilité qu'un poisson soit blessé lorsqu'il traverse une vis d'Archimède en fonction de la géométrie de la vis, de sa vitesse de rotation et de la taille du poisson.



FIGURE 2.22 – Photo des protections antichocs pour la protection des poissons installées sur les premières pales d'une vis d'Archimède - Source : Kiebel et al. [2009]

Finalement, le caractère ichtyophile d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine est toujours en discussion principalement pour les vis de petite taille avec des vitesses de rotation élevées.

Modèles théoriques semi-analytiques

Sommaire

3.1	Introduction	65
3.2	Modélisation d'une vis d'Archimède et calcul du volume d'une poche d'eau	67
3.2.1	Modélisation de la géométrie d'une vis et du niveau d'eau	67
3.2.2	Méthode de calcul du volume d'une poche d'eau	69
3.2.3	Evolution du volume d'une poche d'eau en fonction des paramètres géométriques	74
3.2.4	Optimisation de la géométrie par la méthode du volume	75
3.3	Couple axial fourni par la vis	76
3.3.1	Méthode de calcul du couple	76
3.3.2	Evolution du couple en fonction des paramètres géométriques	79
3.3.3	Optimisation de la géométrie par la méthode du couple	81
3.4	Modélisation de l'efficacité d'une vis d'Archimède	82
3.4.1	Identification et calcul des différentes pertes de charge	82
3.5	Validation des modèles théoriques	89
3.5.1	Dispositif expérimental	89
3.5.2	Résultats et discussions	93
3.6	Conclusion	104

3.1 Introduction

L'utilisation d'une vis d'Archimède ou vis hydrodynamique pour la production d'énergie est une technologie récente et en voie de développement. Malgré cela, comme il a été vu dans le chapitre 2, la littérature à propos de ce type de turbine est toujours insuffisante pour une conception réellement optimisée d'une micro centrale à vis d'Archimède. Rappelons que dans cette perspective d'optimiser la conception de ce type de micro centrale, nous pouvons citer les travaux de Müller and Senior [2009], Nuernbergk [2012] et Lubitz et al. [2014] qui ont élaboré des modèles théoriques sur l'efficacité d'une vis hydrodynamique et ceux de Rorres [2000] sur l'optimisation de la géométrie de vis.

Ainsi, [Rorres \[2000\]](#) a exposé une méthode sur l'optimisation de la géométrie d'une vis. Il détermine numériquement la géométrie permettant de maximiser le volume d'eau évacué en un tour de vis. Bien que ces travaux ont été réalisés pour une vis fonctionnant en tant que pompe, les résultats obtenus à l'aide de cette méthode sont largement utilisés aujourd'hui pour le dimensionnement d'une vis hydrodynamique.

En faisant l'hypothèse que la vis est entraînée en rotation par la pression hydrostatique exercée par le fluide sur les pales d'une vis, [Müller and Senior \[2009\]](#) ont proposé un modèle théorique simplifié. Les pertes par fuites entre l'aube et les pales sont pris en compte en utilisant l'équation donnée par [Nagel and Radlik \[1988\]](#). Cette équation a été déterminée pour une vis d'Archimède utilisée comme système de pompage et fonctionnant au point de remplissage optimal. Leur étude suggère que le rendement d'une vis est indépendant de sa vitesse de rotation. Enfin, ce modèle ne prend pas en compte les pertes par frottements et la géométrie d'une vis est simplifiée. C'est pourquoi, il est impossible d'utiliser le modèle de [Müller and Senior \[2009\]](#) pour le dimensionnement ou encore l'estimation du rendement d'une vis hydrodynamique.

[Nuernbergk \[2012\]](#) a développé un modèle qui lui, prend en compte l'ensemble des pertes de charge existantes au sein d'une vis d'Archimède et notamment les pertes par frottement qui sont dues à la viscosité du fluide. De plus, l'auteur considère une géométrie de vis exacte et il utilise un modèle de fuite qui n'est pas uniquement basé sur des résultats empiriques. Par contre, [Nuernbergk \[2012\]](#) ne prend pas en compte l'évolution du remplissage d'une vis. Il est donc impossible d'utiliser son modèle pour différents débits à vitesse de rotation fixée ou inversement.

Plus récemment, [Lubitz et al. \[2014\]](#) ont proposé un modèle qui prend en compte la géométrie exacte d'une vis ainsi que l'évolution du niveau de remplissage. Malheureusement, les pertes par frottements visqueux sont à nouveau négligées. Ainsi, en comparant leurs résultats théoriques à des valeurs expérimentales, les auteurs trouvent des rendements théoriques bien trop élevés.

Finalement, comme la littérature à propos de l'utilisation d'une vis d'Archimède comme moyen de production d'énergie n'est que peu développée, de nombreuses questions restent en suspens et notamment sur le dimensionnement de la turbine. Ainsi, il n'existe toujours pas de modèle théorique capable de déterminer avec précision les performances d'une vis hydrodynamique pour une gamme élargie de débit autour de point de fonctionnement optimal. Les différents paramètres et phénomènes physiques pris en compte dans les modèles théoriques existant sont exposés dans le tableau 3.1. Aujourd'hui, le dimensionnement de ce type de turbines s'effectue alors principalement en se basant sur des résultats expérimentaux. Pour dimensionner avec plus de précision une micro centrale à vis d'Archimède, un modèle théorique prenant en compte l'ensemble des phénomènes physiques régissant l'écoulement dans une vis d'Archimède serait nécessaire.

Pour répondre à cette problématique, une méthode numérique pour déterminer le volume d'une poche d'eau et une pour déterminer le couple fourni par une

TABLE 3.1 – Prise en compte des différents paramètres et phénomènes physiques par les modèles théoriques actuels

	Géométrie d'une vis	Remplissage d'une vis	Débits de fuite	Frottements visqueux
Modèle de Müller and Senior [2009]	Simplifiée	Oui	Oui	Non
Modèle de Nuernbergk [2012]	Exacte	Non	Oui	Oui
Modèle de Lubitz et al. [2014]	Exacte	Oui	Non	Non
Nouveau Dellinger et al. [2015]	Exacte	Oui	Oui	Oui

vis d'Archimède sont développés en premier lieu dans ce chapitre. Par la suite, un nouveau modèle théorique liant les performances de la turbine à sa géométrie ainsi qu'aux conditions hydrauliques de l'écoulement est développé. Ce dernier prend en compte l'ensemble des pertes de puissances au sein d'une vis comme proposé par Nuernbergk [2012], mais aussi l'évolution du niveau de remplissage d'une vis comme dans les travaux de Lubitz et al. [2014]. Les valeurs de couple et de rendement obtenus à l'aide du nouveau modèle théorique sont ensuite confrontées à des résultats expérimentaux obtenus à l'aide d'un nouveau dispositif expérimental conçu et installé à l'INSA de Strasbourg.

3.2 Modélisation d'une vis d'Archimède et calcul du volume d'une poche d'eau

3.2.1 Modélisation de la géométrie d'une vis et du niveau d'eau

Pour pouvoir calculer le volume d'une poche d'eau V_B ainsi que le couple théorique fourni par la vis, il est nécessaire de paramétrer la géométrie d'une vis d'Archimède ainsi que le niveau d'eau dans les différentes poches. La géométrie d'une vis d'Archimède peut être assimilée à un ensemble d'hélicoïdes enroulés autour d'un cylindre central. Les hélicoïdes représentent ainsi les pales d'une vis et le cylindre, l'âme centrale d'une vis. Le niveau d'eau au sein d'une poche, est lui, représenté par un plan horizontal incliné d'un angle β par rapport à l'axe d'une vis. La figure 3.1 représente le profil d'une vis d'Archimède au point de remplissage optimal avec le niveau d'eau représenté par la droite (2). Bien sûr, le niveau d'eau est en réa-

lité horizontale et la vis est inclinée. Le volume d'eau V_B compris entre deux pales successives ($i = 1$ et $i = 2$) est représenté par la partie grisée.

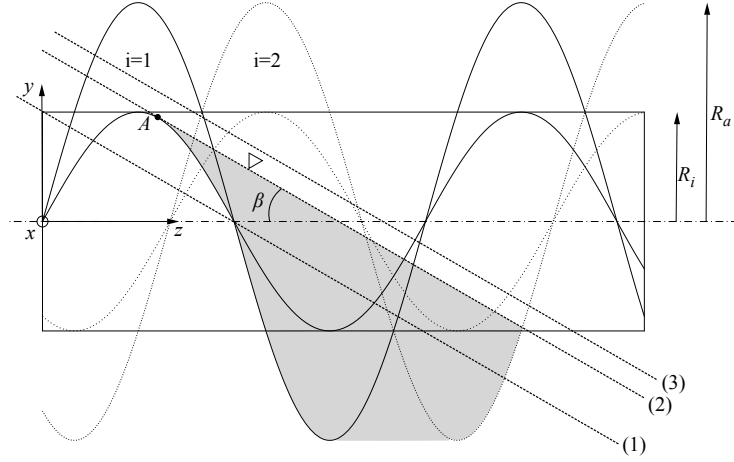


FIGURE 3.1 – Projection plane du profil d'une vis d'Archimède avec le volume de la poche d'eau grisé

Afin de paramétriser la vis, la variable $\varphi = 2.\pi.z/S$ est définie avec S le pas de la vis et i qui correspond au "numéro" de la pale avec $i = 1$ pour la première pale. Ainsi, pour $\varphi \in [0, 2\pi]$, il y a $z \in [0, S]$: pour un tour de vis, la coordonnée z a avancé d'un pas de vis (S). Une pale d'une vis correspond donc à une portion d'hélicoïde délimitée par deux courbes hélicoïdales. La première courbe hélicoïdale, qui correspond à l'intérieur de la pale, est paramétrisée par le système suivant :

$$\begin{cases} x_i(\varphi, i) = R_i.\cos\left[\varphi - (i-1).\frac{2.\pi}{N}\right] \\ y_i(\varphi, i) = R_i.\sin\left[\varphi - (i-1).\frac{2.\pi}{N}\right] \\ z_i(\varphi, i) = \varphi.\frac{S}{2.\pi} - (i-1).\frac{S}{N} \end{cases} \quad (3.1)$$

avec toujours R_a , R_i , S et N les paramètres géométriques d'une vis.

La deuxième, qui correspond à l'extérieure de la pale, est paramétrisée par le système suivant :

$$\begin{cases} x_a(\varphi, i) = R_a.\cos\left[\varphi - (i-1).\frac{2.\pi}{N}\right] \\ y_a(\varphi, i) = R_a.\sin\left[\varphi - (i-1).\frac{2.\pi}{N}\right] \\ z_a(\varphi, i) = \varphi.\frac{S}{2.\pi} - (i-1).\frac{S}{N} \end{cases} \quad (3.2)$$

On donne à présent la droite définie par l'intersection entre le plan de la surface libre et le plan $(0, \vec{x}, \vec{z})$. Elle correspond à la droite (2) dans la figure 3.1 et représente donc le niveau d'eau dans une poche ou dans un "bucket". Lorsque l'on se trouve au point de remplissage optimal, la surface libre tangente la courbe hélicoïdale interne au niveau du point A qui est défini par les coordonnées $A(x_0, y_0, z_0)$ (cf. droite (2) dans la figure 3.1). Lorsque l'on se trouve en sous-remplissage, la droite est décalée verticalement vers les bas (droite (1)). A l'inverse, lorsque l'on est en sur-remplissage, elle est décalée verticalement vers le haut (droite (3)). L'équation de la droite (2) représentant le niveau d'eau au point de remplissage optimal est donnée par :

$$h(\varphi, i) = -\frac{\tan(\beta)}{2.\pi} \cdot \left[\varphi - \varphi_0 - (i - 1) \cdot \frac{2.\pi}{N} \right] + y_0 \quad (3.3)$$

La variation du niveau d'eau s'effectue en jouant sur le paramètre y_0 . Ainsi, pour avoir une vis en sur-remplissage il est nécessaire d'augmenter la valeur de y_0 et inversement, pour avoir une vis en sous-remplissage, cette valeur est diminuée.

Il reste à déterminer les coordonnées du point A . Pour cela, on sait que le niveau d'eau tangente la pale intérieure au point A . Il en ressort alors :

$$\begin{aligned} \frac{dy_i(\varphi, i)}{d\varphi} &= \frac{dh(\varphi, i)}{d\varphi} \\ \Leftrightarrow R_i \cdot \cos(\varphi_0) &= -\frac{S \cdot \tan(\beta)}{2.\pi} \\ \Leftrightarrow \varphi_0 &= \arccos\left(-\frac{S \cdot \tan(\beta)}{2.\pi \cdot R_i}\right) \end{aligned}$$

Connaissant φ_0 , les coordonnées du point A sont déterminées par les équations :

$$x_0 = R_a \cdot \cos(\varphi_0) \quad (3.4)$$

$$y_0 = R_i \cdot \sin(\varphi_0) \quad (3.5)$$

$$z_0 = \varphi_0 \cdot \frac{S}{2.\pi} \quad (3.6)$$

Enfin, connaissant φ_0 et y_0 , il est possible de déterminer entièrement l'équation de la droite représentant le niveau d'eau.

Finalement, c'est cette paramétrisation d'une vis et du niveau d'eau qui sont utilisées par la suite pour le calcul du volume d'une poche d'eau ou encore, pour le calcul du couple axial fourni par la vis.

3.2.2 Méthode de calcul du volume d'une poche d'eau

Pour développer le nouveau modèle théorique qui permet de déterminer les performances d'une vis d'Archimède, il est nécessaire de connaître le volume V_B d'une poche d'eau comprise entre deux spires successives et cela, en fonction du remplissage d'une vis. Ce volume est notamment nécessaire pour déterminer le débit Q_W qui travaille au sein de la turbine. [Rorres \[2000\]](#) est le premier à exposer une méthode

numérique pour calculer ce volume lorsque la vis se trouve au point de remplissage optimal. Sachant que le modèle doit prendre en compte l'évolution du remplissage d'une vis, une nouvelle méthode de calcul a été développée pour calculer le volume V_B . Une représentation en trois dimensions d'une poche d'eau dessinée à l'aide du logiciel de CAO ¹ *Créo* est exposée dans la figure 3.2.

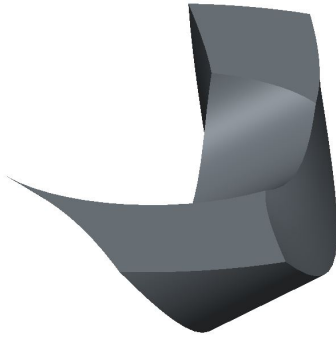


FIGURE 3.2 – Représentation d'une poche d'eau comprise entre deux spires successives



FIGURE 3.3 – Représentation de la surface mouillée d'une pale

Il a été montré dans la partie 3.2.1 qu'une pale de vis correspond à une portion de surface hélicoïdale comprise entre deux hélices paramétrisées par les systèmes 3.2 et 3.1. Afin de calculer le volume d'une poche d'eau, ce dernier est décomposé en une somme de surfaces hélicoïdales. Ainsi, la première surface hélicoïdale correspond à la surface de la pale mouillée par la poche d'eau inférieure et, à l'inverse, la dernière correspond à la surface mouillée par la poche d'eau supérieure. Cette dernière surface est représentée en trois dimensions dans la figure 3.3. De plus, la figure 3.4 expose la première surface S_1 qui correspond à la surface d'une pale mouillée par une poche inférieure, une surface "intermédiaire" S_2 et enfin, la surface S_3 d'une pale mouillée par la poche supérieure.

Le volume V_B d'une poche d'eau comprise entre deux pales successives peut s'écrire :

$$V_B = \int_0^{2\pi} S(k) dk \quad (3.7)$$

En effet, k variant de 0 à 2π permet de parcourir la poche d'eau de la surface S_1 à la surface S_3 . Il est alors nécessaire d'exprimer l'aire d'une surface $S(k)$ délimitée la surface libre assimilée à un plan et par les courbes hélicoïdales internes et externes. Par exemple, pour la surface S_2 (cf. figure 3.4), les deux courbes hélicoïdales délimitant cette surface sont paramétrisées par :

1. CAO : Conception Assistée par Ordinateur

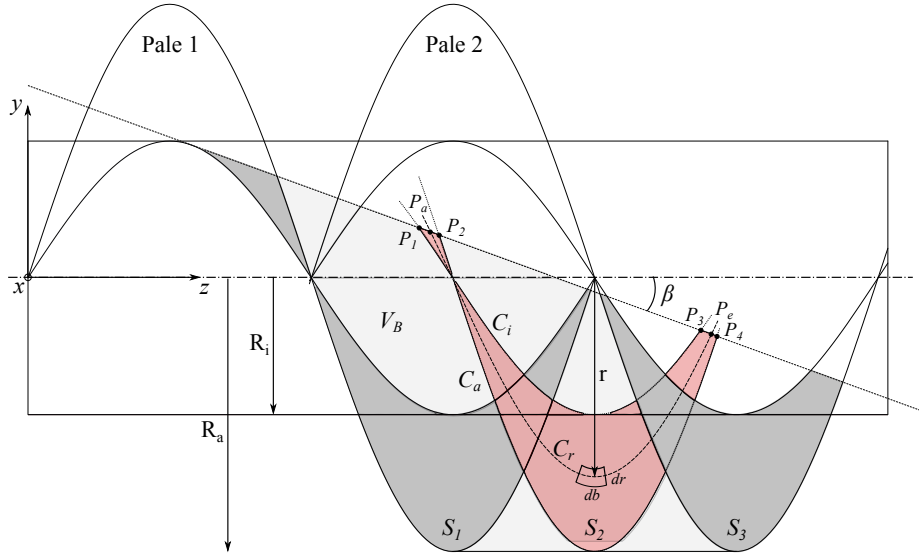


FIGURE 3.4 – Représentation des différentes surfaces et des points nécessaires au calcul du volume d'une poche d'eau

$$C_a : \begin{cases} x_a(\varphi, k) = R_a \cdot \cos \left[\varphi - \frac{k_2}{N} \right] \\ y_a(\varphi, k) = R_a \cdot \sin \left[\varphi - \frac{k_2}{N} \right] \\ z_a(\varphi, k) = \varphi \cdot \frac{S}{2\pi} \end{cases} \quad (3.8)$$

$$C_i : \begin{cases} x_i(\varphi, k) = R_i \cdot \cos \left[\varphi - \frac{k_2}{N} \right] \\ y_i(\varphi, k) = R_i \cdot \sin \left[\varphi - \frac{k_2}{N} \right] \\ z_i(\varphi, k) = \varphi \cdot \frac{S}{2\pi} \end{cases} \quad (3.9)$$

avec $k_i \in [0, 2\pi]$ et $i \in \mathbb{N}^*$ pour obtenir l'ensemble des surfaces comprises entre la pale 1 et la pale 2 (cf. figure 3.4).

Pour délimiter la surface S_2 , il est nécessaire de déterminer les coordonnées des points P_1 , P_2 , P_3 et P_4 exposés sur la figure 3.4. Pour ce faire, il faut déterminer l'intersection entre la droite représentant le niveau d'eau et la courbe hélicoïdale voulue. Par exemple, pour déterminer les coordonnées du point P_1 , l'équation suivante est

résolue :

$$y_i(\varphi, k) = h(\varphi, 1) \quad (3.10)$$

$$\Leftrightarrow R_i \cdot \sin \left[\varphi - \frac{k_2}{N} \right] + \frac{\tan(\beta)}{2\pi} \cdot [\varphi - \varphi_0] + y_0 = 0 \quad (3.11)$$

Les valeurs de y_0 et de φ_0 sont déterminées au préalable en utilisant la méthode exposée dans la partie 3.2.1. Sachant qu'il n'existe pas de solution analytique à cette équation, la résolution est faite par une méthode dite dichotomie. De plus, il existe plusieurs solutions sur $\varphi \in [0; 2\pi]$. C'est pourquoi les solutions sont rangées par ordre croissant et la bonne solution (φ_1 pour le point P_1) est ensuite choisie. La solution suivante à φ_1 de l'équation 3.10 correspond donc à la valeur de φ_3 (point P_3). L'ensemble des coordonnées des points P_1, P_2, P_3 et P_4 est donc déterminé de cette manière.

Enfin, l'aire de la surface S_2 est égale à :

$$S_2 = \int_{R_i}^{R_a} \left(\int_{\varphi_a(r)}^{\varphi_e(r)} db \right) dr \quad (3.12)$$

avec db la longueur curviligne élémentaire de la courbe hélicoïdale \mathcal{C}_r et dr la longueur radiale élémentaire (cf. figure 3.4). Les valeurs de $\varphi_a(r)$ et $\varphi_e(r)$ qui correspondent respectivement aux points P_a et P_e (cf. figure 3.4) sont redéterminés à chaque fois en fonction de la valeur de r et avec la même méthode que celle utilisée pour le point P_1 (cf. équation 3.10). Connaissant les coordonnées des points P_1, P_2, P_3 et P_4 , il est plus facile de déterminer $\varphi_a(r)$ et $\varphi_e(r)$ car $\varphi_a(r) \in [\varphi_1; \varphi_2]$, $\varphi_e(r) \in [\varphi_3; \varphi_4]$ et $r \in [R_i; R_a]$: l'intervalle sur lequel chercher la solution est ainsi connu.

Pour une surface S_2 quelconque comprise entre S_1 et S_3 , la courbe \mathcal{C}_r , représentée dans la figure 3.4, est paramétrisée par la système suivant :

$$\mathcal{C}_r : \begin{cases} x_r(\varphi, k) = r \cdot \cos \left[\varphi - \frac{k_2}{N} \right] \\ y_r(\varphi, k) = r \cdot \sin \left[\varphi - \frac{k_2}{N} \right] \\ z_r(\varphi, k) = \varphi \cdot \frac{S}{2\pi} \end{cases} \quad (3.13)$$

avec $r \in [R_i; R_a]$.

D'après Bronstein et al. [2000], la longueur curviligne db élémentaire d'une courbe paramétrée est donnée par :

$$db = \sqrt{\left(\frac{dx_r(\varphi, k)}{d\varphi} \right)^2 + \left(\frac{dy_r(\varphi, k)}{d\varphi} \right)^2 + \left(\frac{dz_r(\varphi, k)}{d\varphi} \right)^2} \quad (3.14)$$

La longueur curviligne db de la courbe \mathcal{C}_r paramétrisée par le système 3.35 est alors égale à :

$$db = r \cdot d\varphi \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{S}{2 \cdot \pi \cdot r}\right)^2} \quad (3.15)$$

La surface S_2 est alors égale à :

$$S_2 = \int_{R_i}^{R_a} \left(\int_{\varphi_a(r)}^{\varphi_e(r)} r \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{S}{2 \cdot \pi \cdot r}\right)^2} d\varphi \right) dr \quad (3.16)$$

Comme il n'existe pas d'expression analytique de $\varphi_a(r)$ et $\varphi_e(r)$, le calcul de l'intégrale de l'équation 3.16 se fait numériquement à l'aide d'une méthode de dichotomie.

Finalement, le volume V_B est calculé de manière approchée à l'aide la méthode de Simpson car il n'est pas possible de déterminer de solution analytique :

$$V_B = \int_0^{2\pi} S(k) dk \simeq \frac{h}{3} \left[S(k_0) + 2 \sum_{j=1}^{\frac{p}{2}-1} S(k_{2j}) + 4 \sum_{j=1}^{\frac{p}{2}} S(k_{2j-1}) + S(k_p) \right] \quad (3.17)$$

avec $h = \frac{S/N}{p}$ et p le nombre de surface utilisé pour le calcul du volume d'une poche d'eau.

Comme le calcul du volume V_B se fait à partir d'une méthode numérique, une étude de sensibilité de la précision du résultat à la longueur radiale élémentaire dr et aux nombre de surface p est réalisée au préalable. L'aire des différentes surfaces hélicoïdales augmente lorsque le rayon extérieur R_a augmente. Il est donc nécessaire de réaliser une nouvelle étude de sensibilité dès lors que la valeur de R_a évolue.

TABLE 3.2 – Comparaison de l'erreur relative entre le volume d'une poche estimé à partir de la nouvelle méthode et celui déterminé par *Créo* sur des géométries de vis réelles

Implantation	R_a [m]	R_i [m]	S [m]	N [-]	β [°]	$V_B - Créo$ [m ³]	$V_B - Mod\grave{e}le$ [m ³]	Erreur [%]
Herrenhof	0,8	0,305	1,6	4	22°	0,3553	0,3514	1,1
Godelheim	0,7	0,36	1,4	3	30°	0,2301	0,2329	1,2
Nägelstedt	0,678	0,305	1,696	5	30°	0,1451	0,1447	0,3
Vienne	0,525	0,265	1,05	3	30°	0,0957	0,09419	1,5

Afin de vérifier la précision de la méthode de calcul de volume exposée, ses résultats sont comparés à ceux obtenus à l'aide du logiciel de CAO *Créo*. Pour calculer le volume de la poche d'eau, ce dernier décompose le volume total en une somme de volumes finis. Les géométries utilisées pour cette étude sont variées et proviennent de vis existantes. Les résultats sont exposés dans le tableau 3.2.

Les erreurs obtenues sont inférieures à 2 % pour les quatre géométries testées. Cette précision étant suffisante, la méthode de calcul du volume V_B d'une poche d'eau est finalement validée.

3.2.3 Evolution du volume d'une poche d'eau en fonction des paramètres géométriques

Cette partie expose l'évolution du volume V_B d'une poche d'eau en fonction de la géométrie d'une vis d'Archimède. L'impact de chaque paramètre géométrique sur la taille de la poche est étudié.

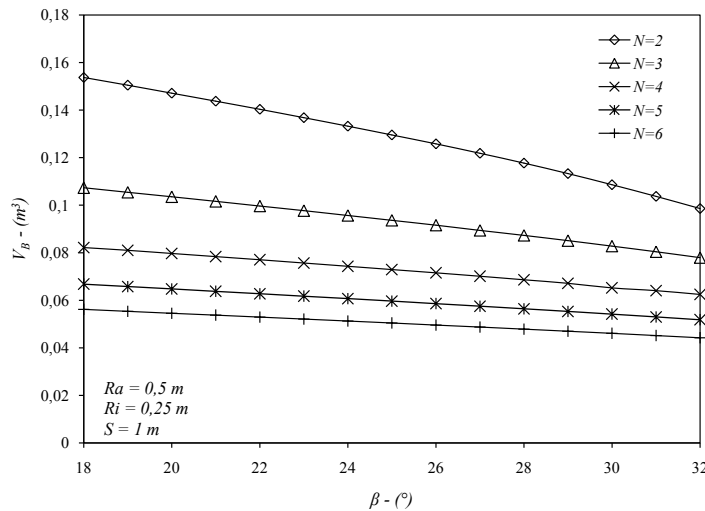


FIGURE 3.5 – Evolution du volume d'une poche d'eau V_B en fonction de l'inclinaison β pour différents nombres N de filets

Pour cette étude, deux paramètres géométriques adimensionnés sont introduits :

— Rapport de rayon : $\rho = \frac{R_i}{R_a}$

— Rapport de pas : $s = \frac{S}{2 R_a}$

En premier lieu, la figure 3.5 expose l'évolution du volume V_B en fonction de l'inclinaison β d'une vis pour différents nombres N de filets. Les résultats montrent que le volume V_B augmente lorsque l'inclinaison d'une vis diminue. A diamètre de vis égal, il est ainsi possible de turbiner plus d'eau avec une inclinaison plus faible. En contre partie, pour une hauteur de chute donnée, la vis doit être plus longue

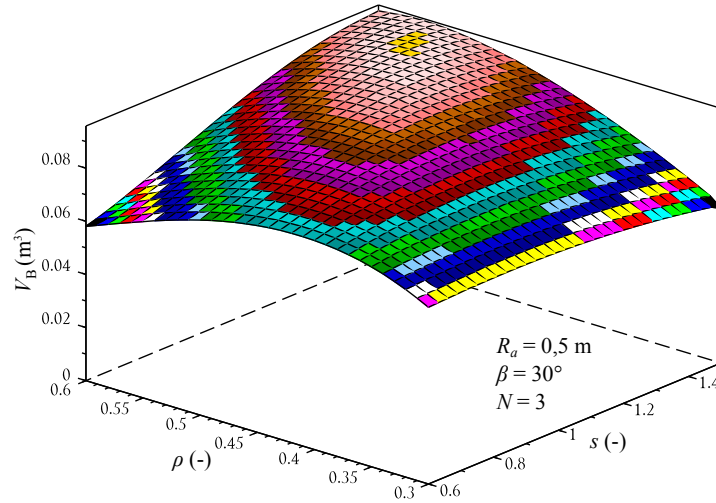


FIGURE 3.6 – Evolution du volume d'une poche d'eau V_B en fonction du rapport de pas s et de rayon ρ

pour une inclinaison plus faible et donc, plus onéreuse.

Dans un second temps, la figure 3.6 expose une évolution typique du volume V_B en fonction du rapport de rayon ρ et de pas s . Les résultats montrent qu'une augmentation du pas S d'une vis permet d'abord d'augmenter le volume de la poche puis, pour des pas trop élevés, ce volume va diminuer. A ce jour, les valeurs du rapport de pas s généralement utilisées par les constructeurs sont proches de $s = 1$. En augmentant légèrement cette valeur, il est possible d'augmenter encore le volume de la poche mais, en contre partie, le nombre de pales qui travaillent est inférieur. Il est donc nécessaire de trouver un juste milieu entre la taille de la poche et le nombre de pales qui travaillent.

Cette figure expose aussi l'évolution du volume de la poche d'eau en fonction de rapport de rayon ρ . Contrairement à ce que l'on pourrait croire, un petit rayon R_i ne permet pas d'avoir le plus gros volume. En effet, les résultats montrent que les valeurs optimales du rapport de rayon sont de l'ordre de $0,5 \leq \rho \leq 0,6$. Ces valeurs correspondent bien à celles déterminées par [Rorres \[2000\]](#).

Les résultats exposés dans la figure 3.5 montrent aussi qu'il existe un unique couple de valeur (ρ, s) tel que le volume V_B est maximal.

3.2.4 Optimisation de la géométrie par la méthode du volume

Il a été montré précédemment qu'il existe un unique couple des valeurs (ρ, s) qui permet d'obtenir le volume V_B maximal. La méthode de calcul du volume exposée précédemment est alors utilisée pour déterminer une géométrie optimale qui permet d'évacuer le plus gros volume d'eau en un tour de vis. Pour ce faire, la problématique proposée par [Rorres \[2000\]](#) est posée : pour un nombre de filets N , un rayon extérieur

R_a et une inclinaison β fixés, quel est le rayon intérieur R_i et le pas d'une vis S qui permet de maximiser le volume d'eau évacué en un tour de vis. L'hypothèse que l'épaisseur des filets est négligeable est faite.

Afin de comparer les résultats obtenus à l'aide de la nouvelle méthode de calcul du volume à ceux de [Rorres \[2000\]](#), le rapport de pas proposé par ce dernier est utilisé :

$$\lambda = \frac{\tan(\beta).S}{2.\pi.R_a} \quad (3.18)$$

Les valeurs λ^* et ρ^* qui permettent d'obtenir la valeur de V_B la plus élevée possible sont donc cherchées. Comme $0 \leq \rho \leq 1$ et $0 \leq \lambda \leq 1$, les valeurs de V_B sont calculées en faisant varier λ et ρ de 0 à 1. Il apparaît que, quelque soit l'inclinaison β d'une vis, le nombre de filets ou encore le rayon extérieur ; il existe toujours une unique valeur maximale de V_B . C'est donc cette dernière valeur qui permet de déterminer à chaque fois le couple (λ^*, ρ^*) .

TABLE 3.3 – Paramètres géométriques optimaux d'une vis d'Archimède pour différents nombres de pales

Nombre de spires N	Rapport de rayon ρ^*		Rapport de pas λ^*	
	Rorres [2000]	Dellinger et al. [2014]	Rorres [2000]	Dellinger et al. [2014]
2	0,5369	0,535	0,1863	0,18
3	0,5357	0,531	0,2217	0,21
4	0,5353	0,538	0,2456	0,245
5	0,5352	0,539	0,2630	0,265

Le tableau 3.3 expose les valeurs optimales de ρ et de λ obtenues à l'aide de la méthode de [Rorres \[2000\]](#) et de la méthode présentée précédemment. Les résultats obtenus à partir des deux méthodes sont très proches les uns des autres. De plus, il y a bien la même tendance d'évolution de ρ^* et de λ^* en fonction du nombre de filets N . Finalement, ces résultats permettent encore une fois de valider la nouvelle méthode de calcul du volume d'une poche d'eau.

3.3 Couple axial fourni par la vis

3.3.1 Méthode de calcul du couple

Pour déterminer le couple axial et théorique fourni par la vis, la pression exercée par le fluide sur les pales d'une vis est supposée hydrostatique. Ainsi, chaque pale d'une vis est soumise à une pression supposée hydrostatique provenant de la poche d'eau supérieure et de la poche inférieure. La pression provenant du volume d'eau supérieur va créer un couple moteur. A l'inverse, la pression provenant du volume

inférieur, va créer un couple frein. Le couple en projection sur l'axe de la vis fourni par une pale est alors donnée par le couple moteur moins le couple frein.

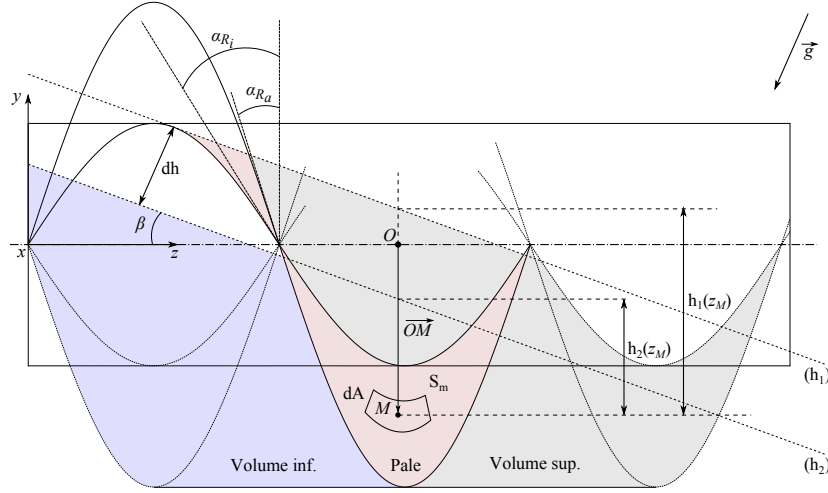


FIGURE 3.7 – Représentation d'une vis d'Archimède avec les différents paramètres nécessaires au calcul du couple

Tout point M appartenant à la surface mouillée S_m d'une pale, représentée par la surface rouge dans la figure 3.7, est soumis à la pression hydrostatique provenant du volume supérieur (volume grisé dans la figure 3.7) et du volume inférieur (volume en violet dans la figure 3.7). Les coordonnées de ce point M dans le repère cartésien sont données par :

$$\begin{cases} x_M = r_M \cdot \cos(\varphi_M) \\ y_M = r_M \cdot \sin(\varphi_M) \\ z_M = \varphi_M \cdot \frac{S}{2\pi} \end{cases} \quad (3.19)$$

avec $\varphi_M = 2\pi \cdot z_M / S$ et $r_M \in [R_i; R_a]$.

La surface libre du volume supérieur est représentée par la droite h_1 (cf. figure 3.7) et son équation est donnée par :

$$h_1(z) = -\tan(\beta) \cdot (z - z_0) + y_0 \quad (3.20)$$

La surface libre du volume inférieur est elle, représentée par la droite h_2 (cf. figure 3.7) et son équation est donnée par :

$$h_2(z) = -\tan(\beta) \cdot \left(z - z_0 + \frac{S}{N} \right) + y_0 \quad (3.21)$$

En supposant que la pression exercée par le fluide sur la pale est hydrostatique, la pression $P(M)$ en tout point M appartenant à la surface mouillée S_m de la pale

est donnée par :

$$P(M) = \begin{cases} \rho.g.h_1(z_M).cos(\beta) & \text{si } y_M > h_2(z_M) \\ \rho.g.[h_1(z_M) - h_2(z_M)].cos(\beta) = \rho.g.dh & \text{si } y_M \leq h_2(z_M) \end{cases} \quad (3.22)$$

La pression $P(M)$ exercée sur une surface élémentaire dA (cf. figure 3.7) va alors engendrer une force élémentaire $\vec{df}(M)$. Cette force est égale à :

$$\vec{df}(M) = P(M).dA.\vec{n} \quad (3.23)$$

avec \vec{n} un vecteur unitaire dont la direction est orthogonale à la surface de la pale.

Le couple élémentaire dC engendré par la force élémentaire $\vec{df}(M)$ et projeté sur l'axe d'une vis est égal à :

$$dC = \left(\vec{OM} \wedge \vec{df}(M) \right) . \vec{z} \quad (3.24)$$

$$= df(M).r_M.sin(\alpha_r) \quad (3.25)$$

avec α_r fonction de r , l'inclinaison de la pale par rapport à l'axe d'une vis. Les angles pour $r = R_a$ et $r = R_i$ sont représentés dans la figure 3.7 respectivement par les angles α_{R_a} et α_{R_i} .

La valeur de cette angle α_r est donnée par :

$$\alpha_r = atan\left(\frac{S}{2.\pi.r}\right) \quad (3.26)$$

Le couple axial fourni par une pale est alors égal à :

$$C_{th,pale} = \iint_{S_m} dC \quad (3.27)$$

$$= \iint_{S_m} r.sin(\alpha_r).P(\varphi, r).dA \quad (3.28)$$

$$= \iint_{S_m} r.sin(\alpha_r).P(\varphi, r).db.dr \quad (3.29)$$

$$C_{th,pale} = \int_{R_i}^{R_a} \left(\int_{\varphi_a(r)}^{\varphi_e(r)} r^2.sin(\alpha_r).P(\varphi, r).\sqrt{1 + \left(\frac{S}{2.\pi.r}\right)^2} d\varphi \right) dr \quad (3.30)$$

avec φ_a et φ_e représentés dans la figure 3.4. Cette intégration est réalisée numériquement.

Finalement, le couple fourni par une vis d'Archimède est égal au couple fourni par une pale d'une vis multiplié par le nombre de pales qui travaillent. Le couple total fourni par la vis est alors égal à :

$$C_{th,vis} = \frac{L_B.N}{S}.C_{pale} \quad (3.31)$$

Le rapport $L_B.N/S$ représente le nombre moyen de pales qui travaillent. Par contre, suivant la position radiale d'une vis, la première et la dernière pale n'ont pas la même surface mouillée et ne travaillent donc pas de la même façon. Malgré cela, pour une vis assez longue et qui a donc un nombre de pales assez important, ce phénomène peut-être négligé.

3.3.2 Evolution du couple en fonction des paramètres géométriques

Cette partie expose l'évolution du couple axial C_{vis} fourni par une vis d'Archimède en fonction de ses paramètres géométriques. L'impact de chaque paramètre géométrique d'une vis sur le couple C_{vis} est étudié. De même que dans la partie 3.2.3, les deux paramètres adimensionnés suivants sont utilisés :

- Rapport de rayon : $\rho = \frac{R_i}{R_a}$
- Rapport de rayon : $s = \frac{S}{2R_a}$

Pour observer l'évolution du couple, on fixe ici le rayon extérieur à $R_a = 0,5 m$ et la hauteur de chute à $H = 1 m$. La longueur filetée L_b pour une hauteur de chute donnée est égale à :

$$L_b = \frac{H}{\sin(\beta)} \quad (3.32)$$

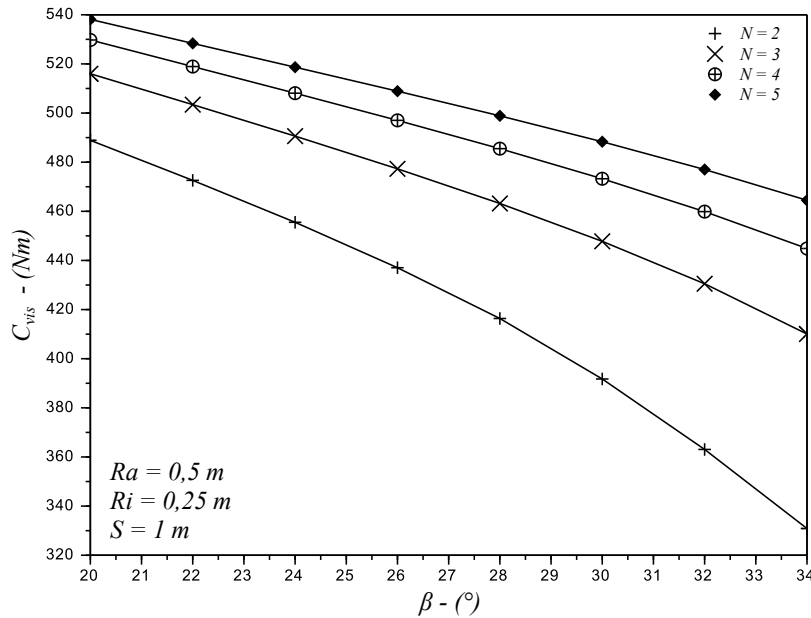


FIGURE 3.8 – Couple axial fourni pour un mètre de chute en fonction de l'inclinaison β d'une vis pour différents nombres de filets N

Les paramètres qui évoluent sont donc l'inclinaison d'une vis β , le rapport de rayon ρ , le rapport de pas s et enfin, le nombre de filets N .

La figure 3.8 montre l'évolution du couple fourni par la vis pour un mètre de chute en fonction de l'inclinaison pour différents nombres de filets. Les résultats montrent que le couple augmente lorsque l'inclinaison diminue quel que soit le nombre de filets. De plus, le couple augmente avec le nombre de filets N . Il y a une nette augmentation lorsque l'on passe de 2 à 3 filets puis, cette augmentation s'atténue au fur et à mesure que N augmente. Afin de maximiser le couple fourni par la vis, il est donc nécessaire de préconiser des angles d'inclinaison faibles avec un nombre de filets supérieur à trois. En revanche, une inclinaison faible et un nombre de filets élevé vont augmenter le coût de construction d'une vis. De plus, augmenter le nombre de filets et diminuer l'inclinaison vont d'un côté augmenter le couple mais, en contre partie, cela va augmenter la surface de frottement de l'eau sur la vis. Il est donc nécessaire de trouver un juste milieu entre la diminution de la vitesse de rotation et l'augmentation de la surface de frottement.

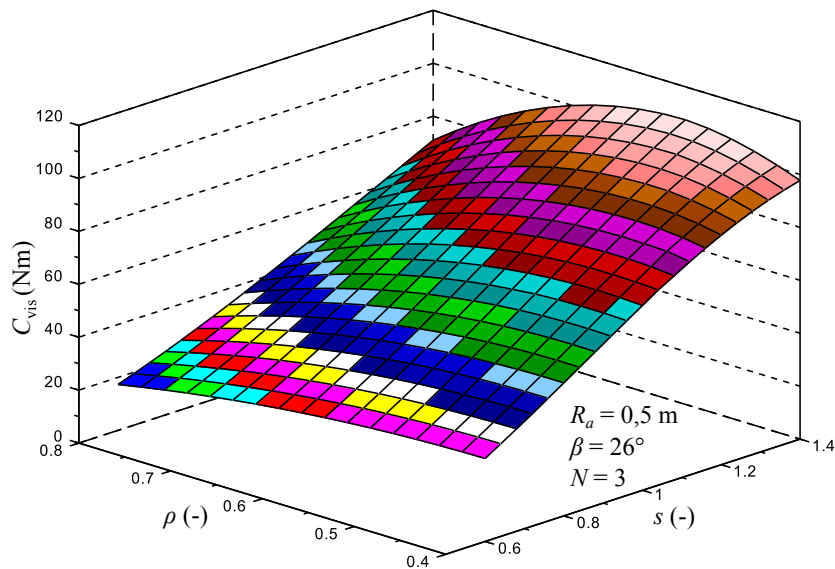


FIGURE 3.9 – Couple axial fourni pour un mètre de chute en fonction du rapport de rayon r et du rapport de pas s - Echelle de couleur arbitraire pour matérialiser les lignes de niveau de couple

La figure 3.9 expose une évolution typique du couple fourni par une pale en fonction du rapport de rayon ρ et du rapport de pas s . Les résultats montrent que le rapport de pas a une forte influence sur le couple. En effet, lorsque ce dernier augmente, la valeur du couple en fait de même. Par contre, pour des pas de vis trop élevés, le couple fourni va à nouveau diminuer. Le rapport de rayon ρ a lui, moins d'influence sur le couple et, la valeur de ρ permettant d'obtenir le couple le plus élevé est à nouveau proche de $\rho = 0,5$.

3.3.3 Optimisation de la géométrie par la méthode du couple

La puissance mécanique fournie par la vis est déterminée par le produit entre la vitesse de rotation d'une vis et le couple axial. Pour une puissance hydraulique disponible donnée, il est nécessaire d'avoir le couple le plus élevé possible avec, à l'inverse, une vitesse de rotation la plus faible possible. En effet, une faible vitesse de rotation limitera les forces de frottements au sein de l'installation, ce qui engendrera un rendement supérieur. Afin de répondre à ces contraintes de dimensionnement, le problème est posé de la façon suivante : pour un nombre de filets N , un rayon extérieur R_a et une inclinaison β fixés, quel est le rayon intérieur R_i et le pas d'une vis S qui permettent d'obtenir le couple par mètre de vis fileté $L_b = 1\text{ m}$ le plus élevé. Le paramètre adimensionné λ défini par l'équation 3.18 est à nouveau utilisé.

L'objectif est donc de déterminer le couple (λ, ρ) qui maximise C_{vis} . A nouveau, les valeurs de C_{vis} sont calculées pour $\rho \in [0, 1]$ et $\lambda \in [0, 1]$. Il apparaît, de même que dans la partie 3.3, qu'il existe une unique valeur maximale de C_{vis} quel que soit le nombre de filets N , l'inclinaison β et le rayon extérieur R_a . C'est encore une fois cette valeur maximale de C_{vis} qui permet de déterminer le couple (λ^*, ρ^*) .

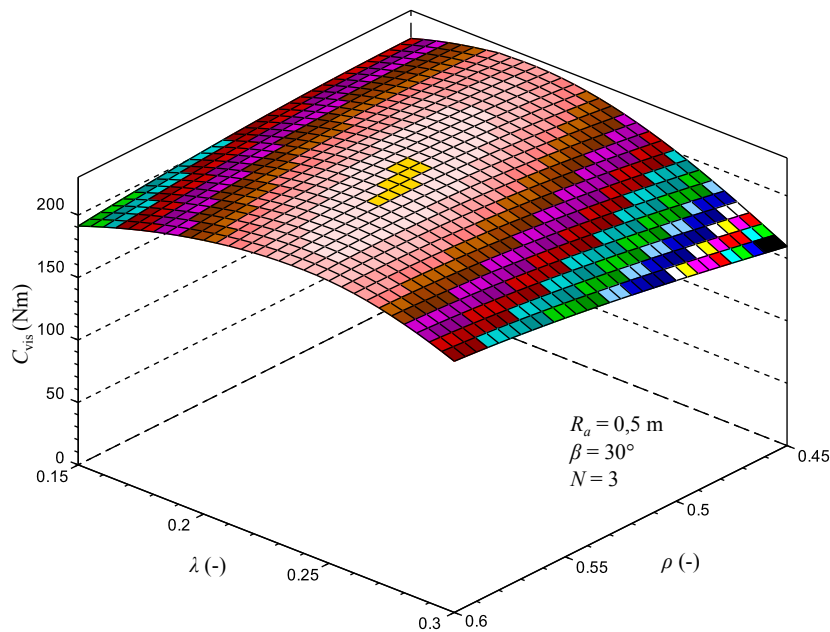


FIGURE 3.10 – Couple axial fourni pour un mètre de vis fileté en fonction du rapport de pas λ et du rapport de rayon ρ

La figure 3.10 montre une partie de l'évolution de couple C_{vis} pour un mètre de vis fileté en fonction du rapport de pas λ et du rapport de rayon ρ . L'extremum, correspondant à la valeur maximale de C_{vis} , est exposé en jaune. Pour cet exemple, les valeurs $\lambda^* = 0,22$ et $\rho^* = 0,53$ sont obtenues. Pour obtenir un résultat plus

précis, un raffinement autour de la valeur maximale du couple est effectué.

TABLE 3.4 – Paramètres géométriques optimaux d’une vis d’Archimède pour différents nombres de pales

Nombre de spires N	Rapport de rayon ρ^*		Rapport de pas λ^*	
	Optimisation Volume Rorres [2000]	Optimisation Couple Dellinger et al. [2014]	Optimisation Volume Rorres [2000]	Optimisation Couple Dellinger et al. [2014]
.				
2	0,5369	0,531	0,1863	0,186
3	0,5357	0,528	0,2217	0,217
4	0,5353	0,531	0,2456	0,246
5	0,5352	0,533	0,2630	0,263

Le tableau 3.4 donne les valeurs de ρ^* et λ^* en fonction du nombre de filets. Les résultats montrent que le rapport de rayon n’évolue que très peu avec le nombre de filets. En effet, il reste toujours proche de $\rho^* = 0,53$. Par contre, le rapport de pas, lui, augmente avec le nombre de filets. La méthode d’optimisation par le volume et celle par le couple donnent des résultats très proches. Cela vérifie en premier lieu la méthode de calcul du couple fourni par la vis. Puis, ces résultats montrent que la géométrie permettant d’obtenir un couple maximal correspond à celle qui donne le volume d’eau évacué en un tour de vis le plus élevé. Enfin, les données obtenues à l’aide des deux méthodes d’optimisation présentées, permettent de donner une première approximation sur la géométrie optimale d’une vis d’Archimède. Pour être plus précis, il serait nécessaire de prendre en compte les différents phénomènes physiques, telles que les forces de frottements ou les pertes par fuite qui interviennent au sein la microcentrale et qui engendrent des pertes de puissances significatives.

3.4 Modélisation de l’efficacité d’une vis d’Archimède

3.4.1 Identification et calcul des différentes pertes de charge

Les différentes pertes de charge au sein d’une micro centrale à vis d’Archimède ont une influence directe sur le rendement hydraulique d’une vis. Ce rendement est une fonction non linéaire de ces différentes pertes. Comme exposé par [Nuernbergk and Rorres \[2012\]](#), les différentes pertes de charge sont dues aux :

- fuites entre l’aube et les pales d’une vis : P_{fuite}
- fuites par sur-remplissage : P_{sur}
- frottements visqueux de l’eau sur les pales d’une vis : P_{pales}
- frottements visqueux de l’eau sur l’âme centrale d’une vis : P_{ame}
- frottements visqueux de l’eau sur l’aube : P_{aube}

avec toutes ces puissances exprimées en W .

Ces pertes ont été calculées par Nuernbergk [2012] pour une vis d'Archimède fonctionnant au point de remplissage optimal. Ainsi, lorsque le débit Q à turbiner varie, la vitesse de rotation d'une vis n varie en conséquence d'après l'équation 2.17 afin de toujours se trouver au point de remplissage optimal. Il en est de même lorsque la vitesse de rotation varie pour un débit fixé. Le rendement hydraulique d'une vis d'Archimède est donné par :

$$\eta = 1 - \frac{\sum P_{perdues}}{P_{hydraulic}} = 1 - \frac{P_{fuite} + P_{sur} + P_{pales} + P_{ame} + P_{auge}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (3.33)$$

avec ici ρ la masse volumique du fluide.

Le débit total à turbiner Q est égal à la somme du débit nominal plus l'ensemble des débits de fuite. Le débit à turbiner est alors égal à :

$$Q = Q_{nom} + Q_{fuite} + Q_{sur} \quad (3.34)$$

avec Q_{nom} le débit nominal défini par l'équation 2.17, Q_{fuite} le débit de fuite entre l'auge et les pales et Q_{sur} le débit de fuite par sur-remplissage.

Il est proposé d'utiliser ici les méthodes de calcul des différentes pertes charge proposées par Nuernbergk [2012] et de les étendre afin de prendre en compte la variation du niveau d'eau dans la vis. Il sera alors possible de déterminer l'évolution du rendement hydraulique d'une vis pour un débit fixé en fonction de la vitesse de rotation, et vice versa.

3.4.1.1 Fuite entre l'auge et les pales d'une vis

Afin de quantifier la fuite entre l'auge et les pales d'une vis, Muysken [1932] a fait l'hypothèse que l'écoulement de fuite entre deux poches d'eau successives dans la vis est similaire à la vidange d'une cuve dans une autre dont le niveau d'eau est plus faible. Le principe de cet écoulement de fuite dans une vis d'Archimède est représenté par le schéma de la figure 3.11. L'écoulement de fuite est donc dû à la différence du niveau d'eau dh entre la poche d'eau supérieure et inférieure. Il y a alors un gradient de pression au niveau de l'écart S_{sp} entre l'auge et la pale. C'est ce gradient de pression qui va être le moteur de l'écoulement dont la vitesse peut être déterminée à l'aide de la formule de Torricelli². L'hypothèse est faite que l'écart s_{sp} est constant le long d'une vis, ce qui n'est pas forcément le cas dans la réalité ; notamment à cause du flambage d'une vis. L'écoulement se faisant sur toute l'extrémité mouillée d'une pale, la vitesse $c_{fuite}(M)$ en tout point M situé à cette extrémité est égale à :

2. La formule de Torricelli peut être aisément démontrée en appliquant le théorème de Bernoulli entre un point situé au niveau de la surface libre d'une poche supérieure et un autre situé au niveau de l'interstice auge-pale.

$$c_{fuite}(M) = \begin{cases} \sqrt{2.g.h_1(\varphi_M).cos(\beta)} & \text{si } y_M > h_2(z_M) \\ \sqrt{2.g.dh} & \text{si } y_M \leq h_2(z_M) \end{cases} \quad (3.35)$$

avec les droites $h_1(z)$ et $h_2(z)$ respectivement données par les équations 3.20 et 3.21 et représentées dans la figure 3.12.

Le débit de fuite élémentaire dQ_{fuite} sur une surface élémentaire dA est alors égal à :

$$dQ_{fuite} = c_{fuite}(M).dA \quad (3.36)$$

La fuite a lieu entre l'extrémité de la pale et l'auge, et la surface élémentaire dA est donnée par Nuernbergk [2012] :

$$dA = s_{sp}.R_a. \left(1 + \frac{S_{sp}}{2.R_a}\right) . \sqrt{1 + \frac{S}{2.\pi.R_a}} . d\varphi \quad (3.37)$$

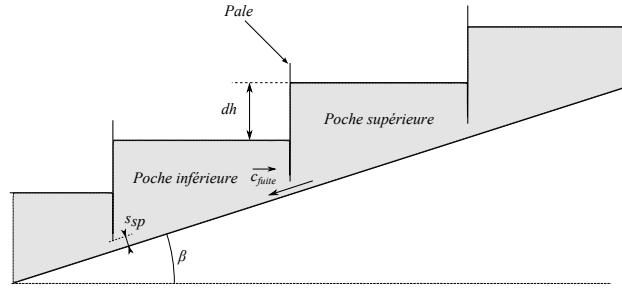


FIGURE 3.11 – Principe de l'écoulement de fuite entre l'auge et une pale dans une vis d'Archimède

Le débit de fuite total est alors déterminé en intégrant le vitesse de fuite le long de l'extrémité mouillée de la pale :

$$\begin{aligned} Q_{fuite} &= \int_{\varphi_1}^{\varphi_4} c_{fuite}(M).dA \\ &= \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{2.g.h_1(\varphi_M).cos(\beta)}.dA + \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} \sqrt{2.g.dh}.dA + \int_{\varphi_3}^{\varphi_4} \sqrt{2.g.h_1(\varphi_M).cos(\beta)}.dA \\ Q_{fuite} &= s_{sp}.R_a. \left(1 + \frac{S_{sp}}{2.R_a}\right) . \sqrt{1 + \frac{S}{2.\pi.R_a}} . \left(\frac{2}{3}.\alpha_1 + \alpha_2 + \frac{2}{3}.\alpha_3\right) . \sqrt{2.g.dh} \end{aligned}$$

avec α_1 , α_2 et α_3 représentées dans la figure 3.12 et $dh = S.sin(\beta)/N$ la différence du niveau d'eau entre deux poches successives. La zone de la pale délimitée par α_1 et α_3 correspondent à la partie qui n'est soumise qu'à la pression de la poche supérieure. La zone délimitée par α_2 correspond à la partie qui est soumise à la pression

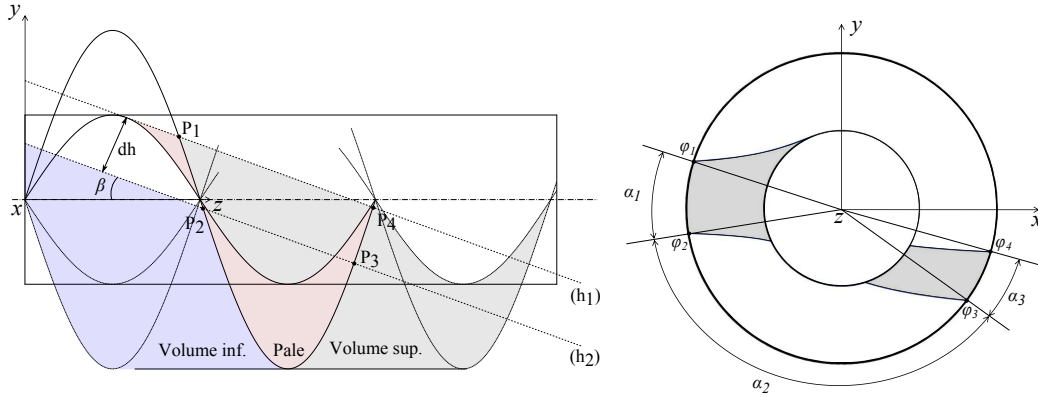


FIGURE 3.12 – Représentation des angles et des points nécessaires au calcul du débit Q_{fuite}

de la poche supérieure et inférieure. Les valeurs de ces angles sont déterminées numériquement.

Afin de prendre en compte la perte de charge singulière due au rétrécissement au niveau de l'écart S_{sp} , il est nécessaire d'introduire un coefficient de perte de charge singulière μ_a . Le débit de fuite est finalement égal à :

$$Q_{fuite} = \mu_a \cdot s_{sp} \cdot R_a \cdot \left(1 + \frac{S_{sp}}{2 \cdot R_a}\right) \cdot \sqrt{1 + \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot R_a}} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot \alpha_1 + \alpha_2 + \frac{2}{3} \cdot \alpha_3\right) \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot dh} \quad (3.38)$$

Afin d'obtenir le débit de fuite le plus élevé possible, il est ici choisi $\mu_a = 1$.

L'hypothèse est faite que le débit de fuite est le même au niveau de chaque pale. Le volume d'eau qui s'échappe d'une poche supérieure par fuite est récupéré par la poche qui lui est inférieure, et ainsi de suite. Le débit n'est donc compté qu'une seule fois pour calculer la puissance perdue. Finalement, cette puissance perdue par fuite entre l'auge et les pales d'une vis est égale à :

$$P_{fuite} = \rho \cdot g \cdot Q_{fuite} \cdot H \quad (3.39)$$

3.4.1.2 Fuite par sur-remplissage d'une vis

La fuite par sur-remplissage apparaît lorsque, pour un débit donné, la vitesse de rotation est trop faible ou, inversement, lorsque le débit est trop élevé pour une vitesse de rotation donnée. Dans ce cas, l'écoulement peut être assimilé à celui d'un déversoir de forme triangulaire. La forme du déversoir et le débit de fuite Q_{sur} sont représentés dans la figure 3.13. A partir d'essais sur un déversoir triangulaire asymétrique en canal, Aigner [2008] propose une équation empirique pour déterminer

le débit passant à travers ce type de déversoir. Le débit Q_{sur} est alors estimé à :

$$Q_{sur} = \frac{4}{15} \cdot \mu_{sur} \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{1}{\tan(\beta)} + \tan(\beta) \right) \cdot h_e^{5/2} \quad (3.40)$$

avec μ_{sur} le coefficient de déversoir et h_e la hauteur de sur-remplissage exposée dans la figure 3.13. Il est ici choisi $\mu_{sur} = 0,537$ afin d'avoir le débit de fuite le plus élevé.

De même que pour la fuite entre l'auge et les pales, le débit de fuite par sur-remplissage n'est compté qu'une seule fois pour calculer la puissance perdue. Cette dernière est alors égale à :

$$P_{sur} = \rho \cdot g \cdot Q_{sur} \cdot H \quad (3.41)$$

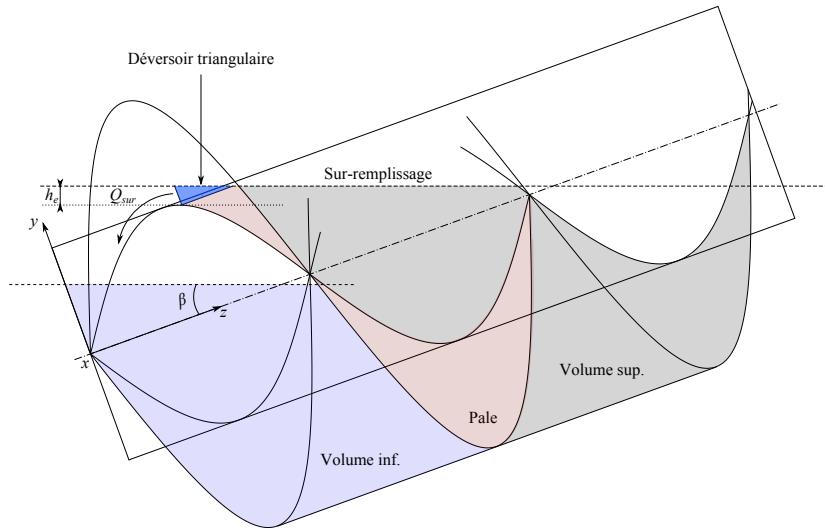


FIGURE 3.13 – Représentation du déversoir triangulaire dû au sur-remplissage d'une vis

3.4.1.3 Frottements visqueux de l'eau sur l'auge

La force de frottement sur l'auge est due à l'écoulement du fluide visqueux sur cette dernière. Cette force s'écrit :

$$F_{auge} = \tau_{auge} \cdot A_{poche} \cdot \frac{L_b \cdot N}{S} \quad (3.42)$$

avec τ_{auge} la contrainte de cisaillement et A_{poche} la surface mouillée de l'auge entre deux pales successives.

En faisant l'hypothèse que l'écoulement dans l'auge est un écoulement à surface libre à l'intérieur d'un canal circulaire, la contrainte de cisaillement τ_{auge} peut-être modélisée par la loi de Darcy-Weisbach :

$$\tau_{auge} = \frac{\lambda_{auge}}{8} \cdot \rho \cdot c_{ax}^2 \quad (3.43)$$

avec λ_{auge} coefficient de frottement et $c_{ax} = S.n/60$ la vitesse axiale de l'écoulement dans l'auge.

Le travail fourni par la force de frottement F_{auge} le long de l'auge est donné par³

$$W_{auge} = F_{auge}.L_b \quad (3.44)$$

avec L_b la longueur filetée d'une vis. Cette force peut aussi s'exprimer en fonction de la perte de charge due aux frottements visqueux h_f :

$$W_{auge} = F_{auge}.L_b = \rho.g.V_B.\frac{L_b.N}{S}.h_f \quad (3.45)$$

avec $V_{vis} = L_b.N.V_B/S$ le volume d'eau emprisonné dans la vis.

La perte d'énergie h_f est déterminée à partir des équations 3.42, 3.43 et 3.45 :

$$h_f = \frac{\lambda_{auge}.A_{poche}.L_b.c_{ax}^2}{8.g.V_B} \quad (3.46)$$

Pour déterminer h_f , il est nécessaire de connaître le coefficient de frottement λ_{auge} . L'équation de Manning exprimant la vitesse d'un écoulement permanent uniforme à surface libre est alors utilisée :

$$c_{ax} = k.r_{hyd}^{2/3}.I^{1/2} \quad (3.47)$$

avec k le coefficient de Strickler.

La pente d'énergie est donnée par :

$$I = \frac{h_f}{L_b} \quad (3.48)$$

Le rayon hydraulique r_{hyd} est donné par :

$$r_{hyd} = \frac{A_{poche}}{P} \quad (3.49)$$

avec $A_{poche} = V_B.N/S$ la surface mouillée et $P = A_{poche}.N/S$ le périmètre mouillé. Ce qui donne pour le rayon hydraulique :

$$r_{hyd} = \frac{V_B}{A_{poche}} \quad (3.50)$$

A l'aide des équations 3.46 à 3.50, le coefficient de frottement de l'eau sur l'auge peut s'écrire :

$$\lambda_{auge} = \frac{8.g}{k^2.\left(\frac{V_B}{A_{poche}}\right)^{1/3}} \quad (3.51)$$

Finalement, la perte de puissance due aux frottements visqueux de l'eau sur l'auge est égale à :

$$P_{auge} = \rho.g.Q.h_f = \rho.g.Q.\frac{L_b.c_{ax}^2}{k^2}.\left(\frac{A_{poche}}{V_B}\right)^{4/3} \quad (3.52)$$

Le coefficient de Strickler k dépend de la surface du canal. Dans le cas des micro centrales à vis d'Archimède, l'auge est généralement en béton très lisse ou en acier. Le coefficient choisi est alors $k = 100$.

3. Le travail d'une force peut être donné par le produit entre la force et la longueur de travail.

3.4.1.4 Frottements visqueux de l'eau sur l'âme centrale d'une vis

Les frottements de l'eau sur l'âme centrale d'une vis vont engendrer une force de frottement à cause d'une viscosité du fluide. Cette force s'exerçant sur l'ensemble de la surface mouillée de l'âme va alors engendrer un couple résistant au niveau de l'axe d'une vis. A nouveau, cette force est déterminée par le produit entre la surface mouillée de l'âme et la contrainte de cisaillement de l'eau sur la vis τ_{ame} :

$$F_{ame} = \tau_{ame} \cdot A_{ame} \cdot \frac{L_b \cdot N}{S} \quad (3.53)$$

La surface mouillée A_{ame} correspond à la surface mouillée de l'âme d'une vis entre deux pales successives. Elle est déterminée numériquement.

En considérant à nouveau un écoulement à surface libre sur une surface lisse, le coefficient de frottement τ_{ame} est déterminé à partir de la loi de Darcy-Weisbach :

$$\tau_{ame} = \frac{\lambda_{vis}}{8} \cdot \rho \cdot c_{f/ame}^2 \quad (3.54)$$

avec λ_{vis} le coefficient de frottement de l'eau sur la vis et $c_{f/ame} = 2 \cdot \pi \cdot R_i \cdot n / 60$ la vitesse du fluide par rapport à l'âme d'une vis. Le coefficient λ_{vis} est déterminé expérimentalement. Le couple frein engendré par les frottements de l'eau sur l'âme centrale d'une vis est alors égal à :

$$C_{ame} = F_{ame} \cdot R_i \quad (3.55)$$

Finalement, la puissance perdue à cause des frottements visqueux de l'eau sur l'âme est égale à :

$$P_{ame} = C_{ame} \cdot \omega \quad (3.56)$$

avec $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n / 60$ la vitesse de rotation d'une vis en $rad \cdot s^{-1}$.

3.4.1.5 Frottements visqueux de l'eau sur les pales d'une vis

L'écoulement de l'eau sur une pale d'une vis va engendrer des forces de frottement dues à la viscosité du fluide. Ces forces s'exercent sur la surface d'une pale qui est mouillée à la fois par la poche d'eau supérieure et par celle qui lui est inférieure. Ces forces vont à nouveau engendrer un couple résistant sur l'axe d'une vis et donc une perte de puissance. La force de frottement élémentaire dF_{pale} est donnée par :

$$dF_{f,pale(r)} = \tau_{pale}(r) \cdot dA \quad (3.57)$$

avec $\tau_{pale}(r)$ la contrainte de cisaillement de l'eau sur les pales d'une vis et $dA = db \cdot dr$ la surface élémentaire.

La loi de Darcy-Weisbach est à nouveau utilisée pour déterminer la contrainte de cisaillement :

$$\tau_{pale}(r) = \frac{\lambda_{vis}}{8} \cdot \rho \cdot c_{f/pale}(r)^2 \quad (3.58)$$

avec $c_{f/pale}(r) = r \cdot 2 \cdot \pi \cdot n / 60$ la vitesse du fluide par rapport à une pale d'une vis. Le coefficient de frottement de l'eau sur la vis λ_{vis} est bien le même que celui utilisé précédemment pour déterminer les frottements de l'eau sur l'âme d'une vis.

Le couple élémentaire en projection sur l'axe d'une vis qui est dû à la force élémentaire de frottement sur la pale est égal à :

$$dC_{pale}(r) = dF_{pale}(r) \cdot r \cdot \cos \alpha_r \quad (3.59)$$

avec α_r défini dans la partie 3.3.1. Une pale d'une vis d'Archimède est soumise à la pression d'une poche d'eau supérieure et inférieure. Ainsi, la partie basse de la surface mouillée d'une pale est soumise à la pression provenant des deux poches alors que la partie haute est uniquement soumise à la pression de la poche supérieure (cf. figure 3.7). Il est donc nécessaire, lors du calcul du couple élémentaire, de déterminer si la surface élémentaire se trouve dans la zone soumise à la pression d'une seule poche d'eau ou des deux. Le couple dC_{pale} est alors donné par :

$$dC_{f,pale}(M) = \begin{cases} dF_{f,pale}(r_M) \cdot r_M \cdot \cos \alpha_r & \text{si } y_M > h_2(z_M) \\ 2 \cdot dF_{f,pale}(r_M) \cdot r_M \cdot \cos \alpha_r & \text{si } y_M \leq h_2(z_M) \end{cases} \quad (3.60)$$

avec la droite $h_2(z_M)$ représentée dans la figure 3.7 et donnée par l'équation 3.21.

Afin d'obtenir le couple de frottement d'une pale, le couple élémentaire $dC_{f,pale}(M)$ est intégré sur l'ensemble de la surface mouillée de la pale. En utilisant la méthode d'intégration exposée dans la partie 3.3.1, le couple $C_{f,pale}$ dû aux frottements visqueux de l'eau sur une pale est égal à :

$$C_{f,pale} = \int_{R_i}^{R_a} \left(\int_{\varphi_a(r)}^{\varphi_e(r)} r^2 \cdot \cos(\alpha_r) \cdot dC_{f,pale} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{S}{2 \cdot \pi \cdot r} \right)^2} d\varphi \right) dr \quad (3.61)$$

Cette intégration est réalisée numériquement.

Le couple dû aux frottements visqueux de l'eau sur l'ensemble des pales d'une vis est alors donné par :

$$C_{f,vis} = \frac{L_b \cdot N}{S} \cdot C_{f,pale} \quad (3.62)$$

Finalement, la puissance perdue par frottement visqueux de l'eau sur les pales d'une vis est égal à :

$$P_{pale} = C_{f,vis} \cdot \omega \quad (3.63)$$

3.5 Validation des modèles théoriques

3.5.1 Dispositif expérimental

Afin d'étudier expérimentalement les performances d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine, un premier dispositif expérimental constitué d'une vis d'Archimède de taille réduite a été installé au laboratoire de mécanique des fluides

de l'INSA de Strasbourg. Ce dispositif permet de tester les performances de ce type de turbine pour différents paramètres géométriques et conditions d'écoulement. Les figures 3.14, 3.15 et 3.16 montrent des photos du dispositif expérimental. Les résultats expérimentaux sont, par la suite, comparés à ceux obtenus théoriquement à l'aide des différents modèles exposés précédemment.

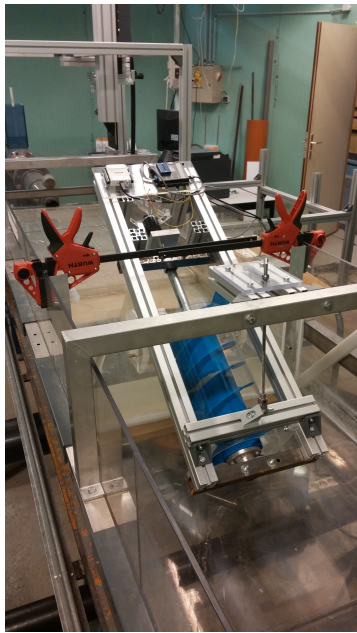


FIGURE 3.14 – Photo de l'ensemble du dispositif expérimental

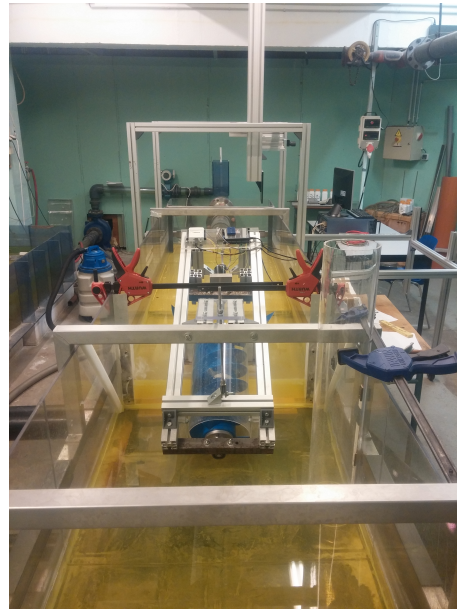


FIGURE 3.15 – Photo de l'ensemble du dispositif expérimental

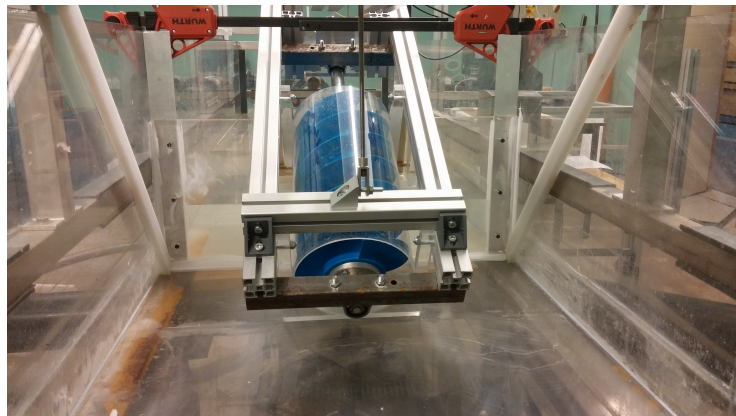


FIGURE 3.16 – Photo de la sortie du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental permet de modifier le débit à turbiner Q , l'inclinaison d'une vis β , la vitesse de rotation d'une vis n et le niveau d'eau en aval d'une vis

h_{out} . L'ensemble des paramètres géométriques et hydrauliques sont représentés dans le tableau 3.5 et dans la figure 3.17. Le dispositif est installé dans un canal ouvert, rectangulaire, de largeur $0,75\text{ m}$ et de longueur de 5 m . L'arrivée et la sortie d'eau sont de forme circulaire avec pour chacune d'entre elles un diamètre de $0,15\text{ m}$. La vis d'Archimède et l'ensemble du dispositif expérimental a été conçu à l'aide du logiciel de conception assisté par ordinateur *Créo*. La vis a ensuite été imprimée en ABS à l'aide d'une imprimante 3D. La turbine est supportée à ses extrémités par deux roulements à billes étanches. La vis est directement accouplée à un moteur à courant continu RE050G *Maxon* (48 V , 418 W) à l'aide d'un accouplement à soufflet métallique. La vitesse de rotation d'une vis est imposée et contrôlée en utilisant le moteur comme frein. De plus, ce dernier est utilisé comme instrument de mesure.

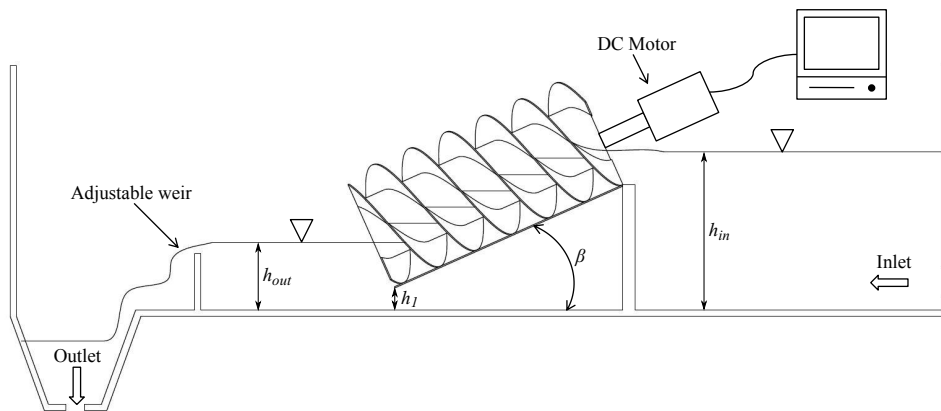


FIGURE 3.17 – Schema du dispositif expérimental

TABLE 3.5 – Paramètres géométriques et hydrauliques du dispositif expérimental

Paramètre	Unité	Description	Valeurs
R_a	$[m]$	Rayon extérieur	0,096
R_i	$[m]$	Rayon intérieur	0,052
S	$[m]$	Pas de vis	0,192
L_b	$[m]$	Longueur filetée	0,4
N	$[-]$	Nombre de pale	3
β	$[^\circ]$	Inclinaison d'une vis	18 ... 32
s_{sp}	$[m]$	Ecart entre l'auge et les pales	0,0007
Q	$[m^3.s^{-1}]$	Débit	0,001 ... 0,004
h_{in}	$[m]$	Niveau d'eau amont	0,26 ... 0,35
h_{out}	$[m]$	Niveau d'eau aval	0 ... 0,25
n	$[tr.min^{-1}]$	Vitesse de rotation d'une vis	60 ... 180

En effet, la vitesse de rotation d'une vis n est proportionnelle à la tension U mesurée

aux bornes du moteur. Cette vitesse de rotation est donc égale à :

$$n = k_{vitesse} \cdot U \quad (3.64)$$

avec $k_{vitesse}$ la constante de vitesse du moteur. Le couple fourni par le moteur C_{moteur} est lui, proportionnel à l'intensité I mesurée aux bornes du moteur :

$$C_{moteur} = k_{couple} \cdot I \quad (3.65)$$

avec k_{couple} la constante de couple du moteur. Il est important de noter que les valeurs des constantes $k_{vitesse}$ et k_{couple} sont indépendantes du rendement du moteur sur la gamme de vitesse de rotation utilisée. Les valeurs de $k_{vitesse}$ et k_{couple} utilisées, sont celles fournies par le fabricant.

Pour déterminer la valeur de l'écart s_{sp} entre l'auge et les pales d'une vis, les valeurs de cet écart ont été mesurées aux deux extrémités d'une vis à l'aide de cales étalons. Ces mesures ont été réalisées pour différentes positions radiales d'une vis. Au final, une valeur moyenne de $s_{sp} = 0,0007 m$ a été déterminée.

L'eau est pompée vers l'entrée du dispositif expérimental (Inlet) à l'aide d'une pompe centrifuge (cf. figure 3.17). Le fluide s'écoule ensuite à travers la vis et l'entraîne en rotation grâce à la pression exercée sur ses pales. Finalement, l'eau s'échappe par une sortie (Outlet) située en aval d'un seuil ajustable en hauteur (cf. figure 3.17). Ce seuil permet de contrôler le niveau d'eau h_{out} en aval d'une vis. Le débit total Q est mesuré à l'aide d'un débitmètre magnétique PROMAG 30F *Endress Hauser*. La précision de cet instrument de mesure est donnée à $\pm 0,5\%$. La mesure des niveaux amont et aval se fait à l'aide d'une règle graduée. Pour chaque point de mesure correspondant à des conditions d'écoulement (Q , h_{in} et h_{out}) et une vitesse de rotation n données, 1500 valeurs instantanées de vitesse de rotation n et de couple C_{moteur} sont enregistrées en 15 s. Ces mesures donnent alors une valeur moyenne de la vitesse de rotation et du couple fourni par le moteur. Ce sont ces valeurs moyennes qui sont par la suite utilisées pour caractériser les performances d'une vis d'Archimède. Les mesures sont enregistrées et analysées à l'aide du logiciel *Labview 2013* et d'une carte d'acquisition NI USB 6008.

La puissance fournie par la vis est ensuite déterminée par le produit entre le couple qu'elle fournit et sa vitesse de rotation :

$$P_{vis} = C_{vis} \cdot \omega \quad (3.66)$$

avec P_{vis} la puissance fournie par la vis et C_{vis} le couple fourni par la vis. Ce dernier est égal à :

$$C_{vis} = C_{moteur} + C_{frottements} \quad (3.67)$$

avec C_{moteur} le couple nécessaire au freinage de la vis et fourni par le moteur et $C_{frottement}$ le couple induit par les frottements aux niveaux des deux paliers. Sachant que ce couple de frottement n'est pas négligeable, il est nécessaire de le caractériser pour obtenir le couple réel fourni par la vis. Le couple de frottement $C_{frottement}$ a

été estimé expérimentalement en entraînant la vis à vide pour différentes vitesses de rotation. Il est apparu que ce couple augmente linéairement avec la vitesse de rotation :

$$C_{frottement}(n) = 0,000171.n + 0,046065 \quad (3.68)$$

Pour éviter que cette équation évolue significativement avec le remplissage d'une vis, les roulements ont été préchargés.

Le rendement d'une vis est alors déterminé par :

$$\eta = \frac{P_{screw}}{P_{hyd}} = \frac{C_{screw} \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (3.69)$$

avec P_{hyd} la puissance hydraulique fournie par le fluide en mouvement.

3.5.2 Résultats et discussions

3.5.2.1 Impact du niveau aval sur les performances d'une vis

D'après Lyons and Lubitz [2013], le niveau d'eau h_{out} en aval d'une vis (cf. figure 3.17) a une forte influence sur le rendement η d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine. Dans cette étude, des essais expérimentaux sont réalisés afin de déterminer le niveau h_{out} optimal, qui permet donc d'obtenir un rendement maximal, pour différentes inclinaisons β de vis. Ces résultats peuvent être très utiles pour le dimensionnement, selon les contraintes du site d'implantation, d'une vis d'Archimède utilisée dans les micro centrales. Les performances d'une vis sont donc déterminées pour différents niveaux en aval d'une vis avec une vitesse de rotation et un débit fixés. Cette hauteur d'eau est ajustée à l'aide du seuil à hauteur variable (cf. figure 3.17).

Pour pouvoir comparer les résultats, l'immersion I d'une vis est définie par :

$$I = \frac{h_{out} - h_1}{2 \cdot R_a \cdot \cos(\beta)} \quad (3.70)$$

avec h_1 la hauteur représentée dans la figure 3.17. Ainsi, pour $I = 0$, le niveau d'eau atteint l'extrémité basse d'une vis. À l'inverse, pour $I = 1$, l'extrémité d'une vis est complètement immergée. Différents niveaux d'immersion I sont représentés dans la figure 3.18.

D'après Nuernbergk [2012], le niveau d'eau aval optimal $h_{out,opti}$ est donné par :

$$h_{out,opti} = (R_a + R_i) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\tan(\beta) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot R_i^2} \right)^2} \cdot \cos(\beta) - \frac{S}{N} \cdot \sin(\beta) + h_1 \quad (3.71)$$

L'immersion correspondant à ce niveau d'eau optimal est appelée I_{opti} . Pour tous les essais expérimentaux qui vont suivre, la vitesse de rotation d'une vis est fixée à $n = 80 \text{ tr.min}^{-1}$ et le débit à $Q = 3 \text{ l.s}^{-1}$.

Les figures 3.19, 3.20 et 3.21 exposent l'évolution du rendement η et du couple C_{vis} en fonction de l'immersion I d'une vis pour des inclinaisons de vis β qui sont

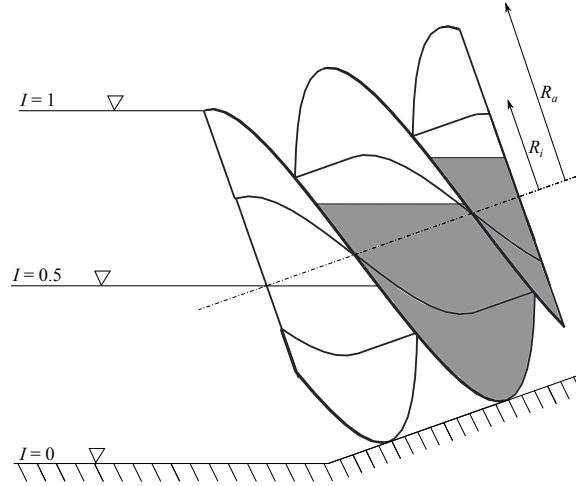


FIGURE 3.18 – Représentation du niveau d'eau aval pour différentes immersions de vis

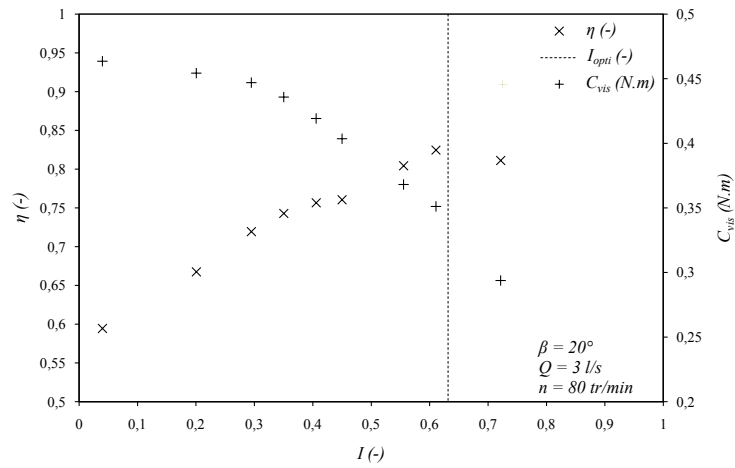


FIGURE 3.19 – Rendement η et couple C_{vis} expérimentaux en fonction du niveau d'immersion d'une vis I avec l'immersion optimale théorique I_{opti} pour $\beta = 20^\circ$, $n = 80 \text{ tr.min}^{-1}$ et $Q = 3 \text{ l.s}^{-1}$

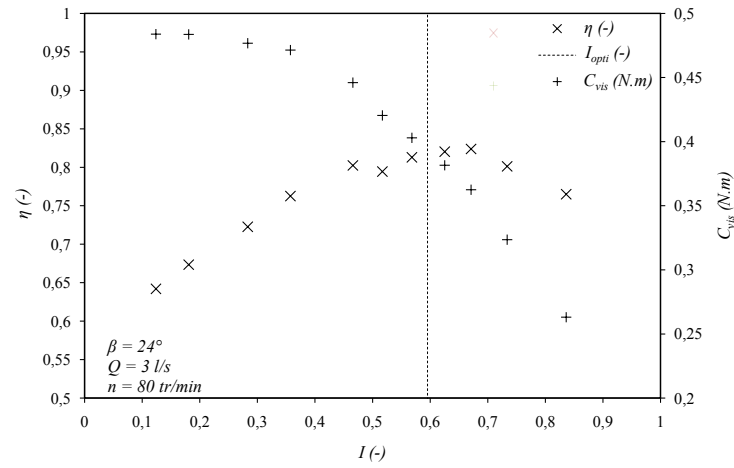


FIGURE 3.20 – Rendement η et couple C_{vis} expérimentaux en fonction du niveau d'immersion d'une vis I avec l'immersion optimale théorique I_{opti} pour $\beta = 24^\circ$, $n = 80 \text{ tr.min}^{-1}$ et $Q = 3 \text{ l.s}^{-1}$

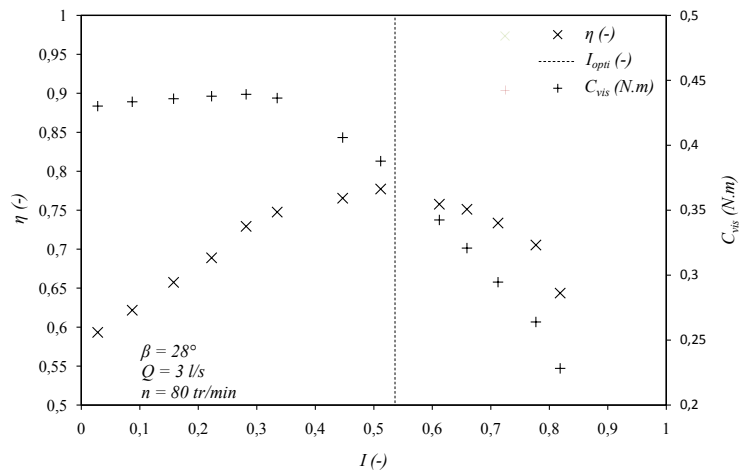


FIGURE 3.21 – Rendement η et couple C_{vis} expérimentaux en fonction du niveau d'immersion d'une vis I avec l'immersion optimale théorique I_{opti} pour $\beta = 28^\circ$, $n = 80 \text{ tr.min}^{-1}$ et $Q = 3 \text{ l.s}^{-1}$

respectivement de 20° , 24° et 28° . Ces figures montrent aussi, pour chaque inclinaison, l'immersion optimale théorique (droite verticale en pointillée). Les résultats montrent que, quelle que soit l'inclinaison d'une vis, le couple fourni par la vis diminue lorsque son immersion augmente. Cela peut être expliqué par le fait que l'eau en sortie de vis exerce une pression sur la dernière pale d'une vis. Ainsi, cette pression qui freine la vis, augmente avec l'augmentation du niveau d'eau aval. En conséquence, cela entraîne une diminution du couple fourni par la vis. Ces résultats montrent aussi que pour β , n et Q donnés, le rendement η augmente avec l'augmentation de I jusqu'à atteindre une valeur maximale. Une fois que cette valeur est atteinte, le rendement diminue tandis que l'immersion continue à augmenter. Cela montre qu'il existe une unique valeur optimale de I tel que le rendement est maximal. De plus, une mauvaise immersion d'une vis peut dans ce cas ci, entraîner jusqu'à 20% de perte de rendement. Cette sensibilité à l'immersion peut être augmentée du fait que la vis est de petite taille. Cependant, cette grande influence de l'immersion d'une vis sur ses performances est en accord avec les résultats obtenus par Lyons and Lubitz [2013]. Pour obtenir les meilleures performances, il est donc nécessaire que la vis soit proche du niveau d'immersion optimal.

La ligne de niveau d'eau aval optimale correspond au niveau d'eau présent dans la dernière poche moins la différence de niveau $dh = S \cdot \sin(\beta) / N$ entre deux poches successives. En effet, quand le niveau d'eau aval est au-dessus de cette ligne, le fluide peut à nouveau rentrer dans la dernière poche d'eau et cela va alors freiner puis diminuer les performances de la vis. Par ailleurs, quand le niveau aval se trouve x mètres en-dessous du niveau optimal par exemple, le couple fourni par la vis augmente car il y a une diminution de la pression exercée par l'eau présente en aval sur la dernière pale de la vis. De plus, la puissance hydraulique fournie par le fluide augmente aussi de $\rho \cdot g \cdot Q \cdot x$. Malheureusement, le gain en puissance hydraulique est supérieur à celui en puissance mécanique ($C_{vis} \cdot \omega$). Comme le rendement est défini par le rapport de la puissance mécanique sur la puissance hydraulique, le rendement va finalement diminuer.

TABLE 3.6 – Immersions optimales I_{opti} théoriques et expérimentales pour différentes inclinaisons β de vis

Inclinaison ($^\circ$)	Immersion optimal - I_{opt}	
	Théorique	Expérimentale
20	0.632	0.67
24	0.596	0.64
28	0.536	0.57

Le tableau 3.6 expose les valeurs d'immersion optimales de vis déterminées théoriquement et expérimentalement pour différentes inclinaisons de vis. Les résultats montrent que les valeurs expérimentales sont pour les trois inclinaisons légèrement

supérieures à la théorie. De plus, les valeurs de I_{opti} théoriques et expérimentales diminuent avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison. Cela peut être expliqué en regardant l'évolution de $h_{out,opti}$ en fonction de β (cf. 3.71). Finalement, l'équation 3.71 donne une bonne estimation du niveau aval optimal.

Il a aussi été remarqué, lors de ces expérimentations, que le niveau d'eau aval a une influence sur l'émission sonore d'une vis. Il a ainsi été noté qualitativement que ces émissions sonores étaient plus élevées pour des faibles immersions de vis quelque soit l'inclinaison.

Enfin, tous les résultats expérimentaux qui seront présentés par la suite ont été réalisés avec la vis fonctionnant au niveau d'immersion optimal.

3.5.2.2 Confrontation des résultats théoriques et expérimentaux

Pour évaluer les modèles théoriques qui ont été développés précédemment sur la détermination du couple et du rendement d'une vis, les résultats théoriques sont confrontés aux mesures expérimentales. Deux séries de mesures du couple et du rendement expérimental sont alors réalisées. Une première est réalisée pour un débit Q variable mais à une vitesse de rotation n fixée. A l'inverse, la seconde est réalisée à débit fixe mais à vitesse de rotation variable. Pour chaque série, les performances d'une vis sont déterminées pour trois inclinaisons différentes. Les paramètres géométriques et hydrauliques utilisés pour ces expérimentations sont exposés dans le tableau 3.7.

TABLE 3.7 – Paramètres géométriques et hydrauliques pour les expérimentations à débit variable et à vitesse de rotation variable

β (°)	Vitesse variable				Débit variable	
	Q (ls ⁻¹)	I	n_{nom} (min ⁻¹)	n (min ⁻¹)	I	Q_{nom} (ls ⁻¹)
20	3	0.64	84.2	90	0.60...0.65	3.2
24	3	0.60	90.6	90	0.57...0.61	2.98
28	3	0.54	98.7	90	0.5...0.55	2.73

Les résultats obtenus à partir du modèle théorique sont fortement dépendants de la hauteur de chute totale H . Connaissant la hauteur du seuil en aval d'une vis et le débit Q , il est possible de déterminer théoriquement l'évolution du niveau d'eau aval h_{out} . Par contre, il est bien plus difficile de déterminer le niveau d'eau h_{in} en amont d'une vis. Bien que Nuernbergk and Rorres [2012] ont développé un modèle analytique permettant de prédire le niveau d'eau en entrée de vis, les résultats obtenus avec ce modèle ne corroboraient pas nos mesures. Il est possible que cela soit dû à la petite échelle d'une vis d'Archimède dans ce dispositif expérimental. Pour contourner cette difficulté, les valeurs de H mesurées expérimentalement sont utilisées dans le modèle de rendement.

Pour déterminer le couple théorique fourni par la vis C_{vis} , les couples freins dus aux frottements visqueux sont soustraits au couple théorique $C_{th,vis}$ obtenu à partir de l'équation 3.31. Le couple C_{vis} est alors donné par :

$$C_{vis} = C_{th,vis} - C_{f,vis} - C_{ame} \quad (3.72)$$

Les valeurs des couples $C_{f,vis}$ et C_{ame} proviennent respectivement des équations 3.62 et 3.55. La valeur du coefficient de frottement λ_{vis} est ajusté jusqu'à ce que les valeurs théoriques et expérimentales du rendement correspondent. Pour chaque inclinaison β , débit fixé Q et vitesse de rotation fixé n , il a été trouvé un coefficient de frottement λ_{vis} proche de 0,084. En se basant sur les résultats expérimentaux obtenus par Brada [1999], Nuernbergk [2012] a lui, trouvé une valeur du coefficient λ_{vis} proche de 0,035. La différence entre ces deux valeurs peut s'expliquer par le fait que la vis a ici été imprimée par une imprimante 3D et présente alors une rugosité élevée au niveau de sa surface. De plus, le diamètre d'une vis d'Archimède utilisée dans les expérimentations de Brada [1999] est cinq fois plus grand que celui d'une vis utilisée ici et la nature des écoulements est potentiellement différente.

Les valeurs de rendement et de couple théoriques présentées par la suite proviennent respectivement des équations 3.33 et 3.72.

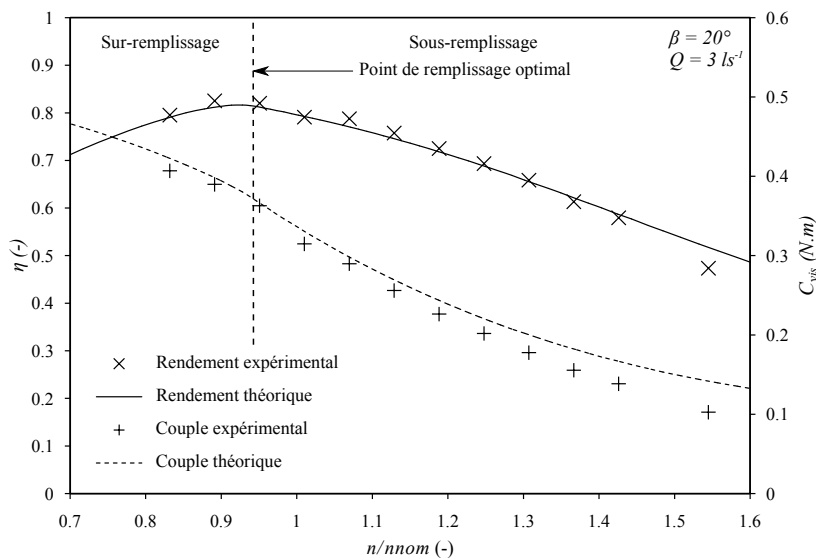


FIGURE 3.22 – Rendement η et couple C_{vis} expérimentaux et théoriques en fonction de la vitesse de rotation pour $\beta = 20^\circ$ et $Q = 3 \text{ l.s}^{-1}$

Les figures 3.22, 3.23 et 3.24 exposent l'évolution des rendements et des couples théoriques et expérimentales en fonction de la vitesse de rotation pour des inclinaisons β qui sont respectivement de 20° , 24° et 28° . Les résultats montrent que pour les trois inclinaisons, le rendement expérimental augmente avec la vitesse de rotation

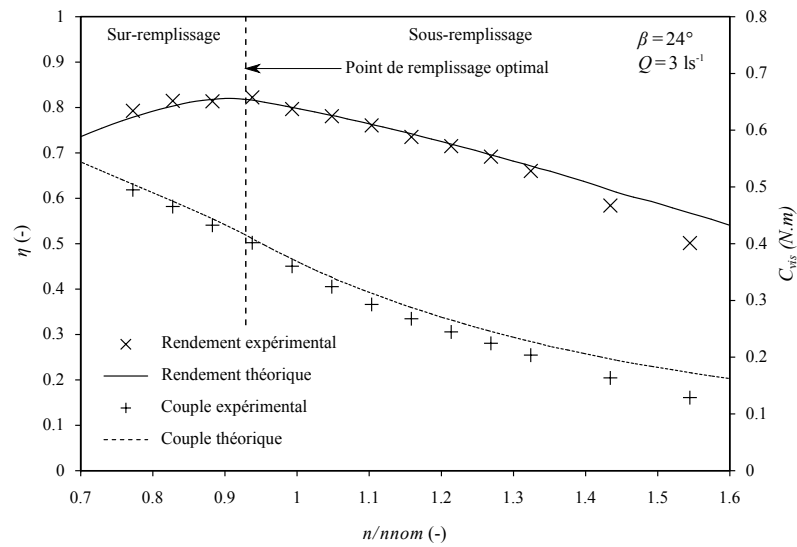


FIGURE 3.23 – Rendement η et couple C_{vis} expérimentaux et théoriques en fonction de la vitesse de rotation pour $\beta = 24^\circ$ et $Q = 3 \text{ l.s}^{-1}$

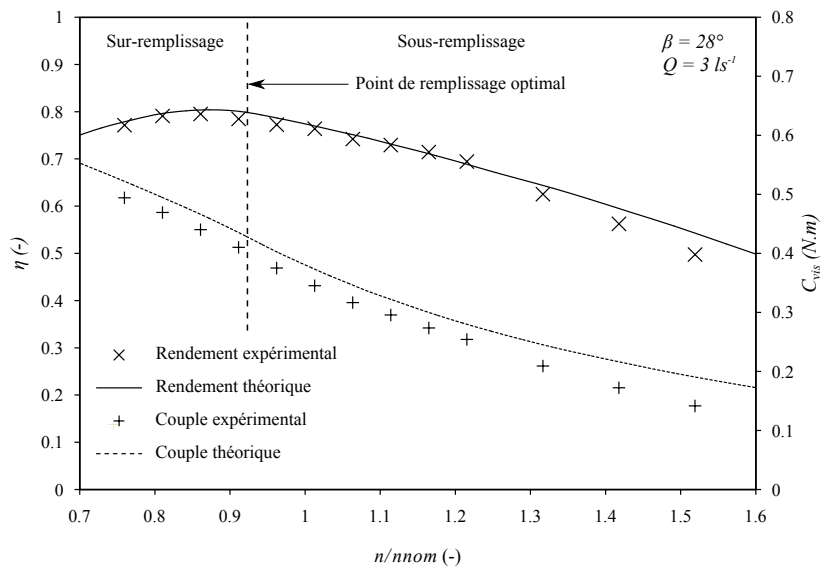


FIGURE 3.24 – Rendement η et couple C_{vis} expérimentaux et théoriques en fonction de la vitesse de rotation pour $\beta = 28^\circ$ et $Q = 3 \text{ l.s}^{-1}$

jusqu'à atteindre une valeur maximale. Pour des vitesses de rotation plus élevées, le rendement diminue à nouveau. Il n'y a donc qu'une seule valeur maximale du rendement qui est à chaque fois proche de $n/n_{nom} = 0,95$. Le rendement maximal est légèrement supérieur à $\eta = 80\%$, ce qui est en accord avec les résultats trouvés dans la littérature (80% dans [Lubitz et al., 2014], 80% dans [Brada, 1999] et 90% dans [Lashofer et al., 2013]). Il a été remarqué que le rendement maximal, quel que soit l'inclinaison d'une vis, est obtenu pour un léger sur-remplissage. La dégradation des performances pour les faibles vitesses de rotation est principalement due au débit de fuite par sur-remplissage Q_{sur} . A l'inverse, pour des vitesses plus élevées, la vis est en sous-remplissage et les pertes par fuite entre l'auge et les pales Q_{fuite} ainsi que les pertes par frottements visqueux sont prédominantes.

Ces figures montrent aussi que le couple C_{vis} diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Cela est dû au fait que le remplissage d'une vis diminue quand la vitesse n augmente à débit Q constant. La pression exercée par le fluide sur les pales d'une vis diminue et il en est alors de même pour le couple. De plus, quand la vitesse de rotation augmente, les frottements visqueux sur la vis en font de même : il y a une augmentation de la valeur de $C_{f,vis}$ et de C_{ame} .

Pour les faibles vitesses de rotation (environ $n/n_{nom} \leq 1,3$), les résultats théoriques et expérimentaux du couple et du rendement d'une vis concordent bien. Il est particulièrement intéressant de voir que le modèle théorique donne la même valeur optimale de n/n_{nom} qui permet d'avoir le rendement maximal. Cela montre l'importance de prendre en compte les forces de frottements dans le modèle théorique et explique en partie pourquoi Lubitz et al. [2014] ont obtenu des rendements théoriques bien plus élevés que ceux déterminés expérimentalement. Le couple théorique est légèrement supérieur au couple expérimental avec le coefficient de frottement λ_{vis} déterminé précédemment. Cette différence peut être expliquée par le fait que le terme $L_b.N/S$ dans l'équation 3.31 peut entraîner une sur-estimation du couple C_{vis} . Quand la vitesse de rotation est supérieure à $n/n_{nom} = 1,3$, le rendement expérimental diminue plus rapidement que le rendement théorique et cela, quelle que soit l'inclinaison d'une vis. Ce phénomène apparaît donc à chaque fois pour le même point de remplissage. Il est alors supposé, qu'à partir de ce point de remplissage, la fuite entre l'auge et les pales Q_{fuite} est sous-estimée. En effet, des mesures du débit de fuite Q_{fuite} ont été réalisées pour une vis à l'arrêt et se trouvant une première fois au point de remplissage optimal puis à 60% du remplissage optimal. Les résultats obtenus ont montré une bonne concordance avec le débit de fuite théorique au point de remplissage optimal. Par contre, lorsque la vis est remplie à 60%, le débit de fuite expérimental diminue de 15% alors que le modèle théorique donne une diminution de 25%. Ainsi, pour des faibles remplissages de vis, le modèle théorique sous-estime le débit de fuite Q_{fuite} . Cela peut expliquer en partie pourquoi le rendement théorique est plus élevé que l'expérimental pour des vitesses de rotation plus élevées.

La figure 3.25 montre l'évolution du rapport des différentes pertes sur la puissance hydraulique disponible (P/P_{hyd}) en fonction de la vitesse de rotation d'une vis. En premier lieu, les résultats montrent que les pertes par frottements visqueux

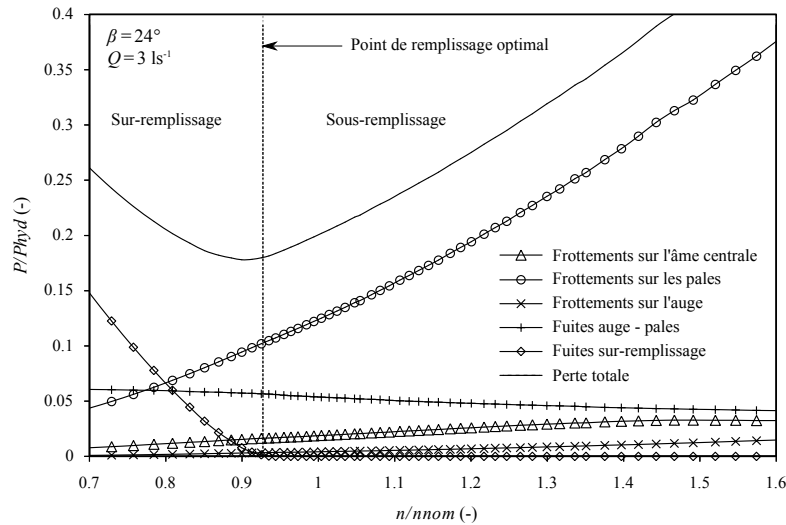


FIGURE 3.25 – Evolution des différentes pertes déterminées par le modèle théorique en fonction de la vitesse de rotation d'une vis pour $\beta = 24^\circ$ et $Q = 3 \text{ l.s}^{-1}$

augmentent rapidement avec la vitesse de rotation, notamment pour les frottements sur les pales d'une vis qui excèdent les 30 % pour des vitesses élevées. Pour la perte due à la fuite entre l'auge et les pales, le rapport diminue lentement avec l'augmentation de la vitesse et reste toujours proche des 5%. La perte de puissance qui est due au débit de fuite par sur-remplissage augmente rapidement dès lors que la vis se trouve en sur-remplissage et atteint les 10 % de la puissance hydraulique dans notre cas. Elle devient alors la plus importante source de perte de puissance. Proche du point de remplissage optimal, les deux pertes les plus importantes sont celles dues au débit de fuite Q_{fuite} et celles dues aux frottements visqueux de l'eau sur les pales d'une vis. Ainsi, le rendement d'une vis d'Archimède est fortement dépendant des forces de frottement et non uniquement des débits de fuite. Cependant, il est à noter qu'il est possible que ces forces de frottements soient plus importantes ici car la vis présente une rugosité élevée et car elle est de petite taille. Il est à noter que les mêmes évolutions des différentes pertes de puissance sont retrouvées quelque soit l'inclinaison d'une vis.

Les figures 3.26, 3.27 et 3.28 exposent l'évolution des rendements et des couples théoriques et expérimentaux en fonction du débit à turbiner pour des inclinaisons β qui sont respectivement de 20° , 24° et 28° . De même que précédemment, il y a pour chaque inclinaison, un unique débit qui permet d'obtenir le rendement maximal. Cet optimal correspond à $Q/Q_{nom} = 1,08$ pour les trois inclinaisons. De plus, le rendement maximal est à chaque fois obtenu lorsque la vis est en léger sur-remplissage. Le rendement d'une vis diminue à nouveau lorsque la vis est en sur-remplissage à cause du débit de fuite qui s'écoule par dessus l'âme centrale. En sous-remplissage, le rendement n'est que très peu influencé jusqu'à ce que la valeur $Q/Q_{nom} = 0,8$ soit

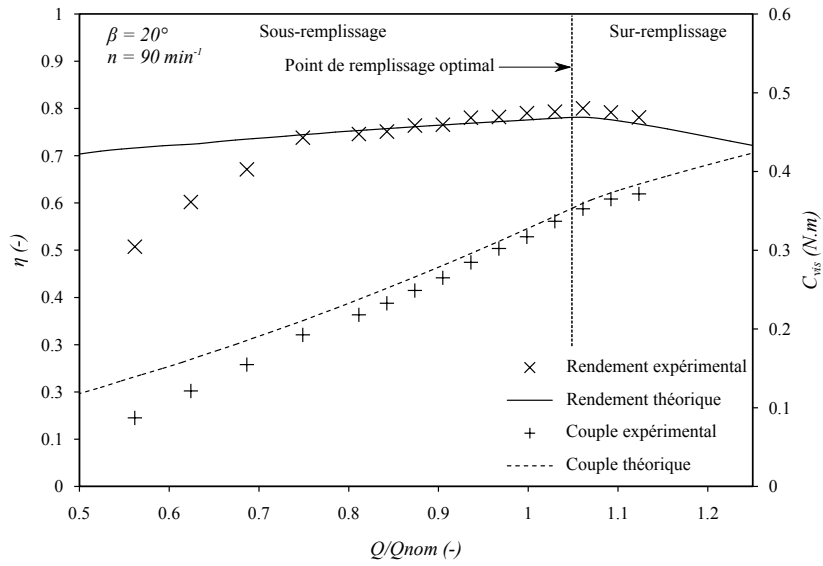


FIGURE 3.26 – Rendement η et couple C_{vis} expérimentaux et théoriques en fonction du débit à turbiner pour $\beta = 20^\circ$ et $n = 90 \text{ tr.min}^{-1}$

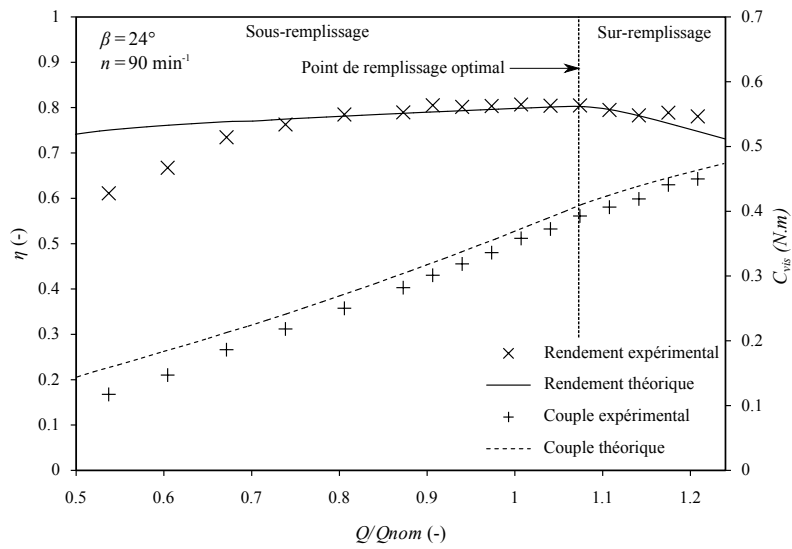


FIGURE 3.27 – Rendement η et couple C_{vis} expérimentaux et théoriques en fonction du débit à turbiner pour $\beta = 24^\circ$ et $n = 90 \text{ tr.min}^{-1}$

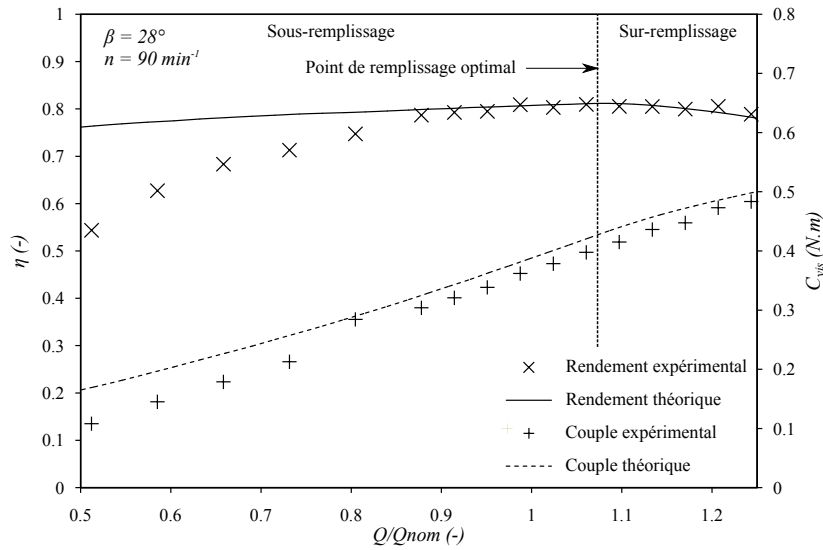


FIGURE 3.28 – Rendement η et couple C_{vis} expérimentaux et théoriques en fonction du débit à turbiner pour $\beta = 28^\circ$ et $n = 90 \text{ tr.min}^{-1}$

atteinte. Le rendement ne diminue donc significativement qu'à partir de ce point. Il est supposé que cette diminution de rendement est ensuite due au débit de fuite Q_{fuite} qui devient de plus en plus important. Il n'y a finalement que peu de pertes de rendement tant que le débit se trouve à $\pm 20\%$ autour du débit nominal de fonctionnement. Cette observation rejoint celles données par Brada [1993] et Lashofer et al. [2013]. Pour des micro centrales équipées de la vitesse variable, un meilleur rendement peut alors être maintenu en adaptant la vitesse de rotation d'une vis afin quelle se trouve toujours proche du point de remplissage optimal. Cependant, d'après Lashofer et al. [2012], ce type de centrale est bien plus onéreux et son amortissement financier ne sera effectif que s'il y a des fortes variations de débits au cours d'une année hydrologique.

Comme cela était attendu, le couple fourni par la vis diminue avec la diminution du débit à turbiner. De même que précédemment, cela s'explique par le fait que le remplissage est plus faible lorsque le débit diminue pour une vitesse de rotation donnée.

De nouveau, les valeurs expérimentales et théoriques du rendement d'une vis concordent bien tant que le débit n'est pas trop faible, c'est à dire pour $Q/Q_{nom} \geq 0,8$ environ. En dessous de cette valeur, le rendement expérimental diminue plus rapidement que la théorie. Le couple théorique, avec le coefficient de frottement λ_{vis} déterminé auparavant, est légèrement supérieur au couple expérimental. Cette différence est plus prononcée lorsque les débits sont faibles. Il est à nouveau supposé que les différences observées entre théorie et expérimentation pour le couple et pour le rendement, proviennent principalement de la sous-estimation du débit de fuite

Q_{fuite} lorsque la vis est en sous-remplissage.

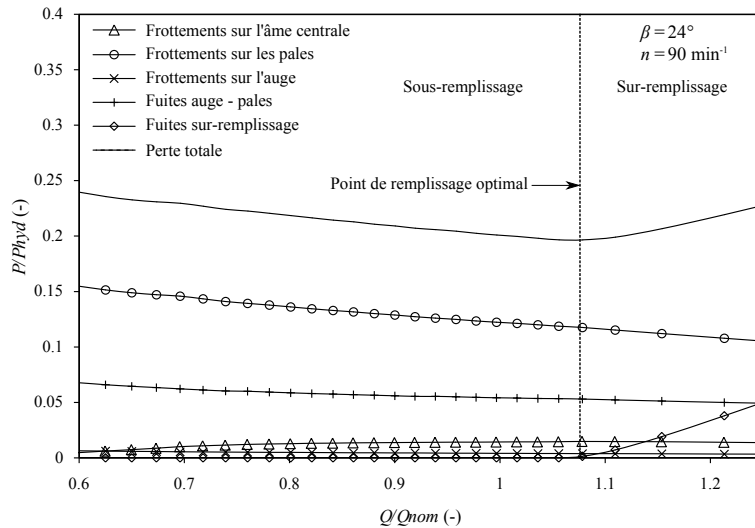


FIGURE 3.29 – Evolution des différentes pertes déterminées par le modèle théorique en du débit pour $\beta = 24^\circ$ et $n = 90 \text{ tr.min}^{-1}$

La figure 3.29 expose l'évolution des différentes pertes par rapport à la puissance hydraulique disponible (P/P_{hyd}) en fonction du débit à turbiner. Les résultats montrent que les pertes les plus importantes sont dues aux frottements visqueux de l'eau sur les pales et au débit de fuite entre l'auge et les pales d'une vis avec des valeurs maximales qui sont respectivement de 15% et 7%. L'importance de ces deux pertes diminue avec l'augmentation du débit. Pour des débits plus élevés ($Q/Q_{nom} \geq 1,1$), où l'on se trouve en sur-remplissage, les pertes dues à l'écoulement par dessus l'âme centrale augmentent rapidement. Il est à noter que les mêmes évolutions des différentes pertes de puissance sont retrouvées quelque soit l'inclinaison d'une vis. Une fois encore, ces résultats montrent l'importance de prendre en compte les forces de frottements dans le modèle théorique. De plus, pour maximiser le rendement hydraulique d'une vis d'Archimède, il est nécessaire de minimiser le coefficient de frottement λ_{vis} et l'écart entre l'auge et les pales s_{sp} .

3.6 Conclusion

Ce chapitre a exposé différents modèles semi-analytiques qui permettent de modéliser les performances d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine.

Une première partie a porté sur la mise en place d'une méthode permettant de calculer le volume d'une poche d'eau emprisonnée entre deux pales successives. Cette étape était nécessaire pour modéliser, par la suite, les performances d'une vis d'Archimède. La méthode de calcul a été validée en comparant ses résultats avec ceux obtenus à partir du logiciel de CAO *Créo*. De plus, la méthode d'optimisation

de la géométrie de vis proposée par [Rorres \[2000\]](#) a été exposée mais, cette fois-ci, avec la nouvelle méthode de calcul du volume. Les résultats obtenus avec cette nouvelle méthode sont très proches de ceux donnés par [Rorres \[2000\]](#).

Dans une seconde partie, un modèle permettant de calculer le couple fourni par la vis a été exposé. Ce modèle s'appuie sur l'hypothèse que la pression exercée par le fluide sur les pales d'une vis est hydrostatique. L'impact des différents paramètres géométriques d'une vis sur le couple a ensuite été exposé. Puis, une méthode permettant de déterminer la géométrie de vis qui permet à cette dernière de fournir le couple maximal a été développée. Il a alors été montré, en comparant les résultats avec ceux de [Rorres \[2000\]](#), que la géométrie qui permet d'obtenir le couple le plus élevé est la même que celle qui permet d'avoir le volume des poches d'eau le plus élevé.

Une troisième partie a présenté un nouveau modèle théorique permettant de déterminer l'ensemble des pertes de charge au sein d'une micro centrale à vis d'Archimède. Ce dernier permet ainsi de calculer le rendement hydraulique de la turbine en fonction de ses paramètres géométriques et des paramètres hydrauliques.

Pour valider les modèles de couple et de rendement, deux séries d'essais expérimentaux ont été réalisées avec, pour chaque série, trois inclinaisons de vis différentes. La première série a testé les performances d'une vis en fonction de sa vitesse de rotation pour un débit donné. A l'inverse, la deuxième série a été effectuée à vitesse de rotation fixe, mais à débit variable. Ces expérimentations ont montré, dans un premier temps, l'influence du niveau d'eau en aval d'une vis sur ses performances. Il a alors été vu qu'il existe une immersion de vis optimale pour laquelle on obtient un rendement maximal. Les résultats théoriques obtenus à partir des différents modèles ont ensuite été confrontés aux résultats expérimentaux. Une bonne concordance entre les valeurs expérimentales et théoriques a été observée que ce soit pour le couple ou pour le rendement. En revanche, lorsque le remplissage d'une vis est trop faible, les rendements et couples théoriques sont supérieurs aux valeurs expérimentales. Cette différence s'explique, en partie, par le fait que le débit de fuite entre l'auge et les pales d'une vis est largement sous-estimé pour les faibles remplissages. Enfin, l'ensemble de ces résultats théoriques et expérimentaux ont montré que pour optimiser les performances d'une vis d'Archimède, il est nécessaire de minimiser le coefficient de frottement entre l'eau et la vis et de minimiser l'écart entre l'auge et les pales d'une vis.

Finalement, les modèles théoriques qui ont été présentés peuvent être utilisés pour prédire les performances d'une micro centrale à vis d'Archimède mais aussi pour déterminer le débit ou la vitesse de rotation optimal. Pour que le modèle théorique soit encore plus efficace lorsque la vis se trouve en sous-remplissage, le modèle de fuite entre l'auge et les pales doit être amélioré. Pour ce faire, il est nécessaire de comprendre l'écoulement au sein d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine. Enfin, des expérimentations sur une vis de grande taille ($R_a = 0,4 m$

et $L_B = 2,4 m$) sont en cours et devraient permettre de calibrer voire améliorer certaines composantes du modèle afin de prendre en compte les effets d'écoulements turbulents. Une étude de similitude des écoulements dans une vis d'Archimède sera alors réalisée.

Modélisation numérique d'écoulements au sein de vis d'Archimède

Sommaire

4.1	Introduction	107
4.2	Modélisation de l'écoulement	108
4.2.1	Equation de Navier Stokes	108
4.2.2	Modélisation de la turbulence	109
4.2.3	Modélisation de la surface libre	114
4.2.4	Modélisation de l'écoulement proche paroi	115
4.3	Méthode des volumes finis	117
4.3.1	Volume de contrôle	118
4.3.2	Discrétisation spatiale des équations aux dérivées partielles	118
4.3.3	Discrétisation temporelle	119
4.3.4	Résolution des équations discrétisées	120
4.4	Maillage et conditions limites	122
4.4.1	Introduction	122
4.4.2	Maillage	123
4.4.3	Conditions limites	128
4.5	Modélisation de la vis d'Archimède	130
4.6	Critères de convergence et sensibilité au maillage	132
4.6.1	Critères de convergence	132
4.6.2	Sensibilité au maillage	133
4.7	Résultats et discussions	134
4.7.1	Etude de l'écoulement	135
4.7.2	Variation temporelle du couple	144
4.7.3	Confrontation des résultats théoriques et expérimentaux	146
4.8	Conclusion	153

4.1 Introduction

Le chapitre 3 a exposé différents modèles semi-analytiques qui permettent de déterminer les performances d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine. Il

a alors été vu que certains phénomènes physiques, notamment lorsque la vis fonctionne en sous-remplissage, ne sont pas pris en compte correctement ou ne sont tout simplement pas compris. En effet, il n'est pas possible d'accéder expérimentalement aux valeurs locales de débits de fuite, intensité de la turbulence et frottements pariétaux. La simulation numérique permet ainsi d'étudier et de mieux comprendre l'écoulement ayant lieu au sein d'une vis d'Archimède. De plus, il est possible de tester les performances de différentes géométries de vis d'Archimède et conditions hydrauliques sans avoir à mettre en place de différents bancs expérimentaux. En outre, comme démontré dans le présent chapitre, la simulation des écoulements en trois dimensions avec une paramétrisation de la turbulence usuelle évite d'avoir à calibrer des coefficients de frottements hydrauliques comme cela a été fait dans la partie 3. Ce sont ces différentes raisons qui ont poussé à la réalisation d'une étude numérique de l'écoulement au sein d'une vis d'Archimède. Pour réaliser cette étude, un code de calcul industriel 3D a été utilisé. Le choix s'est porté sur le logiciel *OpenFOAM* à la fois car sa licence est gratuite et car la communauté d'utilisateur est grande.

Ce chapitre expose alors, en premier lieu, de quelle façon *OpenFOAM* modélise l'écoulement dans la vis avec notamment la prise en compte de la rotation de la vis, de la surface libre et de la turbulence. Puis, les valeurs de couple et de rendement obtenues à partir de la simulation numérique sont confrontées à celles obtenues à partir du dispositif expérimental présenté dans la partie 3. Finalement, l'écoulement se faisant au sein de la vis est décrit et commenté.

4.2 Modélisation de l'écoulement

4.2.1 Equation de Navier Stokes

Les équations régissant l'écoulement d'un fluide sont obtenues à partir de deux lois de la physique [Versteeg and Malalasekera, 1995] :

- la conservation de la masse d'une particule fluide.
- la somme des forces extérieures sur une particule fluide est égale au produit entre sa masse et son accélération (seconde loi de Newton).

La partie "transfert de chaleur" sera ici complètement négligée car elle n'a pas d'incidence sur l'écoulement du fluide dans la vis d'Archimède. L'eau qui s'écoule dans une micro centrale à vis d'Archimède peut être assimilée à un fluide Newtonien et incompressible. En effet, le fluide n'est ni soumis à de fortes pressions, à des températures élevées ou encore à des vitesses très élevées. Soit (x, y, z) les coordonnées d'un système cartésien avec \vec{z} la direction de la verticale, $\vec{u} = (u, v, w)$ le vecteur vitesse instantané et $p(x, y, z)$, la pression. Les caractéristiques du fluide sont données par sa masse volumique ρ et sa viscosité cinématique ν . Enfin, le vecteur $\vec{g} = -g \cdot \vec{z}$ correspond à l'accélération de la pesanteur. En appliquant les deux lois exposées précédemment sur un petit élément de volume (échelle mésoscopique),

il est possible d'écrire la conservation de la masse ainsi que la seconde loi de Newton sous forme différentielle. Cette écriture aboutit aux équations de Navier Stokes qui sont, pour un fluide Newtonien et incompressible :

$$\operatorname{div}(\vec{u}) = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \operatorname{div}(u \vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \Delta u \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \operatorname{div}(v \vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \Delta v \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \operatorname{div}(w \vec{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \Delta w \quad (4.4)$$

Le système représenté par les équations 4.1, 4.2, 4.3 et 4.4 est un système à quatre équations et quatre inconnues qui peut alors être résolu à partir de différentes méthodes numériques.

4.2.2 Modélisation de la turbulence

4.2.2.1 Qu'est ce que la turbulence ?

La plupart des écoulements rencontrés dans les problèmes d'ingénieries sont turbulents. Ainsi, les écoulements se faisant dans les turbines et notamment dans les vis d'Archimède sont généralement turbulents. Le nombre de Reynolds qui exprime le rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité peut être utilisé pour déterminer le régime d'un écoulement. Ce nombre de Reynolds R_e est donné par :

$$R_e = \frac{U.L}{\nu} \quad (4.5)$$

avec U une vitesse en $m.s^{-1}$, L une longueur caractéristique en m et ν la viscosité cinématique en $m^2.s^{-1}$. Une petite étude dimensionnelle permet de montrer que le nombre de Reynolds est bien un nombre adimensionnel. Les écoulements turbulents sont alors caractérisés par des nombres de Reynolds élevés où les forces d'inertie sont prépondérantes devant les forces visqueuses.

En régime laminaire, les trajectoires de l'écoulement sont des courbes qui possèdent des propriétés de régularité mathématique [Padet, 1991]. Ainsi, deux particules infiniment voisines à un instant t , restent proches à l'instant $t + \delta t$. En remontant le temps, il est alors possible de déterminer les conditions initiales : le mouvement est déterministe. A l'inverse, en régime turbulent, ces deux mêmes particules peuvent avoir des positions complètement indépendantes à un instant t et $t + \delta t$. Le mouvement n'est plus déterministe et est donc difficilement prédictible sans approximation. En effet, les champs de pression et vitesse d'un écoulement turbulent présentent un caractère aléatoire et chaotique.

Pour exemple, la figure 4.1 présente l'enregistrement de la mesure de la composante $u(t)$ de la vitesse en fonction du temps en faisant l'hypothèse que les conditions

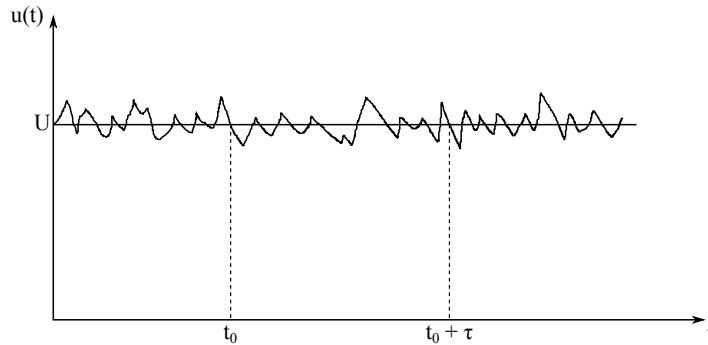


FIGURE 4.1 – Evolution de la composante de vitesse u en fonction de la vitesse t en régime turbulent

initiales de l'écoulement sont stationnaires. Cette composante est mesurée à l'aide d'une sonde placée dans un écoulement turbulent. La vitesse $u(t)$ présente des oscillations irrégulières en fonction du temps mais qui ont lieu autour d'une valeur moyenne U . Ainsi, pour une valeur de τ assez grande, la moyenne de la vitesse $u(t)$ dans l'intervalle $[t_0, t_0 + \tau]$ est égale à u :

$$U = \frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0 + \tau} u(t).dt \quad (4.6)$$

Par contre, si l'écoulement était laminaire avec des conditions initiales toujours stationnaires, il y aurait $u(t) = u = cste$.

Finalement, l'étude des écoulements turbulents est très complexe car ce type d'écoulement est désordonné et non déterministe [Padet, 1991]. De plus, les effets de la turbulence ne sont pas négligeables car elle provoque une diffusion importante des différentes grandeurs physiques transportées par le fluide et cela implique, par exemple, des contraintes aux parois plus importantes. Sachant que les frottements visqueux dans les micro centrales à vis d'Archimède sont une des principales sources de perte de rendement, il est d'autant plus important ici de prendre en compte les effets de la turbulence sur l'écoulement au sein d'une vis d'Archimède.

Pour simuler un écoulement turbulent, il existe à ce jour de nombreuses méthodes. Elles sont plus ou moins précises, rapides et nécessitent plus ou moins de puissance de calcul. Les trois méthodes les plus couramment utilisées sont, à ce jour, la méthode "Direct Numerical Simulations" (DNS), la "Large Eddy Simulation" (LES) et enfin, la "Reynolds Averaged Navier Stokes" (RANS).

L'approche DNS est la plus précise mais, c'est aussi la plus lente et celle qui nécessite le plus de puissance de calcul. En effet, cette méthode résout les équations de Navier Stokes à toutes les échelles de l'écoulement. Toutes les échelles de tourbillons

sont alors simulées. C'est pourquoi, elle nécessite d'avoir un maillage extrêmement raffiné.

La méthode LES, moins coûteuse, réduit fortement le temps de calcul en ne calculant que les solutions des équations de Navier Stokes pour les grandes échelles. Ainsi, ce sont uniquement les évolutions des tourbillons à grandes échelles qui sont simulées. Par contre, les tourbillons de petite échelle ne sont pas réellement simulés mais l'énergie qu'ils dissipent est modélisée. C'est pourquoi cette méthode ne nécessite pas un maillage aussi raffiné que pour la méthode DNS et un coût de calcul inférieur.

Enfin, la méthode RANS résout les équations moyennées de Navier Stokes. Les tourbillons de petites et grandes échelles sont tous modélisés à l'aide d'une viscosité turbulente induite par l'hypothèse de Boussinesq. C'est la méthode qui nécessite la plus faible densité de mailles et donc le coût de calcul le plus faible. Cette modélisation de la turbulence est largement utilisée en ingénierie pour la simulation des écoulements. De plus, son domaine d'application est très large et ses résultats ont été validés sur de nombreux cas différents [Versteeg and Malalasekera, 1995]. C'est pour toutes ces raisons que l'approche RANS a été choisie afin de modéliser la turbulence au sein de l'écoulement ayant lieu dans une vis d'Archimède.

4.2.2.2 Equations moyennées de Navier Stokes

Pour un écoulement turbulent, les équations moyennées de Navier Stokes sont établies à partir de la décomposition de la vitesse instantanée en une vitesse moyenne et une vitesse fluctuante. De même, la pression instantanée est décomposée en une pression fluctuante et une pression moyenne. Ces décompositions de la vitesse et de la pression donnent :

$$u = U + u' \quad (4.7)$$

$$v = V + v' \quad (4.8)$$

$$w = W + w' \quad (4.9)$$

$$p = P + p' \quad (4.10)$$

avec Φ la moyenne temporelle d'une propriété de l'écoulement et ϕ' la valeur fluctuante de cette propriété. Pour exemple, la moyenne temporelle de la vitesse dans la direction \vec{x} est donnée par l'équation 4.6.

Il est noté $\vec{U} = (U, V, W)$ le vecteur vitesse moyen. En introduisant les équations 4.7, 4.8, 4.9 et 4.10 dans les équations de Navier Stokes exposées dans la partie 4.2.1,

il apparait alors les équations de Reynolds [Padet, 1991] :

$$\operatorname{div}(\vec{U}) = 0 \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \operatorname{div}(U \vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla U + \left[-\frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right] \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \operatorname{div}(V \vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla V + \left[-\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right] \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \operatorname{div}(W \vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla W + \left[-\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z} \right] \quad (4.14)$$

avec $\overline{\phi}$ une grandeur intégrée temporellement sur $[t_0, t_0 + \tau]$. Il apparait alors six nouveaux termes dans le système d'équations : $\overline{u'^2}$, $\overline{v'^2}$, $\overline{w'^2}$, $\overline{u'v'}$, $\overline{u'w'}$ et $\overline{v'w'}$. Ces six termes sont appelés les contraintes de Reynolds.

4.2.2.3 Modèles de turbulence

A ce stade, le système exposé précédemment est composé de six équations et comprend dix inconnues. Pour le fermer, il est nécessaire de déterminer les contraintes de Reynolds. Cette fermeture peut être réalisée à partir de différents modèles de turbulence. Ces derniers sont généralement basés sur l'hypothèse de Boussinesq qui relie les contraintes de Reynolds aux taux de déformation. Pour des raisons de simplification d'écriture, il est donné pour i ou $j = 1$ la direction \vec{x} , pour i ou $j = 2$ la direction \vec{y} et pour i ou $j = 3$ la direction \vec{z} . Les contraintes de Reynolds sont alors égales à :

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.15)$$

avec ν_t la viscosité turbulente cinématique.

Il est maintenant nécessaire de déterminer cette viscosité turbulente. Pour ce faire, il existe différents modèles basés sur une ou plusieurs équations. Le tableau 4.1 expose les différentes méthodes couramment utilisées.

TABLE 4.1 – Différents modèles de fermeture des équations de Navier-Stokes moyennées

Type	Modèle
Zéro équation	l
Une équation	k
Deux équations	$k - \varepsilon, k - \omega, k - \varphi, k - l, \dots$

Le modèle de la longueur de mélange (modèle l) est basée sur l'hypothèse que la viscosité turbulente ν_t est reliée d'une façon simple à la vitesse moyenne U ou à son gradient transversal [Padet, 1991]. Cette hypothèse (hypothèse de Prandtl),

fait alors intervenir le paramètre l qui est homogène à une distance. Ce dernier est appelé "longueur de mélange". Par exemple, pour un écoulement turbulent dans le plan (x,y) dont seul le gradient $\partial U/\partial y$ est significatif, la viscosité turbulente est égale à :

$$\nu_t = l^2 \left| \frac{\partial U}{\partial y} \right| \quad (4.16)$$

Le problème n'est en fait que déplacé car il reste à déterminer la longueur de mélange l . En général, comme la majorité de l'énergie turbulente est contenue dans les grands tourbillons, la valeur de l doit être représentative de la taille des grandes structures turbulentes. Ce modèle de turbulence est finalement bien adapté pour des cas d'écoulements "simples" tels que les jets libres, les panaches, les couches limites, etc. De plus, il ne nécessite que peu de puissance de calcul. En revanche, il se trouve être très vite limité dès qu'il s'agit d'écoulements plus compliqués. Par exemple, il ne permet pas de simuler des écoulements avec de la recirculation.

Pour étudier la turbulence dans des écoulements plus complexes, il existe des modèles de turbulence plus raffinés. Deux modèles couramment utilisés et, validés expérimentalement sur de nombreux cas, sont les modèles $k-\varepsilon$ et $k-\omega$. Ils reposent sur la résolution de deux équations de bilan supplémentaires. La première équation porte sur l'énergie cinétique de turbulence k , et la deuxième, sur un terme de dissipation ε (modèle $k-\varepsilon$) ou ω (modèle $k-\omega$). Dans ces deux modèles, l'énergie cinétique turbulente est simplement définie par :

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (4.17)$$

La valeur de k représente donc l'énergie cinétique des fluctuations de vitesse.

Dans le modèle $k-\varepsilon$, la grandeur ε correspond à la dissipation d'énergie cinétique turbulente par les plus petites structures turbulentes. En utilisant les mêmes notations que dans l'équation 4.15, la grandeur ε est alors déterminée de la façon suivante :

$$e'_{ii} = \frac{\partial u'}{\partial x} \quad (4.18)$$

$$e'_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u'}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial x} \right) \quad (4.19)$$

$$\varepsilon = 2\nu (e'_{ii} + e'_{jj} + e'_{kk} + 2e'_{ij} + 2e'_{ik} + 2e'_{jk}) \quad (4.20)$$

Le transport des grandeurs k et ε est régi de façon similaire. La forme des équations est [Versteeg and Malalasekera, 1995] :

$$\begin{aligned} &\text{Taux de variation de } k \text{ (ou } \varepsilon) + \text{Transport de } k \text{ (ou } \varepsilon) \text{ par convection} = \text{Transport} \\ &\text{de } k \text{ (ou } \varepsilon) \text{ par diffusion} + \text{Taux de production de } k \text{ (ou } \varepsilon) - \text{Taux de destruction} \\ &\text{de } k \text{ (ou } \varepsilon) \end{aligned} \quad (4.21)$$

Connaissant les valeurs de k et ε , il est possible de déterminer la viscosité turbulente cinématique ν_t qui est donnée par :

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.22)$$

avec C_μ une constante calibrée. De plus, il y a quatre autres constantes qui interviennent dans l'équation 1.21. Les valeurs de ces constantes sont calibrées à partir d'essais expérimentaux et peuvent varier suivant le type d'écoulement à simuler. Ainsi, C_μ est la constante de proportionnalité entre ν_t et le rapport k^2/ε . Les nombres de Prandtl σ_k et σ_e relient respectivement les diffusivités des grandeurs k et ε à la viscosité turbulente. Enfin, les constantes $C_{1\varepsilon}$ et $C_{2\varepsilon}$ interviennent respectivement dans les taux de production et de destruction de ε . Les valeurs couramment utilisées pour ces constantes sont exposées dans le tableau 4.2.

TABLE 4.2 – Valeurs des paramètres du modèle $k - \varepsilon$ standard - [Versteeg and Malalasekera \[1995\]](#)

C_μ	σ_k	σ_e	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$
0,09	1,00	1,30	1,44	1,92

Le modèle de turbulence $k - \omega$ est basé sur le même principe que le modèle $k - \varepsilon$. La viscosité turbulente cinématique est cette fois-ci donnée par :

$$\nu_t = \frac{k}{\omega} \quad (4.23)$$

Ce modèle nécessite aussi l'utilisation de constantes calibrées expérimentalement. La principale différence réside dans le type d'écoulement pour lequel le modèle est performant. Ainsi, le modèle $k - \varepsilon$ fournit de bons résultats pour des écoulements complètement turbulents; c'est à dire pour des nombre des Reynolds très élevés. A l'inverse, le modèle $k - \omega$ donne des meilleurs résultats pour des écoulements en proche paroi; c'est à dire pour des écoulements à plus faible nombre de Reynolds.

Le modèle de turbulence $k - \omega$ SST permet, lui, de tirer avantage des modèles $k - \varepsilon$ et $k - \omega$. Ainsi, pour les zones proches des parois (R_e plus faible), la turbulence est modélisée par la méthode $k - \omega$. Par contre, plus loin des parois (R_e plus élevé), c'est la méthode $k - \varepsilon$ qui est utilisée. Finalement, c'est le modèle $k - \omega$ SST qui a été choisi pour simuler la turbulence au sein de l'écoulement ayant lieu dans une vis d'Archimède sachant que c'est un modèle qui a été validé expérimentalement pour de nombreux cas [[Dhakal and Walters, 2009](#)].

4.2.3 Modélisation de la surface libre

L'écoulement au sein d'une vis d'Archimède est un écoulement à surface libre. C'est pourquoi, la modélisation numérique d'un tel écoulement requiert une détermination précise de la position de la surface libre. Pour déterminer le rendement de

la vis d'Archimède, il est notamment nécessaire de connaître la différence de niveau entre la surface libre se trouvant en amont de la vis et celle se trouvant en aval. Bien sûr, la précision dépend de la finesse du maillage, mais elle est aussi influencée par la méthode de simulation utilisée. La méthode "Volume of Fluid" (VOF) introduite par [Hirt and Nichols \[1981\]](#) est performante pour des fluides incompressibles avec des écoulements comprenant deux phases non miscibles comme c'est le cas entre l'air et l'eau. Cette méthode détermine en fait le taux de remplissage, par une phase ou l'autre, des cellules du maillage. Ainsi, le volume d'eau contenu dans une cellule est défini par :

$$V_{eau} = \alpha V_{cellule} \quad (4.24)$$

avec V_{eau} le volume d'eau, α un indicateur fonction du remplissage de la cellule et $V_{cellule}$, le volume d'une cellule. Il apparait alors que :

$$\begin{cases} \alpha = 1 & : \text{ Eau} \\ \alpha = 0 & : \text{ Air} \end{cases} \quad (4.25)$$

avec $0 \leq \alpha \leq 1$. Une cellule qui contient à la fois de l'eau et de l'air ($0 < \alpha < 1$) se situe donc au niveau de la surface libre. L'interface, ou la surface libre, sera alors toujours définie par la suite par $\alpha = 0,5$.

La méthode VOF utilise une équation d'advection pour le transport de la valeur α dans le maillage ; cela permet de simuler le processus de remplissage. Cette équation est donnée par :

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \alpha = 0 \quad (4.26)$$

Les paramètres physiques du fluide dans une cellule se trouvant à l'interface sont définis par :

$$\rho = \alpha \rho_{eau} + (1 - \alpha) \rho_{air} \quad (4.27)$$

$$\mu = \alpha \mu_{eau} + (1 - \alpha) \mu_{air} \quad (4.28)$$

avec ρ_{eau} la masse volumique de l'eau et μ_{eau} la viscosité dynamique de l'eau.

Finalement, la méthode VOF a été largement validée sur de nombreux cas d'écoulement diphasique [[Gao et al., 2003](#), [Yang et al., 2006](#)]. C'est pourquoi, cette méthode a été choisie pour la simulation de l'écoulement dans une vis d'Archimède.

4.2.4 Modélisation de l'écoulement proche paroi

Afin de déterminer au mieux les frottements visqueux de l'eau s'écoulant sur une vis d'Archimède, il est nécessaire de modéliser l'écoulement se faisant au niveau de la couche limite avec le plus de précision possible. Pour ce faire, la condition limite *wall* d'*OpenFOAM* est utilisée avec une vitesse nulle imposée à la paroi. Cette condition limite impose aussi un flux normal à la surface égal à zéro. Il existe alors deux principales approches pour traiter l'écoulement proche de la paroi. Elles sont

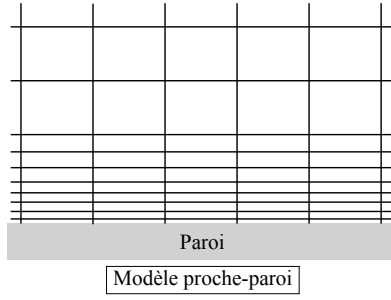


FIGURE 4.2 – Approche avec le modèle proche-paroi

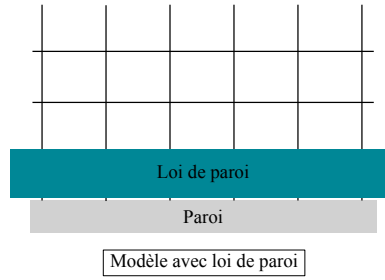


FIGURE 4.3 – Approche avec loi de paroi

toutes les deux exposées dans les figure 4.2 et 4.3.

Pour caractériser l'écoulement en proche paroi, les variables adimensionnelles de vitesse u^+ et de distance y^+ sont introduites. Mais tout d'abord, la vitesse dite de frottement qui est exprimée en fonction de la contrainte de cisaillement τ_w au niveau de la paroi est donnée par :

$$u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho} \quad (4.29)$$

La vitesse adimensionnée u^+ est alors égale à :

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} \quad (4.30)$$

avec U la vitesse moyenne du fluide par rapport à la paroi. De même, la distance adimensionnée y^+ est égale à :

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} \quad (4.31)$$

avec y la distance par rapport à la paroi et ν la viscosité cinématique du fluide.

La première méthode, dite de proche-paroi, est illustrée par la figure 4.2. Elle consiste à raffiner le maillage au niveau de la région proche de la paroi. Un modèle de turbulence adapté à la turbulence de paroi est alors utilisé. Dans ce cas ci, c'est le modèle $k - \omega$ qui est utilisé. Cette approche est la plus précise mais, en contre partie, elle nécessite un nombre de mailles très important. Pour pouvoir appliquer cette méthode, il est nécessaire que la valeur de y^+ soit inférieure à 5 au niveau du premier noeud [Versteeg and Malalasekera, 1995].

La seconde méthode représentée par la figure 4.3, consiste à utiliser des lois de paroi semi-empiriques. La structure de la couche limite est divisée en trois régions qui sont chacune décrite par une loi de paroi différente :

- Sous couche visqueuse ($y^+ \leq 5$) : l'écoulement est dominé par la viscosité. Il est démontré pour cette zone que $u^+ = y^+$.

- Zone tampon ($5 \leq y^+ \leq 30$) : la contrainte est partagée entre contrainte visqueuse et turbulente. Il n'y a pas d'expression fonctionnelle de u^+ pour cette zone.
- Zone inertielle ($30 \leq y^+ \leq 300$) : la contrainte est dominée à 99% par la contrainte turbulente. Dans cette zone, le profil de vitesse est donné par $u^+ = \frac{1}{k} \ln(y^+) + B$ avec $k \simeq 0,41$ la constante de Karman et $B \simeq 5,1$ une constante. Ces deux constantes ont été calibrées expérimentalement mais elles peuvent varier suivant le nombre de Reynolds.

La représentation des différentes lois de paroi est exposée dans la figure 4.4.

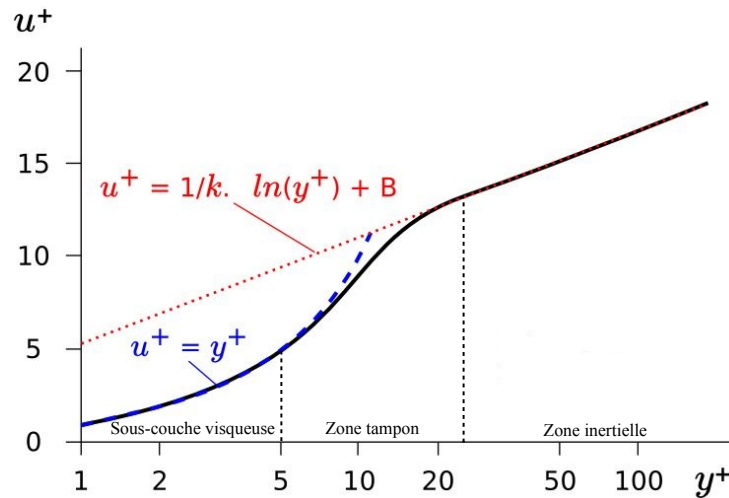


FIGURE 4.4 – Lois de paroi dans une couche limite turbulente - Source : CFD-Online

Afin de traiter correctement l'écoulement en proche paroi, il est donc nécessaire de contrôler la valeur de y^+ au niveau du premier noeud. En effet, il ne faut pas que sa valeur soit comprise entre 5 et 30 : le premier noeud ne doit pas se trouver dans la zone tampon. Par la suite, le logiciel *OpenFOAM* utilisera soit l'approche "proche-paroi" ($y^+ \leq 5$), soit des lois de paroi ($30 \leq y^+ \leq 300$) pour simuler l'écoulement en fonction de la valeur de y^+ dans le premier noeud du maillage.

4.3 Méthode des volumes finis

OpenFOAM utilise la méthode des volumes finis pour simuler numériquement les écoulements. Cette méthode de calcul nécessite de discrétiser le domaine de calcul en un nombre fini de volumes de contrôle appelés mailles ou cellules. Les cellules ne doivent bien sûr pas se chevaucher et elles doivent recouvrir l'ensemble du domaine de calcul. Chaque cellule du maillage contient alors en son sein la valeur des différentes variables physiques (vitesse, pression, etc). La description du maillage sera faite dans une partie ultérieure.

4.3.1 Volume de contrôle

Un volume de contrôle est délimité par un ensemble de surfaces, chaque surface étant partagée avec une seule cellule voisine. Un exemple de deux volumes de contrôle non structurés et adjacents qui sont utilisés dans la méthode des volumes finis est représenté dans la figure 4.5. Un "point" de calcul contenant l'ensemble des variables est ensuite défini au milieu de chaque maille. Dans la figure 4.5, P représente le point de calcul de la cellule de gauche et, de même, N est le point de calcul de la cellule de droite. La face commune à ces deux cellules est représentée par la surface f . Le vecteur normal à la surface f dont sa norme est égale à l'aire de la surface est donné par le vecteur \vec{S}_f .

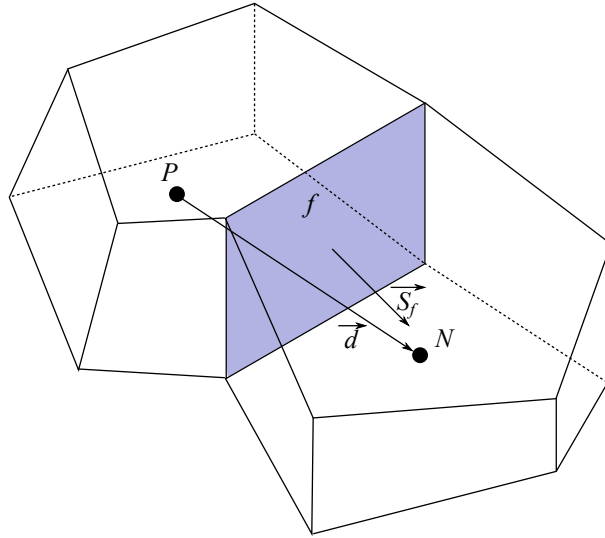


FIGURE 4.5 – Exemple de volumes de contrôle utilisés dans la méthode des volumes finis

4.3.2 Discrétisation spatiale des équations aux dérivées partielles

Sachant que les équations de Naviers Stokes peuvent être apparentées à des équations de transport, l'équation de transport du scalaire Φ dans un fluide est considérée :

$$\iiint_V \frac{\rho \partial \Phi}{\partial t} dV + \iiint_V \text{div}(\rho \Phi \vec{u}) dV = \iiint_V \text{div}(\rho \Gamma_\Phi \overrightarrow{\text{grad}}(\Phi)) dV + \iiint_V S_\Phi dV \quad (4.32)$$

avec V le volume de cellule, ρ la masse volumique du fluide, \vec{u} le vecteur vitesse, Γ_Φ un coefficient de diffusion et S_Φ un terme source. La méthode des volumes finis implique que l'équation 4.32 soit vérifiée au niveau de chaque volume de contrôle. L'utilisation du théorème de flux-divergence permet de transformer l'intégrale de la divergence du champ vectoriel sur un volume en une somme d'intégrales de surface.

Il apparaît alors :

$$\text{Intégration de la variable : } \iiint_V \Phi dV = \Phi_P V_P \quad (4.33)$$

$$\text{Intégration du divergent : } \iiint_V \text{div}(\vec{u} \Phi) dV = \sum_{i=1}^N \vec{S}_f \cdot \vec{u} \Phi_f \quad (4.34)$$

$$\text{Intégration du gradient : } \iiint_V \overrightarrow{\text{grad}}(\Phi) dV = \sum_{i=1}^N \vec{S}_f \Phi_f \quad (4.35)$$

avec Φ_P la valeur de la variable Φ dans la cellule P (cf. figure 4.5), Φ_f la valeur de la variable Φ au niveau d'une surface f , N le nombre de surfaces qui délimitent le volume de contrôle P et V_P le volume de la cellule P .

L'équation 4.32 discrétisée spatialement au niveau de la cellule P devient alors :

$$\frac{\rho \partial \Phi_P}{\partial t} V_P + \sum_{i=1}^N \rho \vec{S}_f \cdot (\vec{u} \Phi_f) = \sum_{i=1}^N \Gamma_\Phi \overrightarrow{\text{grad}}(\Phi_f) \cdot \vec{S}_f + S_\Phi V_P \quad (4.36)$$

De même que pour l'équation 4.36, les équations de transport discrétisées spatialement requièrent la valeur de la variable Φ_f au niveau des surfaces de la cellule. Sachant que seules les valeurs de cette variable au centre des cellules sont connues, il est alors nécessaire d'utiliser un schéma d'interpolation à partir des valeurs centrales pour déterminer les valeurs de Φ_f .

OpenFOAM permet alors de choisir la méthode d'interpolation voulue pour chaque variable physique et pour les différentes opérations à effectuer : divergent, gradient et lagrangien. Dans ce cas-ci, les méthodes standards sont utilisées et sont exposées dans l'annexe A.2. Les différentes méthodes d'interpolation utilisées sont explicitées en détails dans [Versteeg and Malalasekera, 1995].

4.3.3 Discrétisation temporelle

Le premier terme de l'équation 4.36 est une dérivée temporelle qu'il est nécessaire de discrétiser ici par rapport au temps. En faisant l'hypothèse que le volume V des cellules et la masse volumique ρ soient constants au cours du temps, il est alors donné :

$$\rho V \frac{\partial \Phi}{\partial t} = F(\Phi) \quad (4.37)$$

avec Φ la valeur d'une variable au niveau du noeud d'une cellule.

Notons ensuite $n + 1$ l'instant $t + \Delta t$, n l'instant t et $n - 1$ l'instant $t - \Delta t$. La méthode de discrétisation temporelle peut se faire selon deux principaux types de schéma, les schémas implicites et explicites. Ils sont définis comme suit :

- Schéma explicite : évaluation de Φ^{n+1} en fonction de Φ^n et $F(\Phi^n)$

— Schéma implicite : évaluation de Φ^{n+1} en fonction de Φ^n et $F(\Phi^{n+1})$

Un schéma d'Euler explicite du premier ordre s'écrit :

$$F(\Phi^n) = \frac{\Phi^{n+1} - \Phi^n}{\Delta t} \quad (4.38)$$

Ce schéma est simple d'utilisation car la valeur de $F(\Phi^n)$ est exprimée directement et donne Φ^{n+1} . Le principal inconvénient de cette méthode est l'existence d'une valeur seuil du pas de temps Δt à ne pas dépasser afin que la solution ne diverge pas. Cette valeur seuil correspond à la condition de Courant-Friedrich-Lewy (CFL) et, elle est donnée par :

$$CFL = \frac{\vec{u}_f \cdot \vec{d} \Delta t}{|\vec{d}|^2} \quad (4.39)$$

avec \vec{u}_f le vecteur vitesse au niveau d'une surface f , $\vec{d} = \overrightarrow{PN}$ le vecteur entre deux noeuds adjacents (cf. figure 4.5) et Δt le pas de temps.

La méthode d'Euler implicite, méthode utilisée dans cette simulation, exprime $F(\Phi^{n+1})$ en fonction de Φ^{n+1} :

$$F(\Phi^{n+1}) = \frac{\Phi^{n+1} - \Phi^n}{\Delta t} \quad (4.40)$$

C'est un schéma du premier ordre qui a pour avantage d'être inconditionnellement stable en fonction du pas de temps Δt . En contrepartie, cette méthode est gourmande en puissance de calcul car elle nécessite l'inversion de matrices pour déterminer la valeur de Φ^{n+1} .

4.3.4 Résolution des équations discrétisées

Il existe de nombreux algorithmes qui permettent la résolution des équations de Navier Stokes discrétisées. Les principales difficultés dans cette résolution proviennent de la non linéarité des équations de mouvement et du faible couplage entre le champ de vitesse et celui de pression.

La non linéarité des équations peut être contournée par un calcul itératif. Le problème de couplage provient du fait que la pression et les trois composantes de la vitesse se retrouvent dans chaque équation de quantité de mouvement. Ainsi, pour un champ de pression donné, un champ de vitesse peut satisfaire l'équation de continuité sans vérifier les équations de quantité de mouvement. Pour que ces dernières soient vérifiées, il est nécessaire de corriger le champ de pression jusqu'à l'obtention d'un champ de vitesse qui satisfera à la fois l'équation de continuité et les équations de quantité de mouvement. La correction du champ de pression se fait généralement de manière itérative à l'aide de l'équation de continuité transformée.

Des algorithmes couramment utilisés pour résoudre ce système d'équations discrétisées sont, par exemple, l'algorithme "Staggered grid" [Sharlow and Welsh, 1965],

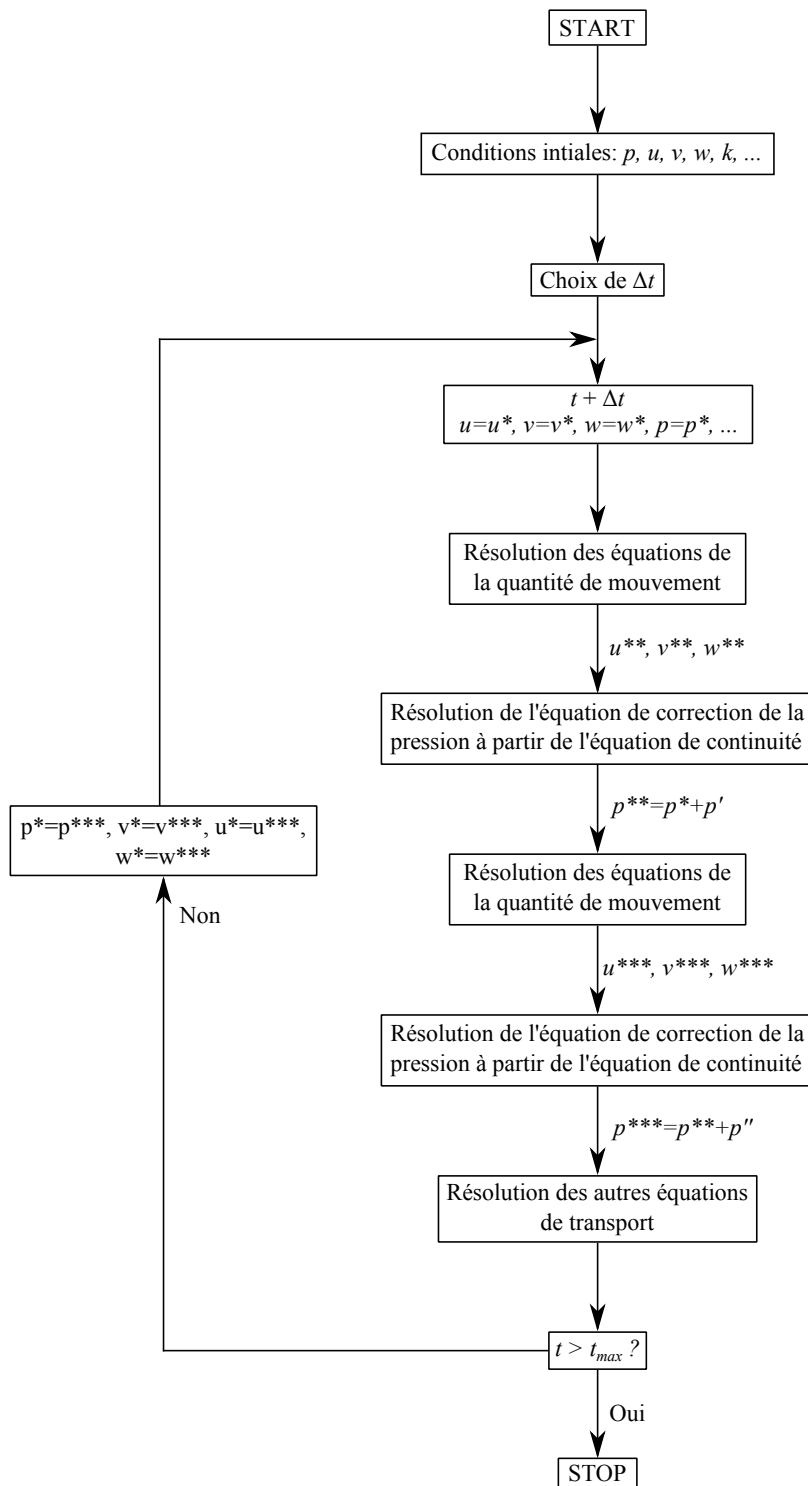


FIGURE 4.6 – Principe de fonctionnement de l'algorithme PISO

"SIMPLE" [Patankar and Spalding, 1972], "SIMPLER" [Patankar, 1980], "SIMPLEC" [Doormal, 1984] ou encore l'algorithme "PISO" [Issa, 1982].

Dans les calculs suivants, c'est l'algorithme "PISO" qui est utilisé. Il permet la simulation d'écoulements non stationnaires et compressibles. Il est bien sûr possible de l'utiliser pour des fluides incompressibles. A un instant t donné, cet algorithme résout en premier lieu les équations de quantité de mouvement afin de déterminer une correction du champ de vitesse. Il corrige ensuite le champ de pression à l'aide d'une équation dérivée de la conservation de la masse. A partir du champ de pression corrigé, il détermine à nouveau un champ de vitesse corrigé et ainsi de suite. Le nombre de fois que ces deux opérations (correction du champ de vitesse puis correction du champ de pression) sont répétées est défini par l'utilisateur. Une fois que les boucles sont effectuées, l'algorithme passe à l'instant $t + \Delta t$. La figure 4.6 expose le principe de fonctionnement de cet algorithme avec une double correction.

4.4 Maillage et conditions limites

4.4.1 Introduction

La construction du maillage est la première étape de la simulation numérique. Il doit être construit avec précaution afin d'obtenir des résultats cohérents. Un grand nombre de mailles permet d'obtenir des résultats plus précis mais, en contre partie, cela augmente le temps de calcul. Pour limiter le plus possible le nombre de mailles et donc le temps de calcul, seules les zones sensibles, à forts gradients de pression ou de vitesse, ont été raffinées. A l'inverse, le maillage est moins dense dans les zones où ces gradients sont moins élevés. Malgré cela, du fait des géométries 3D complexes et du maillage tournant, la simulation de l'écoulement dans une vis d'Archimède nécessite un nombre de mailles très élevé pour pouvoir prendre en compte l'ensemble des phénomènes physiques (turbulence, écoulement au niveau de l'écart auge-pales, etc). Dans cette simulation, deux maillages ont été réalisés, un premier constitué de cinq millions de mailles et un deuxième de dix millions de mailles. Pour pouvoir réellement prendre en compte, avec précision, ces différents phénomènes physiques, il aurait fallu encore plus raffiner le maillage. Malheureusement, la densité du maillage est ensuite limitée par la puissance de calcul. Pour exemple, dans ce cas-ci, la simulation de 10 s de temps réel sur dix millions de mailles nécessite deux semaines de calcul sur 128 coeurs.

L'ensemble du maillage a été créé à l'aide des outils fournis par le logiciel *OpenFOAM*. Le domaine de calcul a ainsi été créé à l'aide de l'utilitaire *blockMesh*. Par la suite, l'ensemble vis, barrage et auge ont été construits avec l'utilitaire *snappyHexMesh* à partir de fichiers stéréographiques (.stl). Cet utilitaire a aussi permis de raffiner le maillage aux endroits où cela était nécessaire. Les mailles construites sont toutes de forme hexaédriques. Cette forme a été choisie car elle présente des angles proches de 90° et permet une meilleure précision dans le calcul des flux et

des gradients en comparaison avec des mailles tétraédriques (cf. figure 4.7).

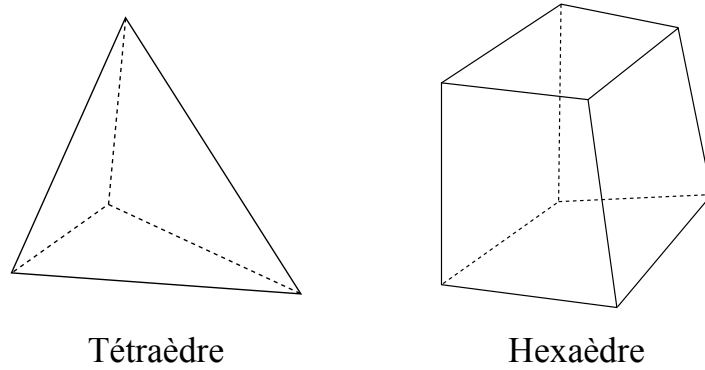


FIGURE 4.7 – Exemple de maille de forme tétraédrique et hexaédrique

Pour valider les résultats de la simulation numérique, ces derniers seront confrontés à des valeurs expérimentales obtenues à partir du dispositif présenté dans la partie 3.5.1. Les dimensions de la vis, de l'auge et du barrage utilisés pour la simulation numérique sont donc les mêmes que celles du dispositif expérimental. Les paramètres géométriques et hydrauliques utilisés pour la simulation de l'écoulement du fluide dans la vis d'Archimède sont résumés dans le tableau 4.3.

TABLE 4.3 – Paramètres géométriques et hydrauliques du dispositif expérimental

Paramètre	Unité	Description	Valeurs
R_a	$[m]$	Rayon extérieur	0,096
R_i	$[m]$	Rayon intérieur	0,052
S	$[m]$	Pas de vis	0,192
L_b	$[m]$	Longueur filetée	0,4
N	$[-]$	Nombre de pale	3
β	$[^\circ]$	Inclinaison de la vis	24
s_{sp}	$[m]$	Ecart entre l'auge et les pales	0,001
Q	$[m^3.s^{-1}]$	Débit	0,001 ... 0,004
h_{in}	$[m]$	Niveau d'eau amont	0,26 ... 0,35
h_{out}	$[m]$	Niveau d'eau aval	0 ... 0,25
n	$[tr.min^{-1}]$	Vitesse de rotation de la vis	60 ... 180

4.4.2 Maillage

4.4.2.1 Domaine principal

Le domaine de calcul est construit à l'aide de l'utilitaire *blockMesh* fourni par *OpenFOAM*. Ce domaine doit contenir le canal d'arrivée, l'ensemble {barrage, vis,

auge} et le canal de sortie. Pour diminuer le nombre de mailles, la largeur et la hauteur du canal de sortie, et d'entrée, ont été diminuées. Le domaine est alors décomposé en trois blocs distincts. La figure 4.8 présente le domaine de calcul avec ses dimensions.

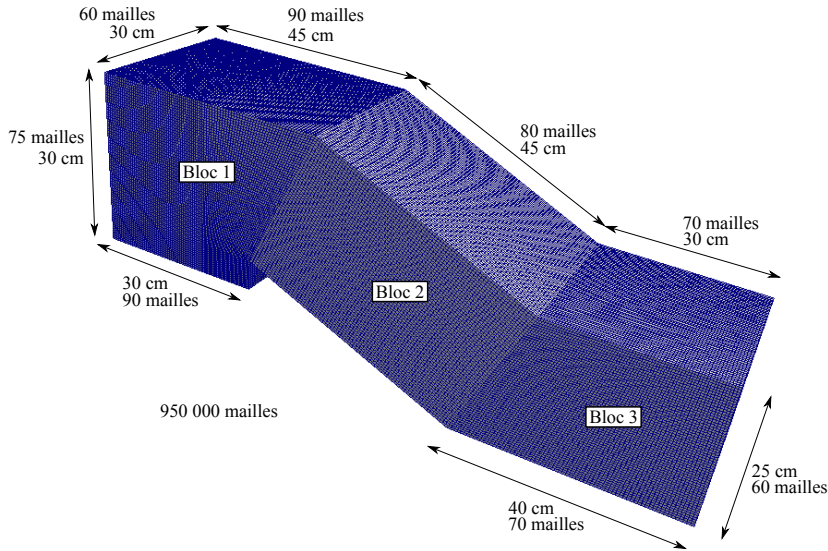


FIGURE 4.8 – Domaine de calcul réalisé à l'aide de *blockMesh*

Le bloc 1 contient le canal d'arrivée, le bloc 2 l'ensemble {barrage, vis, auge} et enfin, le bloc 3 contient le canal de sortie. Le domaine de calcul, sans avoir maillé les autres parties, contient déjà, à lui seul, 950 000 mailles.

4.4.2.2 Maillage de l'ensemble {barrage, vis, auge}

Une fois le domaine de calcul principal construit, il reste à mailler les différentes parties du dispositif expérimental. Cette étape est réalisée à l'aide de l'utilitaire *snappyHexMesh* fourni par *OpenFOAM*. Cet utilitaire permet de mailler des objets de formes complexes à partir de fichiers 3D (stéréographique dans ce cas ci). De plus, il permet de raffiner le maillage aux endroits qui peuvent paraître les plus sensibles. Les fichiers 3D ont été créés à l'aide du logiciel de CAO *Créo 2.0*. La figure 4.9 expose le domaine de calcul avec les fichiers stéréographiques 3D. Le barrage est plus large et plus profond que le domaine de calcul ; cela est dû au fait que les écoulements se faisant dans le canal d'arrivée et de sortie ne sont simulés qu'en partie afin de diminuer le nombre de mailles. La figure 5.18 expose l'ensemble {barrage, vis, auge} maillé avec l'utilitaire *snappyHexMesh*.

Sachant que la fuite entre l'auge et les pales de la vis est une des principales causes de perte de puissance ou de rendement (supérieur à 8 % dans le chapitre 3), il est nécessaire de simuler au mieux l'écoulement au niveau de l'interstice auge-pale.

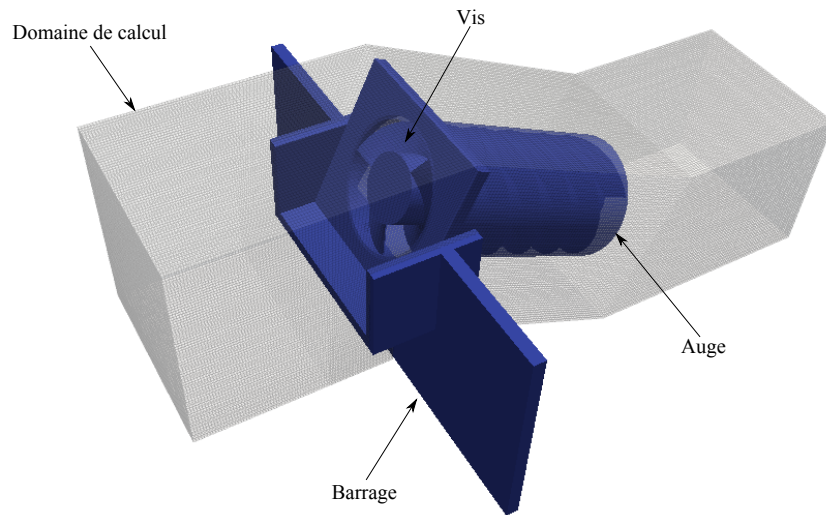


FIGURE 4.9 – Représentation des fichiers stéréographiques utilisés pour la conception du dispositif expérimental dans le domaine de calcul

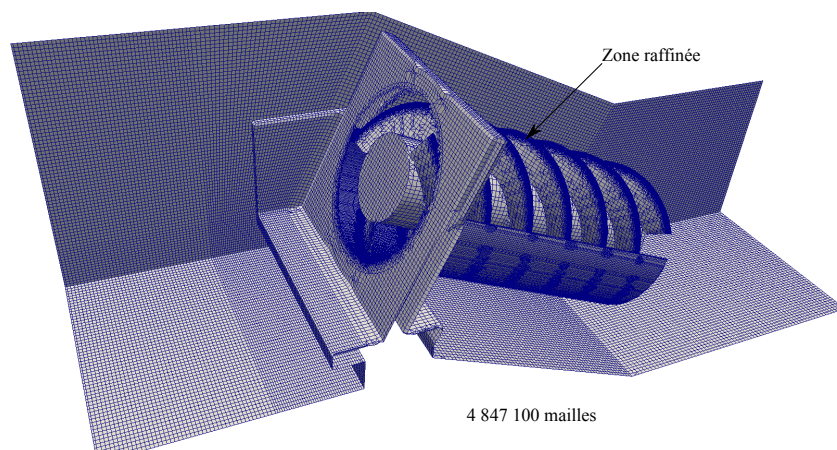


FIGURE 4.10 – Maillage de l'ensemble {barrage, vis, auge}

Pour ce faire, le maillage a été raffiné au niveau de la paroi intérieure de l'auge et le long de l'extrémité extérieure de chaque pale. Le raffinement de ces zones est exposé dans les figures 4.10 et 4.11. La dernière figure (4.11) représente une coupe verticale du maillage au niveau de l'axe de la vis. Cette coupe permet de bien voir que le maillage est raffiné le long de l'auge. De plus, un zoom au niveau de l'écart auge-pale montre le raffinement supplémentaire à l'extrémité de la pale. Bien que le maillage soit plus dense à cet endroit, il n'y a que trois ou quatre cellules entre la pale et l'auge. Il va sans dire que ce nombre de mailles est insuffisant pour simuler avec précision l'écoulement à ce niveau. Il n'était malheureusement pas possible d'augmenter ce nombre de mailles sous peine de faire exploser le nombre total de mailles et en conséquence, le temps de calcul.

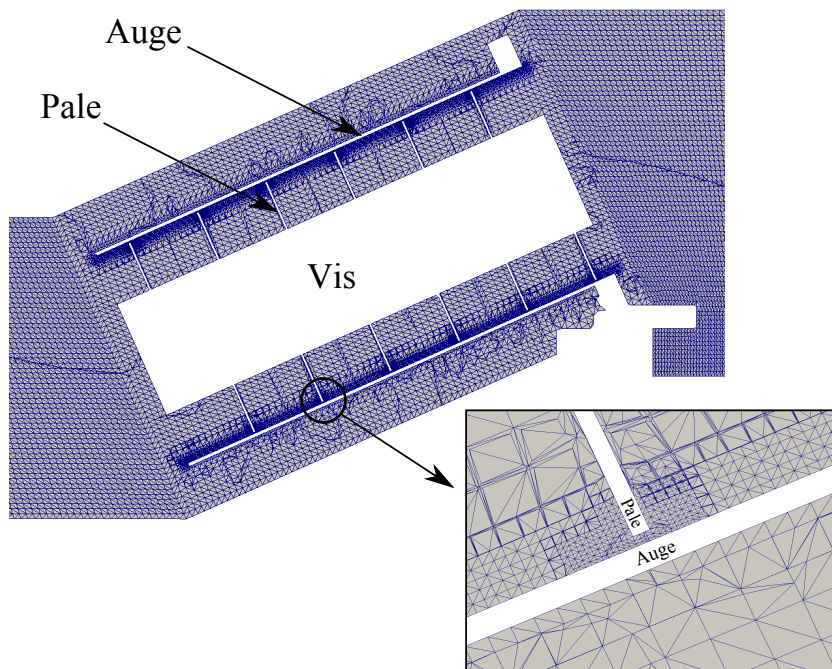


FIGURE 4.11 – Maillage de l'ensemble {barrage, vis, auge} - Artifice de représentation du maillage sous *Paraview* : les diagonales de cellules sont tracées

Finalement, l'ensemble des simulations pour différents débits Q et différentes vitesses de rotation n , a été réalisé sur un maillage à cinq millions de mailles. Un maillage supplémentaire, contenant dix millions de mailles, a été construit uniquement pour effectuer une étude de sensibilité (étude qui sera présentée par la suite). Il n'a pas été possible de réaliser les différentes simulations avec ce maillage car le temps de calcul était bien trop long (vitesse de calcul plus de trois fois plus lente).

4.4.2.3 Maillage tournant

Pour prendre en compte la rotation de la vis d'Archimède, il est nécessaire d'utiliser un maillage glissant ou "sliding mesh". Le maillage glissant est ici réalisé à l'aide de la méthode "Arbitrary Mesh Interface" (AMI). Cette approche, introduite dans *OpenFOAM v2.1.0*, permet de simuler l'écoulement à travers deux maillages adjacents et déconnectés. Cette méthode est basée sur l'algorithme développé par [Farrell and Maddison \[2011\]](#). Le domaine de calcul est alors décomposé en deux parties, une partie fixe et une partie tournante. Ces parties sont séparées par les surfaces AMI1 et AMI2. La surface AMI1 reste fixe au cours du temps alors que la surface AMI2, elle, est entraînée en rotation avec la partie tournante. Ces deux surfaces restent toujours adjacentes mais leurs mailles sont décalées pour $t > 0 s$. La figure 4.12 montre l'évolution du maillage entre $t = 0 s$ et $t = 2,7 s$ avec la délimitation entre la partie tournante et la partie fixe faite par les surfaces AMI.

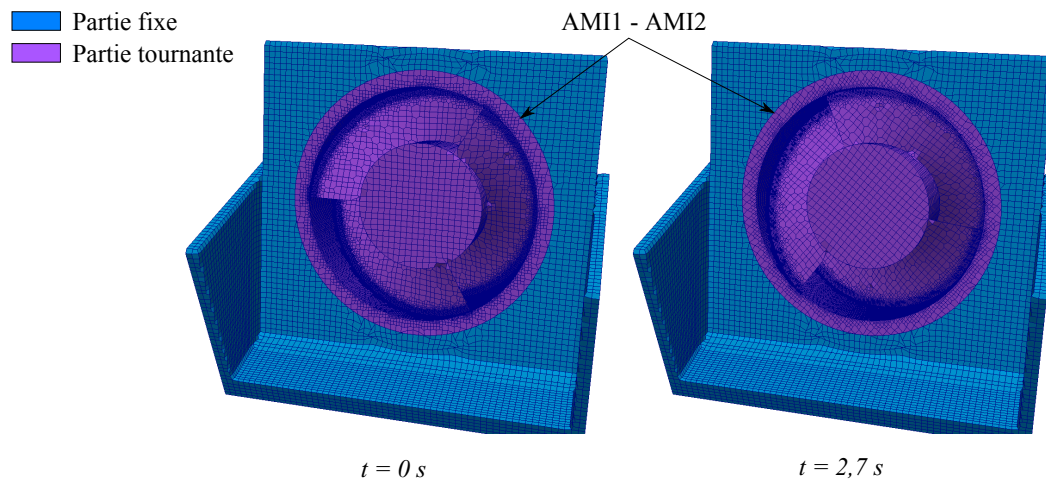


FIGURE 4.12 – Représentation de l'évolution du maillage entre $t = 0 s$ et $t = 2,7 s$

La partie fixe comprend le barrage et la partie tournante contient l'auge et la vis. Il était impossible que la zone en rotation englobe uniquement la vis car les surfaces AMI auraient dues passer entre l'auge et les pales où l'écart y est très faible ($s_{sp} = 1 mm$). Le passage de ces surfaces dans cet écart n'a pas été possible d'une part pour des raisons de taille de maillage et, d'autre part, car ces surfaces auraient pu perturber l'écoulement au niveau d'une zone sensible pour déterminer le débit de fuite Q_{fuite} . Les surface AMI avec l'ensemble du maillage sont représentés dans la figure 4.13. Sachant qu'il est souhaité simuler l'écoulement se faisant dans une micro centrale à auge fixe, une condition limite imposant une vitesse nulle par rapport au domaine fixe est appliquée sur l'ensemble de la surface de l'auge. Finalement, la vitesse de rotation de la vis d'Archimède n est égale à la vitesse de rotation du maillage tournant. Cela signifie que la vitesse de rotation de la vis est imposée et

donc indépendante des caractéristiques hydrauliques de l'écoulement.

4.4.3 Conditions limites

Sachant que les valeurs des différentes variables hydrauliques déterminées par la simulation numérique dépendent des conditions limites, il est nécessaire de choisir ces dernières avec précaution. Il faut ainsi appliquer des conditions limites au niveau de la surface :

- d'entrée (Inlet)
- de sortie (Outlet)
- des différentes parois (Auge, Vis, Barrage, Murs, Atmosphère, AMI1 , AMI2)

Ces surfaces sont représentées dans la figure 4.13.

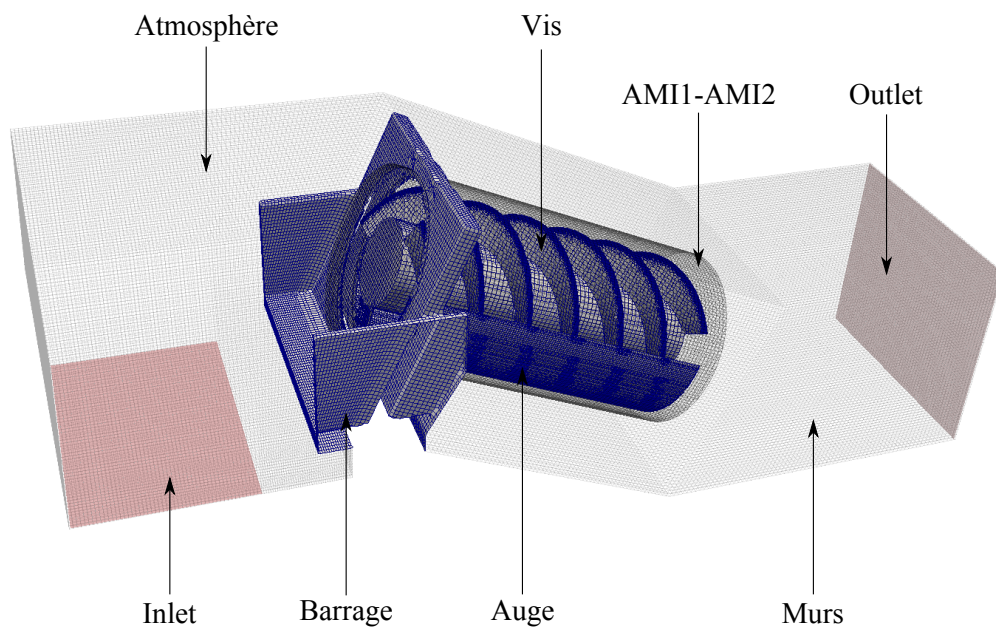


FIGURE 4.13 – Représentation du maillage avec les conditions limites

Le débit Q à turbiner est contrôlé au niveau de l'entrée à l'aide de la condition limite *flowRateInletVelocity*. Le débit entrant est injecté sur la face du bas plutôt que sur un plan vertical car il est apparu que cela stabilisait l'écoulement en amont de la vis. Cette condition impose un champ de vitesse en fonction du débit Q voulu. La direction du flux est orthogonale à la surface "Inlet".

Le niveau d'eau h_{out} en aval de la vis est contrôlé à l'aide de la condition limite *pressureInletOutletVelocity* appliquée sur la surface "Outlet". A nouveau, le champ de vitesse au niveau de cette surface est adapté pour que la hauteur d'eau se trouve au niveau voulu.

Pour les grandeurs turbulentes, il est nécessaire de les renseigner au niveau de l'entrée (surface "Inlet"). Dans le cas du modèle de turbulence utilisé ici (modèle $k-\omega SST$), il est nécessaire de donner une estimation de l'énergie cinétique turbulente k et de son taux de dissipation ω au niveau de l'entrée. Une bonne estimation de k est donnée par (CFD [2014]) :

$$k = \frac{3}{2} (U.I)^2 \quad (4.41)$$

avec U la vitesse moyenne du flux à l'entrée et I l'intensité turbulente. L'intensité turbulente I est donnée par :

$$I = 0,16 Re_{dh}^{-1/8} \quad (4.42)$$

avec Re_{dh} le nombre de Reynolds calculé par rapport au diamètre hydraulique de la surface d'entrée. La valeur de ω est elle, égale à :

$$\omega = C_\mu^{-1/4} \frac{\sqrt{k}}{l} \quad (4.43)$$

avec $C_\mu = 0,09$ une constante du modèle de turbulence et l la longueur de mélange. La valeur de la longueur de mélange est ici prise égale à 5% de la largeur de la surface d'entrée. Les valeurs de ces grandeurs turbulentes au niveau des autres parois sont déterminées à partir de différentes lois de paroi. Il est uniquement nécessaire de donner une valeur initiale. Les lois utilisées sont données dans le tableau 4.4.

TABLE 4.4 – Types de conditions limites utilisées

	U	P	k	ω
Inlet	flowRateInletVelocity	fixedFluxPressure	fixedValue	fixedValue
Outlet	pressureInletOutletVelocity	totalPressure	inletOutlet	inletOutlet
Auge	rotatingWallVelocity	fixedFluxPressure	kqRWallFunction	omegaWallFunction
Barrage	fixedvalue	fixedFluxPressure	kqRWallFunction	omegaWallFunction
Vis	movingWallVelocity	fixedFluxPressure	kqRWallFunction	omegaWallFunction
Atmosphère	pressureInletOutletVelocity	totalPressure	inletOutlet	inletOutlet
Murs	fixedvalue	fixedFluxPressure	kqRWallFunction	omegaWallFunction
AMI 1	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI
AMI 2	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI	cyclicAMI

Au niveau des parois {murs, vis, auge, barrage}, une vitesse nulle, du fluide par rapport à la paroi, est imposée. Comme l'auge est entraînée en rotation par le maillage tournant, il est nécessaire de lui imposer la condition limite de vitesse *rotatingWallVelocity* en donnant une vitesse de rotation nulle. Pour la vis, la condition limite *movingWallVelocity* doit être utilisée.

Pour que la pression atmosphérique soit maintenue dans la phase air, il est nécessaire d'appliquer sur le toit du maillage (surface "Atmosphere") la condition limite de vitesse *pressureInletOutletVelocity* et de pression *totalPressure* avec comme pression de référence, la pression atmosphérique.

La condition limite sur la pression et la vitesse *cyclicAMI* doit être appliquée sur les surfaces AMI1 et AMI2.

Finalement, l'ensemble des conditions limites utilisées est représenté dans le tableau 4.4.

4.5 Modélisation de la vis d'Archimède

Les performances hydrauliques de la vis d'Archimède utilisée en tant que turbine sont étudiées à travers la simulation numérique. Pour cela, il est nécessaire de déterminer son rendement hydraulique qui est défini par :

$$\eta_{vis} = \frac{P_{mec}}{P_{hyd}} = \frac{C_{vis} \omega}{\rho g Q H} \quad (4.44)$$

avec C_{vis} le couple axial fourni par la vis et ω la vitesse de rotation de la vis. Le débit Q et la vitesse de rotation ω_{vis} sont fixés comme paramètres pour une simulation. Ce sont donc uniquement la valeur du couple C_{vis} et de la hauteur totale de chute H qui sont déterminées grâce à la simulation numérique.

Le calcul du couple C_{vis} est réalisé à l'aide de l'utilitaire *Forces* fourni par *OpenFOAM*. C'est un outil de post-processing qui permet de calculer des valeurs de forces, de moments, de portance, etc. Il est ici utilisé pour déterminer le couple C_p induit par la pression exercée par le fluide sur la surface de la vis. De plus, il permet de déterminer le couple frein C_v qui est dû aux forces visqueuse générées par l'écoulement du fluide sur la vis.

Pour calculer le couple moteur C_p , il est nécessaire de déterminer, en premier lieu, la force élémentaire due à la pression du fluide :

$$\vec{dF}_p = P_f dA \vec{n} \quad (4.45)$$

avec dA la surface élémentaire en m^2 , P_f la pression du fluide $N.m^{-2}$, \vec{n} un vecteur unitaire normal à la surface élémentaire et enfin, \vec{dF}_p la force élémentaire en N . Le couple élémentaire \vec{dC}_p en $N.m$ est alors égal à :

$$\vec{dC}_p = \vec{OM} \wedge \vec{dF}_p \quad (4.46)$$

avec O un point appartenant à l'axe de la vis et M , le point au centre d'une surface élémentaire dA . Le couple total fourni par la vis est obtenu en intégrant le couple élémentaire sur toute la surface de la vis.

Le couple frein C_v est obtenu à partir des forces de frottement visqueux dont la force élémentaire peut s'écrire :

$$\overrightarrow{dF}_v = \tau_{vis} dA \vec{t} \quad (4.47)$$

avec τ_{vis} la contrainte de cisaillement en $N.m^{-2}$, \vec{t} un vecteur unitaire et tangent à la surface élémentaire dA et \overrightarrow{dF}_v la force élémentaire due aux frottements visqueux en N . La contrainte de cisaillement due à la viscosité du fluide est définie par :

$$\tau_{vis} = \rho_{phase} (\nu_t + \nu) \frac{\partial U}{\partial n} \quad (4.48)$$

avec ρ_{phase} la masse volumique du fluide (air ou eau), ν la viscosité cinématique du fluide, ν_t la viscosité turbulente déterminée à partir des modèles de turbulence et le terme $\frac{\partial U}{\partial n}$ correspond au gradient de vitesse orthogonal à la surface élémentaire dA . La viscosité turbulente et le gradient de vitesse sont soit déterminés par les lois de paroi ($30 \leq y^+ \leq 300$) soit par la méthode proche-paroi ($1 \leq y^+ \leq 5$) (cf. §4.2.4). Il est donc nécessaire de porter une attention particulière à la valeur de y^+ afin d'obtenir des résultats cohérents.

Le couple élémentaire \overrightarrow{dC}_v induit par la viscosité du fluide sur une surface élémentaire est défini par :

$$\overrightarrow{dC}_v = \overrightarrow{OM} \wedge \overrightarrow{dF}_v \quad (4.49)$$

L'utilitaire *Forces* intègre à nouveau ce couple élémentaire sur la surface de la vis pour obtenir le couple total C_v .

Finalement, le couple axial fourni par la vis en projection sur son axe, est donné par :

$$C_{vis} = C_p + C_v \quad (4.50)$$

avec $C_p > 0$ et $C_v < 0$. La figure 4.14 montre un exemple d'évolution des différents couples en fonction du temps.

La hauteur de chute H est déterminée par :

$$H = h_{in} - h_{out} \quad (4.51)$$

La valeur de h_{out} étant maîtrisée à partir de la condition limite au niveau de la sortie. La hauteur d'eau en entrée de vis h_{in} dépend uniquement du débit entrant Q et de la vitesse de rotation de la vis ω_{vis} . La valeur h_{in} est alors déterminée à l'aide du filtre *contour* disponible sur le logiciel de post-processing *Paraview*. Ce filtre permet de déterminer la surface libre en donnant une valeur seuil de α . Cette valeur seuil est fixée à $\alpha = 0,5$. La hauteur d'eau h_{in} est ensuite mesurée au même emplacement

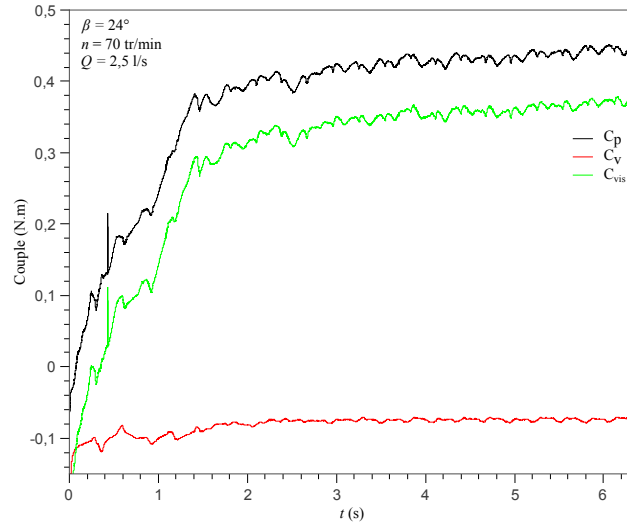


FIGURE 4.14 – Evolution des couples C_{vis} , C_p et C_v en fonction du temps pour $Q = 2,5 \text{ l.s}^{-1}$, $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$ et $\beta = 24^\circ$

que dans le dispositif expérimental présenté précédemment. Un exemple d'évolution de la valeur de niveau d'eau h_{in} est exposé dans la figure 4.15.

Pour calculer le rendement de la vis, il est donc nécessaire de déterminer les valeurs de h_{in} et de C_{vis} . Pour chacune de ces grandeurs, une moyenne est réalisée sur deux secondes de temps réel une fois que la simulation a convergé.

4.6 Critères de convergence et sensibilité au maillage

4.6.1 Critères de convergence

Afin de déterminer l'état de convergence d'une simulation, il est nécessaire de définir des critères de convergence. Dans ce cas-ci, trois critères de convergence sont utilisés. Le premier critère porte sur le bilan massique. En effet, tant que la quantité de masse entrante dans le système n'est pas égale ou très proche de la quantité sortante, le système ne peut avoir convergé. Le premier critère consiste donc à vérifier que la quantité de masse entrante soit égale à celle sortante. Le deuxième critère porte sur la stabilisation du niveau d'eau en entrée de vis h_{in} . Enfin, le dernier critère porte sur la stabilisation du couple C_{vis} fourni par la vis. Finalement, il est considéré qu'une simulation a convergé uniquement lorsque les trois critères de convergences exposés précédemment sont vérifiés. La figure 4.15 montre un exemple de stabilisation du niveau amont h_{in} à une valeur de $h_{in} = 0,133 \text{ m}$ au bout de 14 s.

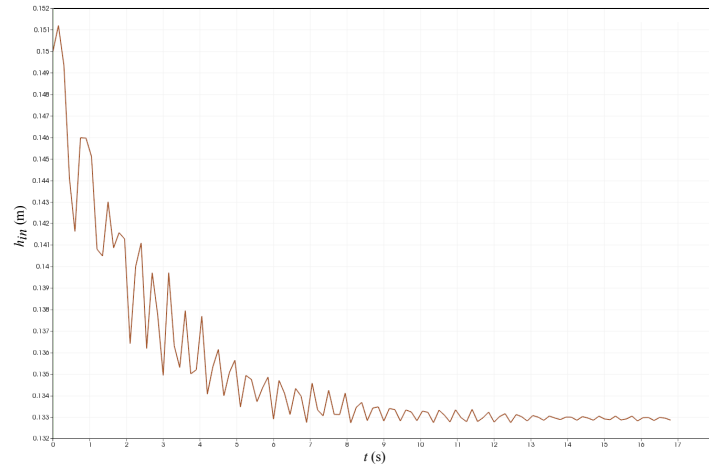


FIGURE 4.15 – Evolution du niveau amont h_{in} en fonction du temps pour $Q = 1 l.s^{-1}$, $n = 70 tr.min^{-1}$ et $\beta = 24^\circ$

4.6.2 Sensibilité au maillage

Afin de s'assurer de la validité des résultats numériques, il serait normalement nécessaire d'effectuer une étude complète de la sensibilité des résultats au maillage. Cela nécessiterait la construction de nombreux maillages avec des nombres de mailles très élevés. Pour des raisons évidentes de temps de calcul, il n'a donc pas été possible de réaliser une étude de sensibilité complète.

Néanmoins, [Roache \[1994\]](#) propose une méthode permettant de déterminer une incertitude numérique sur les différents résultats obtenus par la simulation. Cette incertitude peut être déterminée uniquement à partir de deux maillages dont la densité de mailles est différente. Cette incertitude GCI (Grid Convergence Index) est alors donnée par [\[Roache, 1994\]](#) :

$$GCI = 3 |\varepsilon| r^p / (r^p - 1) \quad (4.52)$$

Le terme ε correspond à l'erreur relative commise sur une grandeur scalaire d'intérêt. Le terme ε est donné par :

$$\varepsilon = \frac{\phi_2 - \phi_1}{\phi_1} \quad (4.53)$$

Avec ϕ_2 une valeur physique obtenue à partir du maillage le moins dense et ϕ_1 valeur physique obtenue à partir du maillage le plus fin. La dépendance en espace n'est pas exprimée car l'intérêt ici est simplement porté sur une grandeur intégratrice.

Le terme r correspond au facteur de raffinement spatial de la densité du maillage entre le maillage dit grossier et fin. Sachant que dans ce cas-ci, les deux maillages utilisés dans cette étude sont respectivement composés de 5 millions et 10 millions

de cellules, le coefficient r est égal à :

$$r = 2^{1/3} \tag{4.54}$$

Enfin, p correspond à l'ordre des schémas utilisés pour la discrétisation spatiale des équations. Dans cette simulation, ce sont des schémas d'ordre 2 qui sont utilisés, d'où $p = 2$.

Le couple axial fourni par la vis C_{vis} est une grandeur physique essentielle dans la détermination des performances de la vis d'Archimède. C'est pourquoi, cette étude d'incertitude se base sur l'évolution du couple en fonction de la densité du maillage. Le tableau 4.5 expose les paramètres des deux simulations qui ont été spécialement réalisées pour cette étude.

TABLE 4.5 – Paramètres des simulations pour l'étude de l'incertitude numérique

Maillage	Nombre de mailles (-)	Débit $Q (m^3.s^{-1})$	Vitesse de rotation $n (tr.min^{-1})$	Couple $C_{vis} (N.m)$
Fin	10 Millions	0,0028	70	0,2357
Grossier	5 Millions	0,0028	70	0,2401

Finalement, d'après l'équation 4.52 et les résultats présentés dans le tableau 4.5, il apparaît que l'indice d'incertitude numérique GCI est d'environ 15%. Cette dernière peut paraître importante. Les résultats de simulations présentés par la suite, notamment avec la confrontation des résultats numériques aux résultats expérimentaux, amènent à penser que cette incertitude est en réalité plus faible.

4.7 Résultats et discussions

Afin d'étudier l'écoulement dans une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine, les simulations numériques ont été réalisées pour différents paramètres hydrauliques et différentes vitesses de rotation de vis. Deux campagnes de simulations ont été réalisées, une première à vitesse de rotation fixe et à débits variables et, une seconde à débit fixe et à vitesses de rotation variables.

TABLE 4.6 – Paramètres hydrauliques et géométriques des différentes simulations numériques

Campagne d'essais	Débit $Q (m^3.s^{-1})$	Vitesse de rotation $n (tr.min^{-1})$	Inclinaison $\beta (^\circ)$	Immersion de vis $I (-)$
Vitesse fixe	[0,001 ; 0,0028]	70	24	0,64
Débit fixe	0,0028	[70 ; 145]	24	0,64

Pour la première campagne la vitesse de rotation de la vis a été fixée à $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$ et pour la deuxième, le débit a été fixé à $Q = 0,0028 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$. Il a ainsi été possible d'observer l'écoulement au sein d'une vis fonctionnant en sous-remplissage, en sur-remplissage et proche du point de remplissage optimal. L'ensemble des paramètres de simulation sont résumés dans le tableau 4.6. Pour que la hauteur d'eau h_{out} en aval de la vis n'impacte pas les performances de cette dernière, les simulations sont réalisées, à chaque fois, avec la vis se trouvant au point d'immersion optimal I_{opt} (cf. §3.5.2.1).

4.7.1 Etude de l'écoulement

4.7.1.1 Visualisation de l'écoulement

Cette partie examine les propriétés générales de l'écoulement avec notamment la visualisation des différentes fuites (fuites par sur-remplissage et fuites entre l'aube les pales) et des niveaux d'eau dans les différentes poches d'eau de la vis. Les figures 4.16 et 4.17 représentent les écoulements dans une vis d'Archimède obtenus par simulation. Les surfaces libres représentées dans ces figures sont déterminées à l'aide du logiciel *Paraview* en utilisant le filtre "contour". Une valeur de $\alpha = 0,5$ est choisie pour ce filtre. La norme de la vitesse U au niveau de la surface libre et la pression normalisée $p^* = p/\rho$ sur la surface de la vis sont représentées par une échelle de couleur. Il est à noter que les échelles de couleur représentant la pression et la vitesse sont les mêmes dans ces deux figures.

La figure 4.16, avec un débit de $Q = 2,8 \text{ l.s}^{-1}$ et une vitesse de rotation de $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$, expose l'écoulement de l'eau dans une vis fonctionnant en sur-remplissage.

Dans un premier temps, il est possible d'observer les écoulements qui sont à l'origine des différents débits de fuite. Ainsi, il est possible de voir une partie de l'écoulement qui a lieu entre l'aube et les pales de la vis ("fuites auge-pales" sur la figure). En effet, seule la partie de l'écoulement qui est uniquement soumise à la pression de la poche d'eau supérieure est visible. Cela permet déjà de voir que la simulation prend bien en compte ce phénomène qui est à l'origine d'une partie du débit de fuite Q_{fuite} . L'écoulement de l'eau par dessus l'âme centrale de la vis qui est responsable du débit de fuite Q_{sur} , est également visible à deux endroits différents. Ce phénomène intervient lorsque la vis n'est plus capable "d'aspirer" l'ensemble du débit qui lui est fourni. Pour repasser en fonctionnement normal (remplissage optimal), il est ici nécessaire de diminuer le débit Q ou d'augmenter la vitesse de rotation n de la vis. Il a été remarqué que, pour des conditions hydrauliques identiques, les écoulements dus au sur-remplissage ont lieu aux mêmes endroits que ce soit dans le dispositif expérimental ou dans la simulation. Il a été noté expérimentalement que, pour une vis fonctionnant en sur-remplissage, la position de ces écoulements dépendait de la vitesse de rotation de la vis.

Dans un second temps, l'observation du niveau d'eau dans les différentes poches

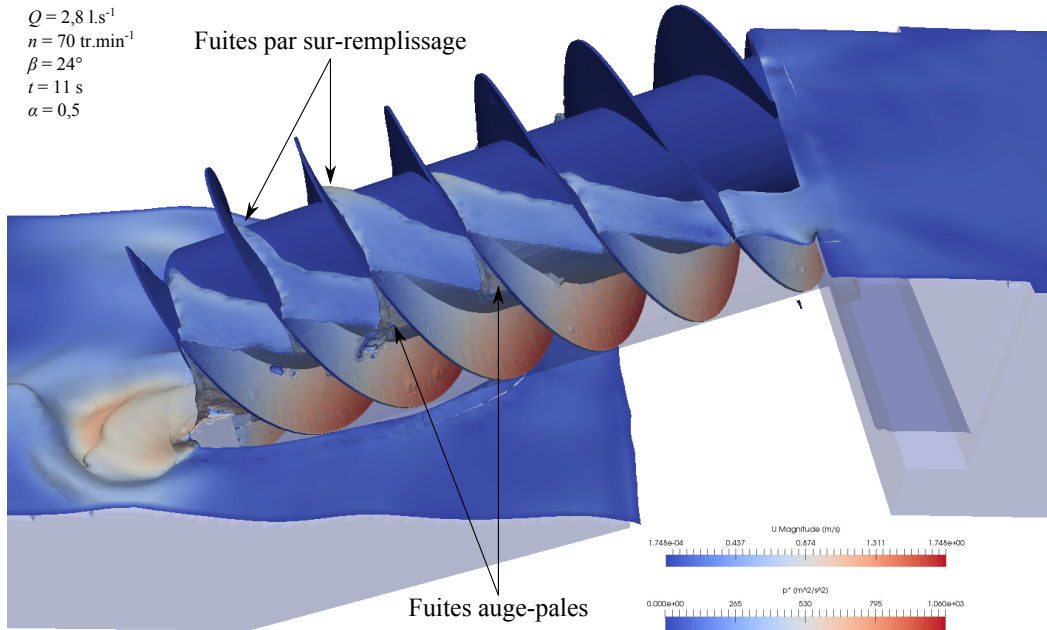


FIGURE 4.16 – Visualisation de la surface libre pour $Q = 2,1 l.s^{-1}$, $\beta = 24^\circ$ et $n = 70 tr.min^{-1}$ - Représentation par une échelle de couleur de la norme de la vitesse au niveau de la surface libre et de la pression normalisée sur la vis

amène à constater que ces niveaux ne sont pas tous égaux entre eux. En effet, les deux premières poches d'eau ne sont remplies qu'en partie alors que les dernières sont en léger sur-remplissage. Il en est de même pour la différence de niveau dh ente deux poches successives. Ainsi, ente les deux premières poches d'eau, la valeur de dh est très faible alors qu'elle est bien plus élevée entre les dernières poches. Cela implique que le couple fourni par la première pale de la vis est très faible par rapport aux autres sachant que le couple est directement fonction de la différence de pression subie par une pale. La visualisation de l'écoulement contredit l'hypothèse émise dans le chapitre 3 pour le calcul des différentes pertes de charge. En effet, il y était supposé que la valeur de dh restait constante tout le long de la vis.

Enfin, comme cela était attendu, l'observation de la répartition de pression sur les pales de la vis montre que la pression est la plus élevée aux endroits où la colonne d'eau est la plus élevée. Cela amène à supposer que la vis d'Archimède ne récupère pas, ou très peu, d'énergie cinétique du fluide. En effet, l'évolution de la pression sur la surface de la première pale est identique à celle observée sur les autres pales de la vis. Or, si la vis récupérerait l'énergie cinétique du fluide, la pression au niveau de la première pale devrait être plus élevée car c'est à cet endroit que la différence entre la vitesse axiale du fluide et celle de la pale est la plus importante. La vis ne récupère donc pas ou que très peu d'énergie cinétique.

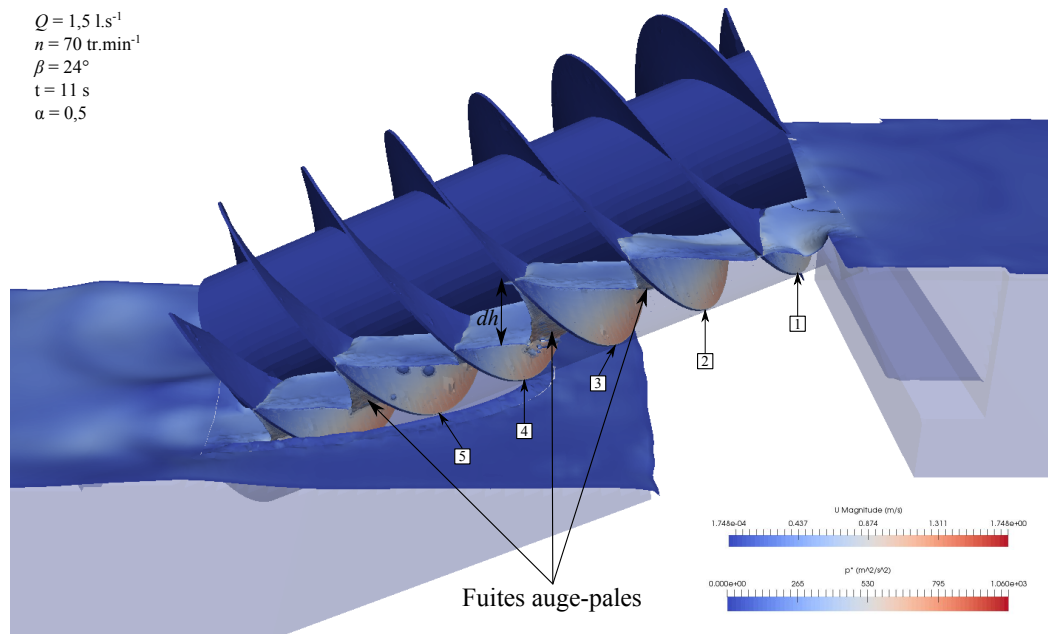


FIGURE 4.17 – Visualisation de la surface libre pour $Q = 1,5 \text{ l.s}^{-1}$, $\beta = 24^\circ$ et $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$ - Représentation par une échelle de couleur de la norme de la vitesse au niveau de la surface libre et de la pression normalisée sur la vis

La figure 4.17, avec un débit de $Q = 1,5 \text{ l.s}^{-1}$ et une vitesse de rotation de $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$, expose l'écoulement dans une vis en sous-remplissage.

Comme précédemment, bien que la vis se trouve en sous-remplissage, il est à nouveau possible d'observer l'écoulement entre l'auge et les pales de la vis. Les niveaux d'eau obtenus dans les différentes poches sont bien plus faibles que dans la simulation précédente. Le phénomène de sous-remplissage est donc bien pris en compte. Pour augmenter ces niveaux, il faut cette fois-ci, soit augmenter le débit Q , soit diminuer la vitesse de rotation n . Une étude qualitative de ces hauteurs d'eau a montré que la simulation numérique donnait des niveaux comparables à ceux observés dans l'expérimentation. Pour ce qui est des valeurs de dh , elles varient à nouveau entre les différentes poches d'eau. Une étude plus poussée sur l'évolution de la différence de niveau dh est exposée par la suite. Enfin, la pression exercée par le fluide sur les pales de la vis est bien plus faible que précédemment. Cela s'explique par le fait que la colonne d'eau présente au-dessus des pales est généralement plus faible puisque les niveaux d'eau dans les poches sont plus faibles.

4.7.1.2 Evolution de la différence de niveau dh

Les calculs des différentes pertes de charge au sein d'une vis d'Archimède exposés dans la partie 3 sont tous basés sur l'hypothèse que la différence de niveau dh entre deux poches successives est constante. En faisant l'hypothèse que toutes les poches

d'eau sont remplies de la même manière, la valeur théorique de dh est donnée par l'équation :

$$dh = \frac{S}{N} \cdot \sin(\beta) \quad (4.55)$$

Il est alors souhaité ici de déterminer la valeur de dh au niveau des différentes pales. La figure 4.18 expose ces différentes valeurs au niveau de chaque pale pour différents débits à une vitesse de rotation fixée. La hauteur de la surface libre dans une poche d'eau est déterminée à l'aide du logiciel *Paraview* en moyennant l'altitude des points composant cette surface. De plus, la mesure de ces niveaux est effectuée à chaque fois avec la même position radiale de la vis quel que soit le débit Q . Les numéros de chaque pale sont exposés dans la figure 4.17.

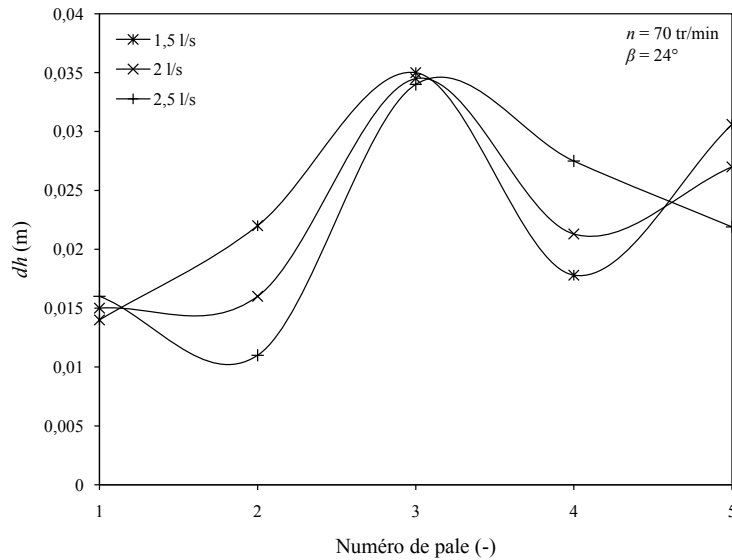


FIGURE 4.18 – Différence de niveau dh au niveau des différentes pales pour $Q = 1,5 l.s^{-1}$, $Q = 2 l.s^{-1}$ et $Q = 2,5 l.s^{-1}$ à un instant donné

Les résultats présentés dans la figure 4.18 montrent bien que la valeur de dh est d'abord faible en entrée de vis puis, une tendance à l'oscillation le long de la vis se dessine. La valeur de dh semble alors tendre vers une valeur asymptotique moyenne. Il serait nécessaire d'examiner cela sur une vis plus longue. L'amplitude de la variation spatiale de dh est plus élevée lorsque le débit est plus faible. Cela peut s'expliquer par le fait que les poches d'eau sont plus petites (plus faible remplissage de la vis) pour des débits plus faibles. De plus le battement de la surface libre au cours du temps est plus important. Il est supposé que ces oscillations apparaissent avec l'accélération du fluide lorsque ce dernier entre dans la vis.

Le tableau 4.7 expose les valeurs moyennes de dh pour différents débits. Une première moyenne dh_{moy1} est calculée sur l'ensemble des pales et, une deuxième

TABLE 4.7 – Valeurs moyennes de dh pour différents débits Q à vitesse de rotation fixe $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$

Débit ($l.s^{-1}$) Q	Moyenne (m)		
	dh_{moy1}	dh_{moy2}	dh_{th}
1,5	0,0239	0,0278	0,0260
1,8	0,0232	0,0277	0,0260
2	0,0227	0,0276	0,0260
2,3	0,0199	0,0262	0,0260
2,5	0,0221	0,0278	0,0260
2,8	0,0217	0,0275	0,0260

moyenne dh_{moy2} , est calculé uniquement sur les trois dernières pales. La différence de niveau théorique dh_{th} obtenue à l'aide de l'équation 4.55 et des paramètres géométriques présentés dans le tableau 4.3 est aussi exposée dans ce tableau. Les résultats qui y sont exposés montrent en premier lieu, que les valeurs de dh_{moy1} sont en-dessous de la valeur théorique. Ceci s'explique par le fait que les niveaux ne sont pas encore stabilisés dans les deux premières poches d'eau. Les valeurs de dh_{moy2} , qui prennent donc uniquement en compte les valeurs de dh sur les trois dernières pales, sont proches de la valeur théorique. La surface libre des dernières poches d'eau est mieux stabilisée. Les valeurs de dh_{moy2} restent à peu près constantes quel que soit le débit. Il peut en être déduit que le débit Q n'a que peu d'influence sur la valeur moyenne de dh . Ces résultats montrent que pour une vis d'Archimède courte, c'est à dire avec un petit nombre de pales qui travaillent, l'équation 4.55 sur-estime la valeur de dh . Par contre, si la vis est plus longue et que le niveau des poches d'eau a plus de temps pour se stabiliser, alors l'équation 4.55 donne une bonne estimation de la différence de niveau entre deux poches successives. Il est à noter que comme la vis utilisée dans la simulation est de petite taille, il est possible que le phénomène de battement au niveau de la surface libre soit amplifié en comparaison avec une vis de taille réelle.

Des mesures des différentes valeurs de dh ont ensuite été effectuées pour différentes vitesses de rotation à débit fixe. Les résultats ont à nouveau montré que, pour des vitesses de rotation élevées donc, pour des remplissages plus faibles, la valeur de dh a plus de mal à se stabiliser le long de la vis. Le tableau 4.8 expose les valeurs moyennes des différences de niveau dh . A nouveau, la moyenne faite sur l'ensemble des pales (dh_{moy1}) est en-dessous de la valeur théorique dh_{th} quelle que soit la vitesse de rotation. Par contre, en faisant la moyenne sur les trois dernière pales, les valeurs moyennes obtenues sont plus proches de la valeur théorique. Enfin, il peut être remarqué que les valeurs moyennes restent à peu près constante en fonction de la vitesse de rotation. La vitesse de rotation ne semble donc pas avoir d'influence sur la différence de niveau dh .

TABLE 4.8 – Valeurs moyennes de dh pour différentes vitesses de rotation à débit fixe $Q = 2l.s^{-1}$

Vitesse de rotation n ($tr.min^{-1}$)	Moyenne (m)		
	dh_{moy1}	dh_{moy2}	dh_{th}
70	0.0217	0,0275	0,0260
85	0,0227	0,0282	0,0260
100	0,0252	0,0287	0,0260
115	0,0268	0,0287	0,0260
130	0,0258	0,0274	0,0260
145	0,0247	0,0255	0,0260

Les valeurs de dh ont été observées précédemment à chaque fois pour la même position radiale de la vis. A présent, l'étude porte sur l'évolution des moyennes de dh en fonction de la position radiale de la vis avec un débit et une vitesse de rotation fixés. Le tableau 4.9 expose donc l'évolution de ces moyennes en fonction de la position radiale de la vis. Les résultats montrent que la valeur moyenne de dh ne varie que très peu selon la position de la vis. Il n'y a pas de forte fluctuation de cette valeur au cours du temps. En faisant la moyenne des différentes valeurs de dh_{moy2} , une différence de niveau égale à $0,0268 m$ est trouvée ; ce qui est très proche de la valeur théorique dh_{th} .

TABLE 4.9 – Valeurs moyennes de dh pour différentes vitesses de rotation à débit fixe $Q = 2l.s^{-1}$

Position ($^{\circ}$)	Moyenne (m)		
	dh_{moy1}	dh_{moy2}	dh_{th}
0	0,0193	0,0262	0,0260
60	0,0224	0,0275	0,0260
120	0,0197	0,0263	0,0260
180	0,0229	0,0275	0,0260
240	0,0198	0,02643	0,0260
300	0,02324	0,0271	0,0260

4.7.1.3 Etude de l'évolution des champs de vitesse et de pression

L'étude des champs de vitesse et de pression obtenue par la simulation numérique permet de comprendre et d'analyser la structure de l'écoulement ayant lieu ici, pour une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine.

Dans un premier temps, la structure de l'écoulement à l'entrée de la vis et aux niveaux des interstices pales-auge est étudiée. L'attention est portée sur cette zone afin d'étudier l'écoulement à l'origine du débit de fuite Q_{fuite} . Pour ce faire, les lignes de courant sont représentées dans la figure 4.19. Elle expose ainsi les lignes de courant au niveau du fond de l'auge depuis l'entrée de la vis jusqu'à sa sortie avec

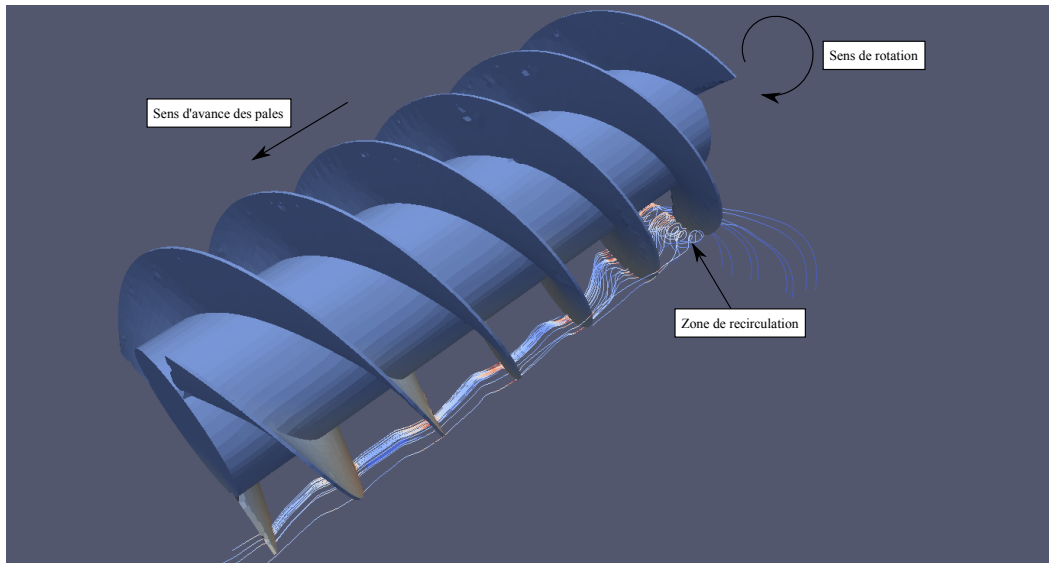


FIGURE 4.19 – Représentation des lignes de courant dans une vis d'Archimède

une couleur rouge pour les vitesses les plus élevées et bleue pour les plus faibles. Le sens de rotation de la vis ainsi que la direction dans laquelle "avancent" les pales sont exposés.

En premier lieu, une zone de recirculation à l'entrée de la vis peut être observée. Cette recirculation peut causer une perte d'énergie. Il est supposé que ce phénomène a lieu car la direction du fluide entrant dans la vis est contraire à celles des pales en rotation. Il a été observé que cette recirculation est d'autant plus importante que la vitesse de rotation n de la vis est élevée.

Par la suite, l'étude des lignes de courant au niveau des pales montre qu'il y a clairement une accélération de la vitesse d'écoulement après chaque pale. Cette accélération est due au gradient de pression qui règne dans cette zone et qui est imposé par la différence de niveau dh . La vitesse de l'écoulement est donc accélérée au niveau de l'écartement auge-pale puis elle décélère à nouveau une fois entrée dans la poche d'eau suivante. La décélération a lieu car le gradient de pression au sein d'une poche d'eau est beaucoup plus faible.

Enfin, il peut être observé lors du passage sous une pale, que la direction de l'écoulement est légèrement déviée. Ce phénomène est dû à la rotation de la pale qui déporte l'écoulement grâce à la viscosité du fluide. A nouveau, ce phénomène est d'autant plus marqué que la vitesse de rotation est élevée.

Il a été supposé précédemment que ce sont les différents gradients de pression qui sont à l'origine de l'accélération de l'écoulement au niveau de l'écartement auge-pale. Pour vérifier cette hypothèse, l'évolution de la pression au niveau de cet écartement est étudiée tout le long de la vis. La figure 4.20 montre, dans une vue en coupe, la droite au niveau de laquelle les valeurs de pression sont mesurées. L'évolution de

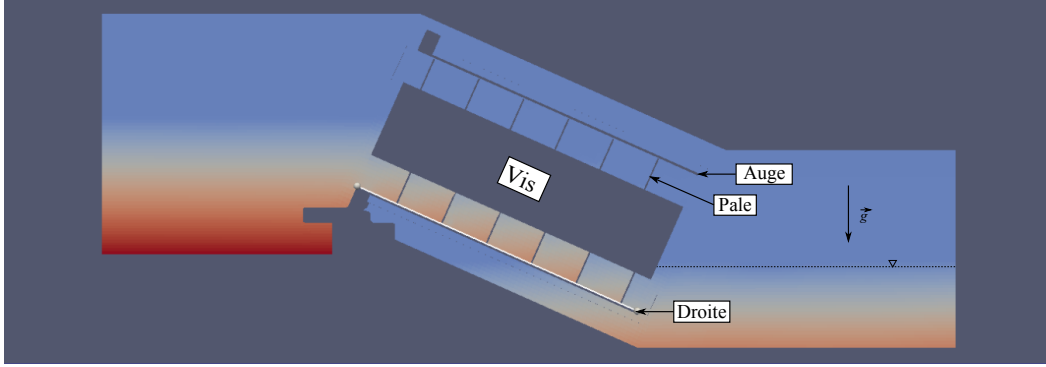


FIGURE 4.20 – Représentation de la droite où les mesures de pression et de vitesse sont effectuées

la couleur correspond à la valeur de la pression relative P_r . De plus, la droite en pointillées représente l'altitude de référence pour le calcul de la pression absolue.

Pour représenter l'évolution de la pression le long de la vis, le paramètre l est défini avec $l \in [0, L_b]$ et L_b la longueur de la vis. La pression calculée par le code de calcul *OpenFOAM* est égale à la pression statique plus la pression dynamique. Une première pression dite relative P_r est alors donnée par l'équation :

$$P_r = \rho g h + \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (4.56)$$

avec h la colonne d'eau en m et V la norme du vecteur vitesse en $m.s^{-1}$. La pression P_{abs} dite absolue est égale à :

$$P_{abs} = \rho g z + \rho g h + \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (4.57)$$

avec z en m la cote par rapport à l'origine donnée par la droite en pointillée dans la figure 4.20. La figure 4.21 expose l'évolution de la pression relative et absolue qui sont respectivement données par les équations 4.56 et 4.57 en fonction de l/L_b . La pression P_{abs} a une évolution en forme de marches d'escalier. La pression reste ainsi à peu près constante le long d'une poche d'eau puis, tombe d'un coup dès que l'on passe dans la poche suivante où le niveau d'eau par rapport à l'origine y est plus bas. Pour la pression relative P_r , la pression augmente le long d'une poche d'eau avec l'augmentation de la colonne d'eau. A nouveau, il y a une très forte chute de pression lors du passage d'une poche à une autre. Il peut être observé l'existence d'un pic de pression au niveau de chaque pale. Cette augmentation soudaine de la pression correspond à une augmentation de la pression dynamique qui, elle même, est due à l'accélération de la vitesse d'écoulement lors de son passage sous la pale. Finalement, ce sont ces très forts gradients de pression négatifs qui sont le "moteur" de l'écoulement de fuite entre les pales et l'auge.

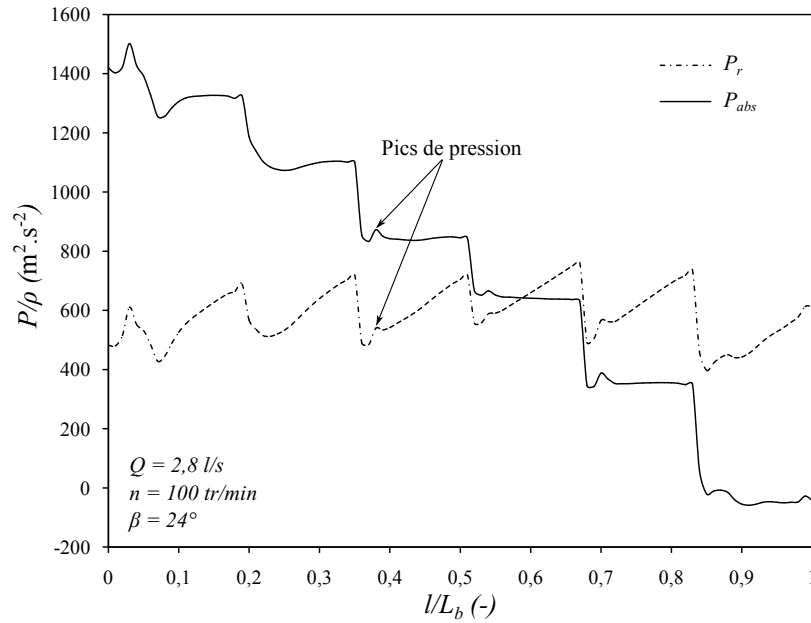


FIGURE 4.21 – Evolution de la pression relative P_r et absolue P_{abs} le long de la vis

Le modèle qui permet de calculer le débit de fuite Q_{fuite} au niveau de l'interstice auge-pale est basé sur l'hypothèse que la vitesse de l'écoulement à ce niveau peut être déterminé par la formule de Torricelli (cf. chapitre 3). La vitesse d'écoulement au niveau de la fuite est alors donnée par :

$$c_{fuite} = \sqrt{2gh \cos(\beta)} \quad (4.58)$$

Pour vérifier cette hypothèse, la vitesse de l'écoulement le long de la droite tracée sur la figure 4.20 est étudiée. La figure 4.22 expose ainsi l'évolution de la vitesse avec, en plus, la vitesse de fuite c_{fuite} déterminée par l'équation 4.58. Les résultats exposés dans cette figure ont été obtenus pour un débit $Q = 2,8 \text{ l.s}^{-1}$ et une vitesse de rotation $n = 115 \text{ tr.min}^{-1}$.

Les résultats montrent, en premier lieu, que les pics de vitesses sont bien situés aux mêmes endroits que les forts gradients de pression. Ce sont donc bien les gradients de pression qui sont à l'origine des différentes accélérations de l'écoulement. Les pics de vitesse obtenus sont à chaque fois légèrement supérieurs à la vitesse c_{fuite} . Il est à noter que les valeurs de ces différents pics obtenues par la simulation sont fortement dépendantes du nombre de mailles se trouvant au niveau de l'interstice. Sachant qu'il y a entre trois et cinq mailles au niveau de l'interstice, il a pu être observé jusqu'à 30% de différence dans la valeur maximale des pics suivant la position radiale de la vis pour les mêmes conditions hydrauliques. Malgré cela, il n'y a jamais eu de valeurs de vitesse aberrantes et ces dernières oscillent en général autour de la vitesse c_{fuite} . De plus, il a pu être observé une légère augmentation des vitesses maximales avec l'augmentation de la vitesse de rotation de la vis. Fina-

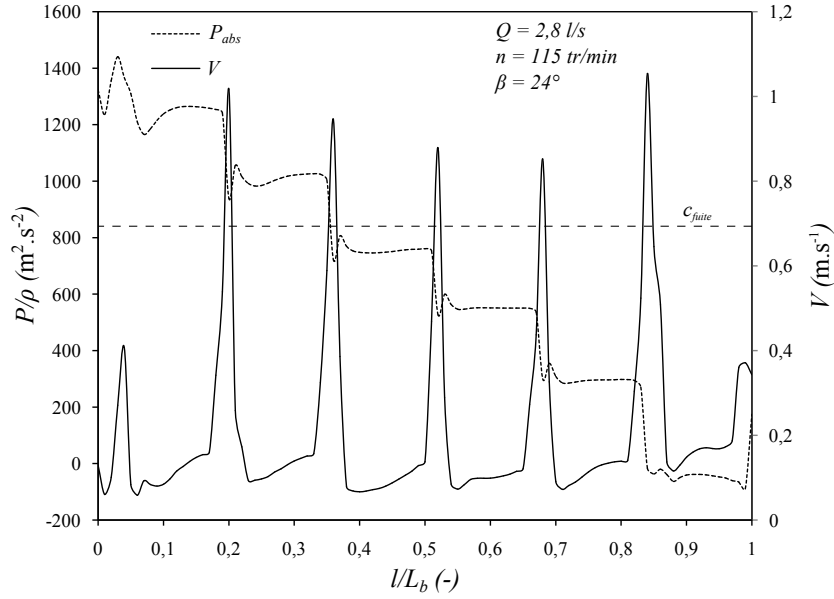


FIGURE 4.22 – Evolution de la vitesse le long de la vis au niveau du fond de l'auge

lement, il semble que la formule de Torricelli permet de donner dans ce cas-ci une bonne estimation de la vitesse de fuite. Il serait tout de même nécessaire de raffiner le maillage au niveau de l'interstice afin d'obtenir des résultats plus précis.

4.7.2 Variation temporelle du couple

En observant l'évolution du couple au cours du temps, il a pu être remarqué qu'il y avait une périodicité dans la valeur du couple fourni par la vis C_{vis} . La figure 4.23 expose l'évolution du couple C_{vis} fourni par la vis en fonction du temps ainsi que la moyenne temporelle (calculée sur une période assez longue) du couple C_{moy} pour une simulation qui a déjà convergé.

Il est possible de remarquer une première forme périodique dont la période est égale à :

$$\Delta t_1 = \frac{60}{n} \quad (4.59)$$

avec n la vitesse de rotation en $tr.min^{-1}$. Cette période correspond en fait au temps mis par la vis pour effectuer une rotation. Dans ce laps de temps, il y a trois évolutions typiques de couple qui se répètent (cf. figure 4.23). La période de ce phénomène exposée dans la figure 4.23 est égale à :

$$\Delta t_2 = \frac{60}{nN} \quad (4.60)$$

Le fait qu'il y ai trois phénomènes qui se répètent dans une période Δt_1 est dû au nombre de pales de la vis qui est ici égal à $N = 3$.

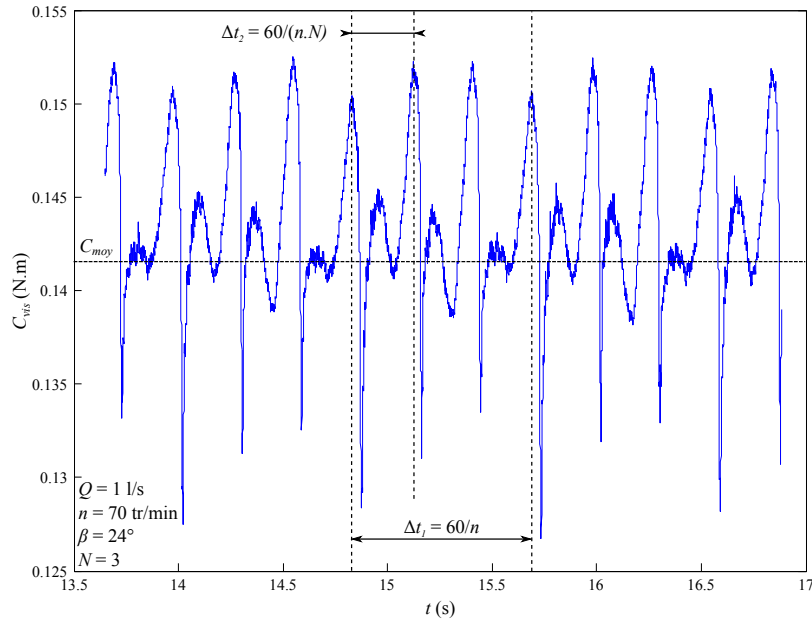


FIGURE 4.23 – Evolution temporelle du couple fourni par une vis d'Archimède après convergence

Les résultats exposés dans la figure 4.23 ont permis de montrer que la valeur du couple C_{vis} subit de fortes fluctuations au cours d'une rotation de la vis. Ces fluctuations sont principalement dues à l'évolution de la position radiale de la vis. Ainsi, suivant sa position radiale, la première pale (à l'entrée de la vis) et la dernière (à la sortie de la vis) n'ont pas la même surface mouillée qui travaille. Le tableau 4.10 expose l'écart maximal entre le couple maximal et le couple moyen fourni par la vis pour différents débits à une vitesse de rotation donnée. Les résultats montrent que l'écart relatif entre le couple moyen C_{moy} et le couple maximal peut être supérieur à 7% pour un faible débit. Cet écart diminue avec l'augmentation du débit Q ; c'est à dire avec l'augmentation du remplissage de la vis. Ce phénomène peut s'expliquer par le fait que le couple fourni par chaque pale est plus élevé pour des remplissages de vis plus importants. La courbe de l'évolution temporelle du couple peut être lissée en augmentant le nombre de pales qui travaillent. Pour ce faire, il faut soit augmenter la longueur de la vis, soit augmenter le nombre de filets N . Il est possible que cet écart soit accentué par les dimensions de la vis simulé (vis de petite échelle). Néanmoins, cette variation de couple ne peut être négligée lors de la conception d'une micro centrale et cela, principalement pour des vis dont la longueur filetée L_b est petite et parfois proche de la taille du diamètre extérieur ($2.R_a$) de la vis. En effet, cela pourrait endommager la partie mécanique (accouplement, multiplicateur, etc) et par les variations de production d'énergie induites, causer des problèmes pour le raccordement au réseau.

TABLE 4.10 – Ecart entre le couple maximal et le couple moyen pour différents débits Q avec $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$

Débits ($l.s^{-1}$)	1	1,5	1,8	2	2,3	2,5	2,8
Écarts (%)	7,3	4,1	3,6	3,3	2,8	2,1	1,6

4.7.3 Confrontation des résultats théoriques et expérimentaux

Pour pouvoir valider les simulations numériques, il est nécessaire de confronter ses résultats à des valeurs expérimentales. Pour ce faire, les valeurs de couple C_{vis} , du niveau amont h_{in} et du rendement η_{vis} obtenues à l'aide de la simulation sont comparées à celles mesurées sur le dispositif expérimental présenté dans le chapitre 3. Une première série de mesures réalisée à débit Q fixe et à vitesse de rotation de vis n variable est confrontée à la simulation numérique. Puis, une deuxième confrontation à vitesse de rotation fixe et à débit variable est effectuée.

4.7.3.1 Confrontation des résultats à débit fixe

Les résultats obtenus par la simulation numérique sont maintenant comparés aux résultats expérimentaux pour différentes vitesses de rotations de vis n avec un débit fixé à $Q = 2,8 \text{ l.s}^{-1}$. Les valeurs théoriques du couple sont données par l'équation 4.50 et du rendement par l'équation 4.44.

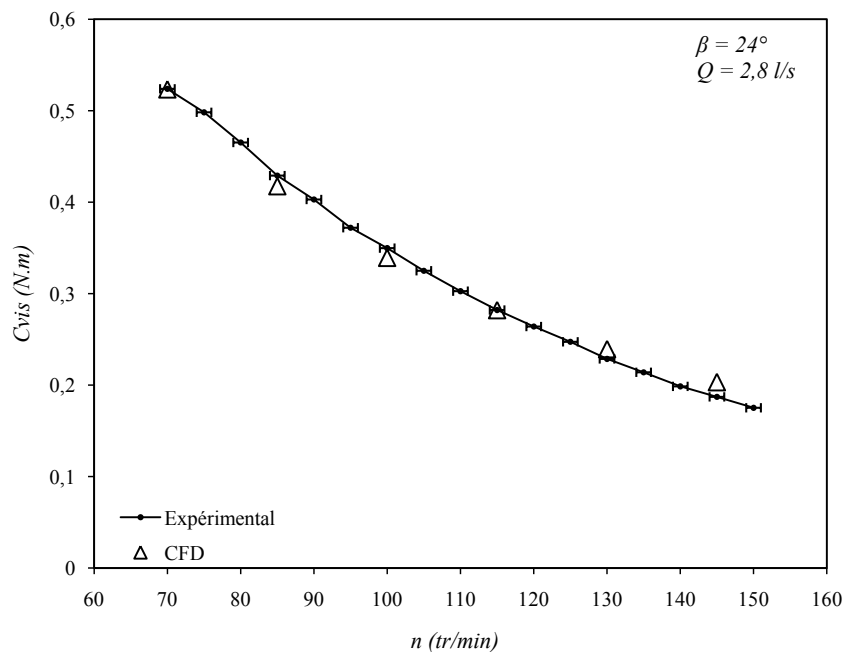


FIGURE 4.24 – Couple expérimental et théorique en fonction de la vitesse de rotation pour $Q = 2,8 \text{ l.s}^{-1}$ et $\beta = 24^\circ$

Dans un premier temps, la figure 4.24 expose l'évolution du couple C_{vis} expérimental et théorique en fonction de la vitesse de rotation de la vis. Les résultats montrent que les couple obtenus par la simulation numérique et par l'expérimentation diminuent bien avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Cela s'explique par le fait que le remplissage de la vis diminue avec l'augmentation de la vitesse n pour un débit Q fixé. Quelle que soit la vitesse de rotation, les résultats théoriques sont en très bon accord avec ceux mesurés sur le dispositif expérimental.

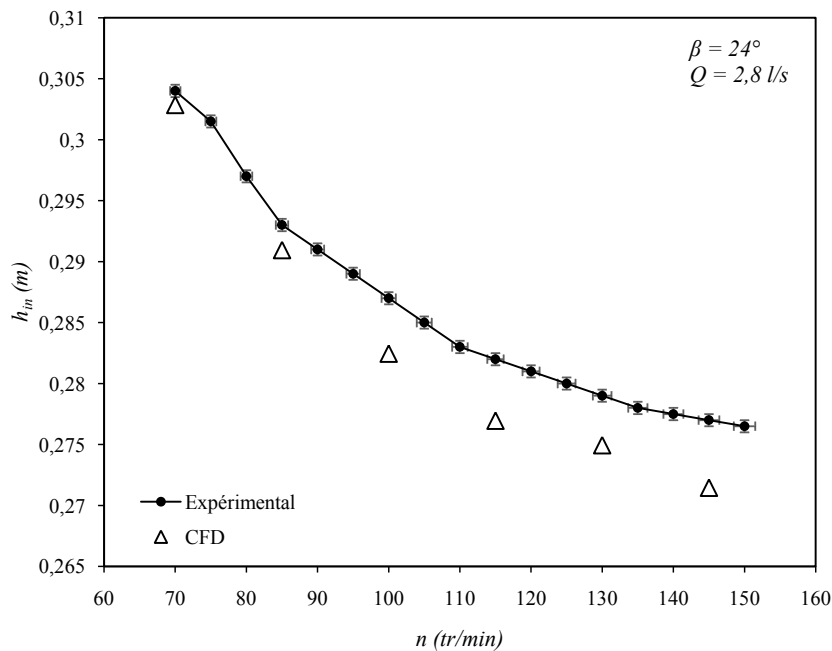


FIGURE 4.25 – Niveau d'eau amont h_{in} expérimental et théorique en fonction de la vitesse de rotation pour $Q = 2,8 \text{ l.s}^{-1}$ et $\beta = 24^\circ$

La figure 4.25 montre l'évolution du niveau d'eau en amont de la vis h_{in} en fonction de la vitesse de rotation n de la vis. Pour rappel, ce niveau d'eau est uniquement fonction du débit Q entrant et de la vitesse de rotation de la vis ; c'est à dire du contrôle aval que la vis exerce sur l'écoulement situé en amont. De plus, la hauteur h_{in} est directement utilisée pour calculer la hauteur de chute totale H (cf. équation 4.51) et, par la suite, pour le calcul du rendement η_{vis} (cf. équation 4.44). Les résultats montrent que les tendances d'évolution des valeurs numériques et expérimentales sont les mêmes. Par contre, la simulation sous-estime la valeur du niveau h_{in} de quelques millimètres. En effet, bien que la valeur théorique soit proche de l'expérimentale pour $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$, l'écart s'agrandit avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Ainsi, pour $n = 145 \text{ tr.min}^{-1}$, il y a plus de 5 mm d'écart entre la théorie et l'expérimentation ; ce qui représente environ une erreur de 2%. Bien que cet écart puisse paraître faible à première vue, comme les hauteurs de

chutes sont faibles, cela impacte fortement la valeur du rendement η_{vis} . Les origines de cet écart peuvent provenir du :

- raffinement trop faible du maillage au niveau du canal d'arrivée et de l'interstice pales-auge.
- fait que la dissipation d'énergie induite lors du passage du canal à section rectangulaire vers la section circulaire de l'auge est sous-estimée.
- des surface AMI1 et AMI2 qui peuvent perturber l'écoulement.

La hauteur de la surface libre (déterminée numériquement) en amont de la vis est forcément dépendante du raffinement du maillage. De plus, il a été vu précédemment que le nombre de mailles au niveau de l'interstice pales-auge influe sur la vitesse d'écoulement ; ce qui peu amener à une sur-estimation du débit de fuite Q_{fuite} et alors a une sous-estimation du niveau h_{in} . Il faut aussi noter que l'écart entre l'auge et les pales au niveau du dispositif expérimental est proche de 1 mm mais n'est pas constant le long de la vis. Pour observer l'influence du raffinement du maillage sur les résultats, les valeurs obtenues à partir du maillage à 5 millions de mailles et de celui à 10 millions ont été comparées pour un débit $Q = 2,8\text{ l.s}^{-1}$ et une vitesse de rotation $n = 130\text{ tr.min}^{-1}$. La valeur expérimentale de h_{in} mesurée pour ces conditions hydrauliques est de $h_{in} = 0,279\text{ m}$. Ce niveau d'eau déterminé par la simulation numérique, à partir du maillage à 5 millions de mailles et de celui à 10 millions, sont respectivement de $h_{in} = 0,2749\text{ m}$ et $h_{in} = 0,276\text{ m}$. La hauteur h_{in} déterminée à partir du maillage le plus fin est la plus proche de la hauteur réelle mais, ne s'en approche que de très peu. Le maillage n'est donc pas la seule cause de l'écart entre les valeurs expérimentales et théoriques.

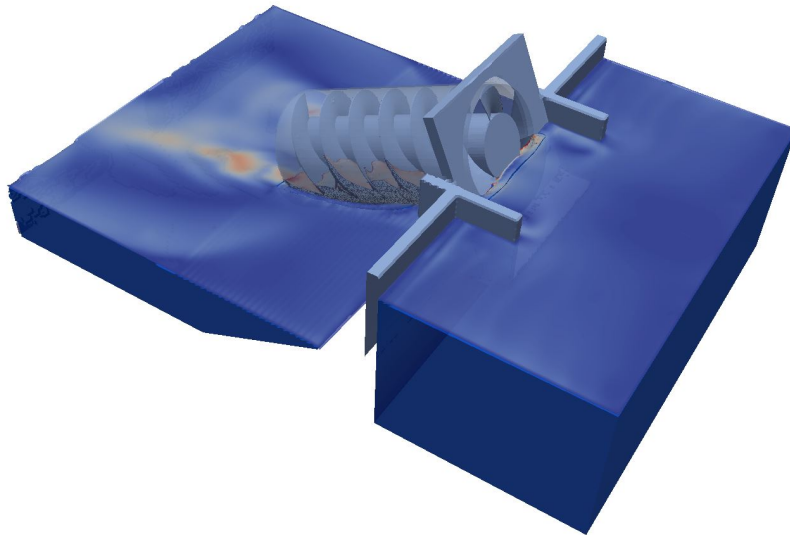


FIGURE 4.26 – Représentation du maillage avec les dimensions réelles du canal d'amenée et de sortie

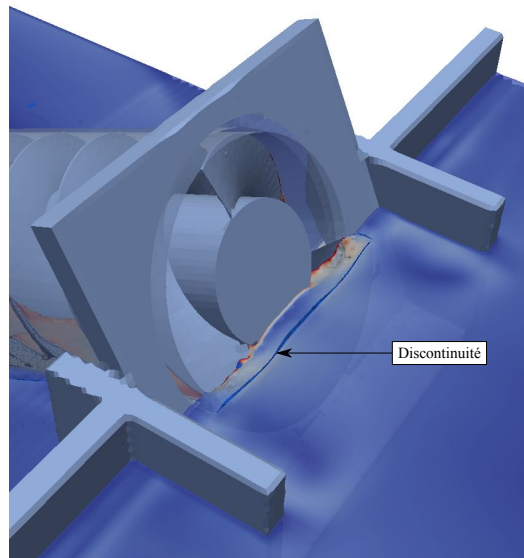


FIGURE 4.27 – Représentation du maillage avec les dimensions réelles du canal d’amenée et de sortie

Une deuxième hypothèse a été émise. Elle concerne la prise en compte des dimensions du canal d’amenée qui ne sont pas les mêmes au niveau de la simulation et du dispositif expérimental (cf. §4.4.2). De ce fait, il se peut que la perte de charge singulière induite au niveau de l’entrée de la vis soit sous-estimée. Un nouveau maillage a alors été réalisé avec la prise en compte des vraies dimensions du canal d’amenée et de sortie. La raffinement est le même que pour le maillage à 5 millions de mailles. La figure 4.26 expose un résultat de simulation obtenu à partir de ce maillage. Il est à noter que l’ensemble des simulations n’a pu être réalisé sur ce maillage car les temps de calcul étaient trop longs. Malheureusement, la hauteur d’eau amont h_{in} obtenue n’a pas évolué par rapport au maillage classique.

Enfin, il a été remarqué sur les images obtenues par la simulation numérique une discontinuité de la surface libre au niveau des surfaces AMI1 et AMI2 (cf. figure 4.27). L’écoulement est donc forcément perturbé à ce niveau et cela pourrait modifier la hauteur h_{in} sachant que l’ensemble de l’écoulement traverse ces surfaces. Il n’est pas possible de déterminer avec précision l’influence des surfaces AMI sur l’écoulement, pour le moment.

La figure 4.28 expose l’évolution du rendement théorique et expérimental en fonction de la vitesse de rotation. La courbe théorique et expérimentale de l’évolution du rendement est en forme de cloche. Ces deux courbes montrent que pour des vitesses de rotation trop faibles, le rendement diminue. Cela montre que la simulation prend bien en compte le phénomène de sur-remplissage de la vis. Le rendement va ensuite augmenter jusqu’à atteindre une valeur maximale pour laquelle la vitesse de rotation

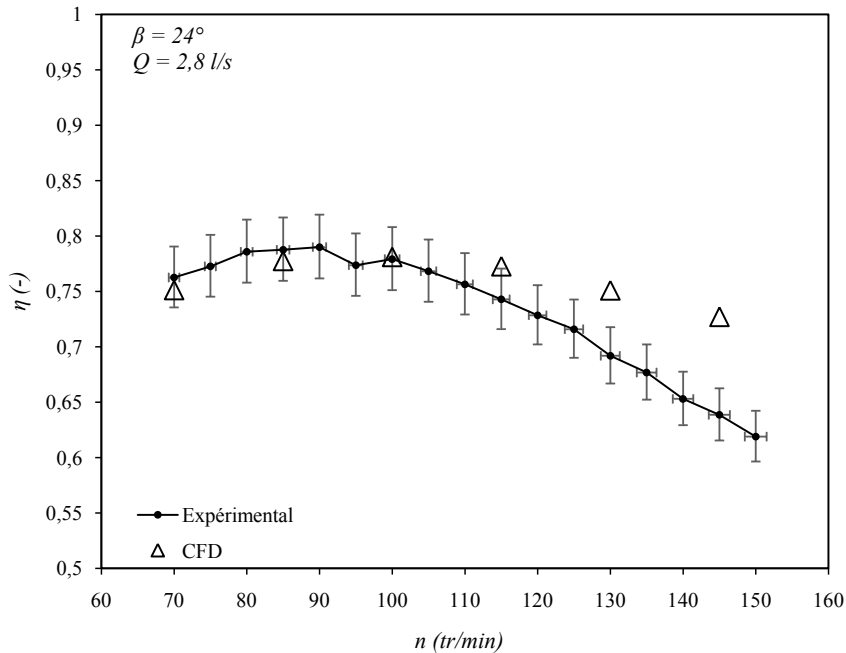


FIGURE 4.28 – Evolution du rendement théorique et expérimental en fonction de la vitesse de rotation n de la vis pour $Q = 2,8 \text{ l.s}^{-1}$ et $\beta = 24^\circ$

de la vis est optimale. Plus de simulations seraient nécessaires pour déterminer avec précision cette vitesse optimale. Pour la vis testée, la vitesse de rotation optimale semble être proche de 90 tr.min^{-1} aussi bien pour les résultats expérimentaux que théoriques. Pour des vitesses plus élevées, le rendement expérimental diminue bien plus rapidement que le rendement théorique. Ce phénomène s'explique en partie par la sous-estimation du niveau d'eau amont h_{in} vue précédemment. Une légère sur-estimation du couple C_{vis} est aussi une des causes de la sur-estimation du rendement. Enfin, une dernière cause est le niveau en aval de la vis h_{out} qui diffère légèrement entre l'expérimentation et la simulation (cf. §3.5.2.1).

4.7.3.2 Confrontation des résultats à vitesse de rotation fixe

Les résultats obtenus par la simulation numérique sont à présent confrontés aux résultats expérimentaux pour différents débits Q avec une vitesse de rotation de vis fixée à $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$.

La figure 4.29 représente l'évolution du couple axial C_{vis} fourni par la vis en fonction du débit entrant Q . A nouveau, les couples obtenus par la simulation numérique sont en très bon accord avec ceux mesurés expérimentalement. Il est ainsi possible d'observer l'augmentation de la valeur du couple avec l'augmentation du débit. Cela s'explique par le remplissage des poches d'eau qui est plus important lorsque le débit augmente à vitesse de rotation fixée.

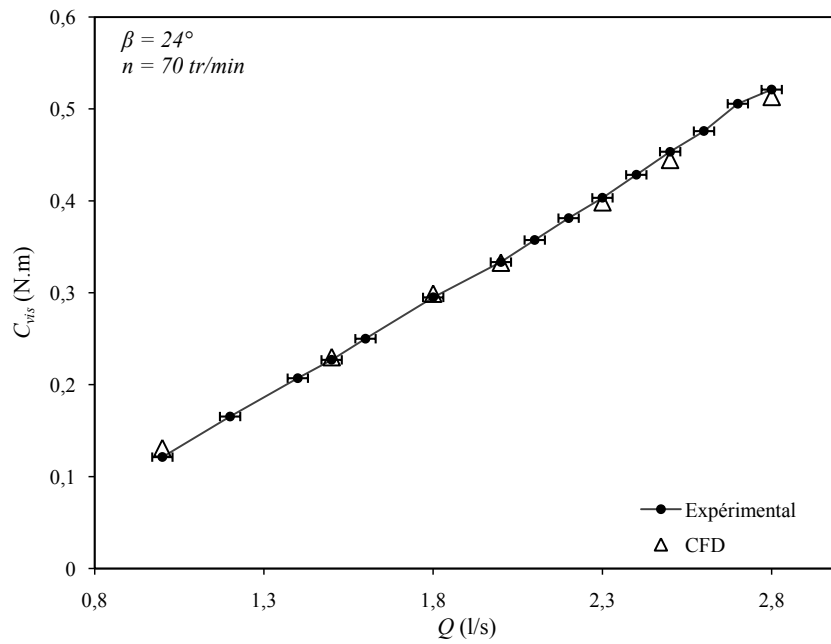


FIGURE 4.29 – Couple expérimental et théorique en fonction du débit entrant Q pour $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$ et $\beta = 24^\circ$

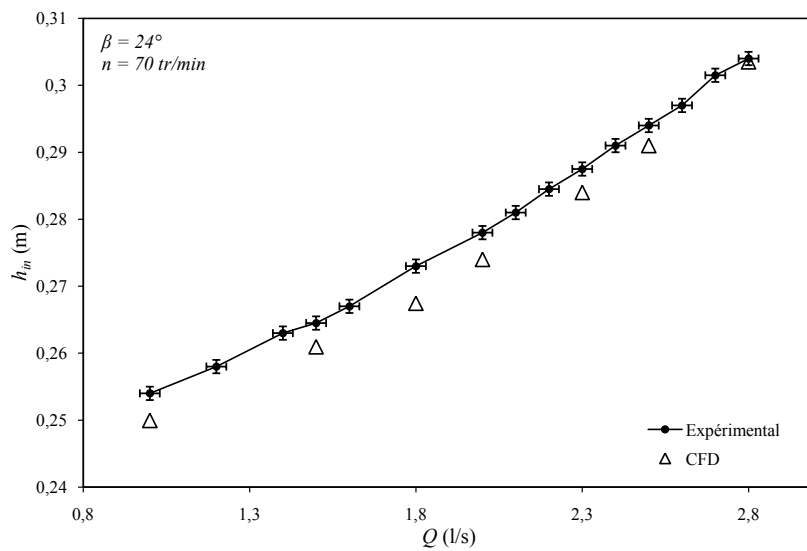


FIGURE 4.30 – Niveau d'eau amont h_{in} expérimental et théorique en fonction du débit entrant Q pour $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$ et $\beta = 24^\circ$

La figure 4.30 expose l'évolution du niveau d'eau h_{in} en amont de la vis en fonc-

tion du débit entrant Q . Comme cela était attendu, aussi bien pour les résultats théoriques que pour les résultats expérimentaux, le niveau d'eau diminue avec la diminution du débit entrant Q . De même que précédemment, les résultats théoriques sont légèrement en dessous des valeurs expérimentales. En effet, les niveaux sont proches pour $Q = 2,8 l.s^{-1}$, puis l'écart entre la hauteur théorique et expérimentale augmente avec la diminution du débit. Cet écart est donc d'autant plus important que le remplissage de la vis est faible. Les différentes causes possibles de cet écart ont été discutées précédemment.

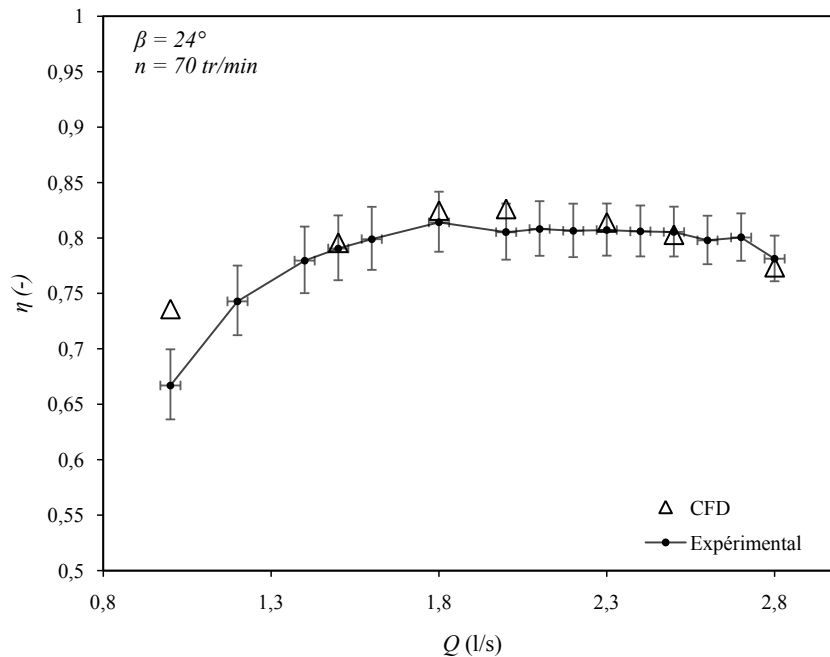


FIGURE 4.31 – Rendement expérimental et théorique en fonction du débit entrant Q pour $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$ et $\beta = 24^\circ$

La figure 4.31 représente l'évolution théorique et expérimentale du rendement de la vis η_{vis} en fonction du débit entrant Q . Le rendement théorique et expérimental ont tous les deux une évolution typique pour une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine. En effet, il y a bien une forte diminution du rendement pour les débits les plus faibles. Cette forte diminution de rendement est due au faible remplissage de la vis. Par la suite, pour $1,8 l.s^{-1} \leq Q \leq 2,5 l.s^{-1}$ le rendement n'évolue que très peu et reste donc à peu près constant. Pour des débits plus élevés, le rendement diminue avec l'apparition du débit de fuite Q_{sur} qui est dû au sur-remplissage de la vis. Les rendements théoriques et expérimentaux sont proches sauf pour $Q = 1 l.s^{-1}$. Pour ce point ci, la simulation numérique sur-estime à nouveau le rendement. Cela provient de la sous-estimation du niveau amont h_{in} discutée précédemment et d'une légère sur-estimation du couple C_{vis} . De plus, le niveau en aval de la vis est légèrement

différent entre l'expérimentation et la théorie ; ce qui influe à la fois sur le couple fourni par la vis et sur la hauteur de chute totale (cf. §3.5.2.1).

4.8 Conclusion

Ce chapitre a présenté la simulation numérique d'écoulements au sein d'une vis d'Archimède. Ces simulations ont été réalisées à l'aide du code de calcul *OpenFOAM*. En premier lieu, les différentes méthodes utilisées pour simuler l'écoulement ont été présentées. La simulation se fait donc en résolvant les équations de Navier-Stokes moyennées. La modélisation de la turbulence se fait ensuite à l'aide du modèle de turbulence $k-\omega$ SST qui est basé sur l'hypothèse de Boussinesq. La prise en compte de la surface libre se fait à l'aide la méthode VOF. Enfin, pour reproduire la rotation de la vis, il a été nécessaire d'utiliser un maillage glissant ("sliding mesh").

Par la suite, la construction du maillage a été décrite. Elle est basée sur les fichiers 3D utilisés lors de la conception du dispositif expérimental. Les dimensions de la vis dans la simulation sont donc les mêmes que celles utilisées dans ce dispositif. Enfin, pour des raisons de temps de calcul, il n'a pas été possible de raffiner autant que voulu le maillage au niveau de l'interstice auge-pale. Ce qui aurait été nécessaire pour simuler avec précision l'écoulement de fuite.

La visualisation de l'écoulement simulé a permis de souligner que la simulation prenait tout de même bien en compte les débits de fuite Q_{fuite} entre l'auge et les pales et Q_{sur} qui a lieu lorsque la vis est en sur-remplissage. Une étude sur la différence de niveau dh entre deux poches d'eau successives a montré que, contrairement à ce qui était avancé dans le chapitre 3, la valeur de dh n'est pas constante tout au long de la vis. En moyennant sa valeur sur toute la longueur de la vis, les résultats obtenus sont légèrement inférieurs à la valeur théorique. Il est néanmoins montré que l'approximation est bonne pour des vis de plus grandes où le nombre de pales qui travaillent est plus important. L'étude de l'évolution de la vitesse de l'écoulement a montré que le fluide subissait une forte accélération au niveau de l'interstice auge-pales. Cette accélération est due au fort gradient de pression présent dans cette zone. C'est donc bien ce gradient de pression qui est en partie le moteur de l'écoulement à l'origine du débit de fuite Q_{fuite} .

Ensuite l'évolution temporelle du couple fourni par la vis a été étudiée. Il a été vu que ce couple évolue suivant la position radiale de la vis. L'amplitude de la variation du couple est d'autant plus grande que le remplissage de la vis est faible. Il a été noté que cette variation doit être prise en compte notamment pour les vis dont la longueur filetée est petite voir proche du diamètre extérieur de la vis. En effet, les variations de couple pourraient endommager la partie mécanique et induire des fluctuations au niveau de la production d'énergie.

Enfin, les valeurs du couple C_{vis} , du niveau d'eau amont h_{in} et du rendement η_{vis} déterminées à partir de la simulation numérique ont été confrontées aux mesures expérimentales. Il a alors été observé que les résultats théoriques sont généralement en bon accord avec les résultats expérimentaux et notamment pour les valeurs de couple. Par contre, pour des remplissages de vis plus faibles, le rendement théorique est légèrement sur-estimé. Ce phénomène est dû à une sur-estimation du niveau amont h_{in} ainsi qu'à une légère sur-estimation du couple. Comme la vis simulée est de petite taille, une légère sur-estimation d'une valeur physique implique directement une forte variation au niveau du rendement.

Finalement, la simulation numérique a permis de mieux comprendre les différents phénomènes qui régissent l'écoulement au sein d'une vis d'Archimède. Les résultats obtenus ont montré que la simulation permet de donner une bonne estimation des performances de ce type de turbine. Par la suite, de nouvelles géométries de vis seront simulées afin d'observer par, exemple, l'influence de l'inclinaison β ou encore du nombre de filet N sur les performances de la vis d'Archimède. De plus, les écoulements ayant lieu dans des vis de plus grandes tailles seront simulés.

Modélisation du débit de fuite dans une vis d'Archimède

Sommaire

5.1	Introduction	155
5.2	Développement du modèle	157
5.2.1	Equivalents hydrauliques	157
5.2.2	Résolution des équations de Navier-Stokes	163
5.3	Résultats théoriques	171
5.3.1	Régime laminaire	171
5.3.2	Régime turbulent	174
5.4	Modélisation du débit de fuite sous <i>OpenFOAM</i>	176
5.4.1	Modélisation de l'écoulement	176
5.4.2	Maillage et conditions limites	177
5.4.3	Sensibilité au maillage	178
5.4.4	Résultats	180
5.5	Confrontations des résultats théoriques et expérimentaux	182
5.5.1	Définition et calcul du taux de remplissage	182
5.5.2	Expérimentations en régime laminaire	184
5.5.3	Expérimentations en régime turbulent	188
5.6	Conclusion	192

5.1 Introduction

Il a été observé dans les chapitres 2 et 3 que le débit de fuite dû à l'écoulement entre l'aube et les pales de la vis est une des principales causes de perte de puissance. En effet, ce débit de fuite est un débit qui ne travaille pas et donc, en l'occurrence, une perte de rendement. Comme cela a été vu précédemment, cette perte de puissance peut s'exprimer de la façon suivante :

$$P_{fuite} = \rho \cdot g \cdot Q_{fuite} \cdot H \quad (5.1)$$

avec P_{fuite} la puissance, H la hauteur de chute et Q_{fuite} , le débit de fuite à déterminer.

156 Chapitre 5. Modélisation du débit de fuite dans une vis d'Archimède

L'objectif est donc de développer un nouveau modèle théorique qui permettra de quantifier ce débit de fuite Q_{fuite} en fonction des paramètres géométriques de la vis et, des conditions hydrauliques de l'écoulement. Il a été vu dans le chapitre 2 qu'il existe à ce jour trois modèles pour déterminer ce débit. Le premier, est un modèle empirique fourni par Nagel [1988]. Il permet d'estimer la valeur de Q_{fuite} pour une vis d'Archimède utilisée en tant que pompe et uniquement lorsqu'elle fonctionne au point de remplissage optimal. Par la suite, Muysken [1932] a proposé un nouveau modèle qui prend en compte le taux de remplissage de la vis. Ce dernier est basé sur l'hypothèse que l'écoulement de fuite entre deux poches successives est assimilable à l'écoulement se faisant lors de la vidange d'une cuve dans une autre dont la hauteur d'eau y est plus faible. La vitesse de l'écoulement au niveau de la fuite peut alors être déterminée par la formule de Torricelli. Le débit peut alors être déterminé en intégrant cette vitesse sur l'ensemble de l'interstice mouillée. Enfin, le dernier modèle fourni par Lubitz [2014], est uniquement une simplification du modèle de Muysken [1932]. Il est donc toujours basé sur la formule de Torricelli.

Le modèle le plus complet et le plus utilisé à ce jour est donc celui fourni par Muysken [1932]. Il a été vu dans le chapitre 3, en mesurant un débit de fuite pour une vis à l'arrêt (cf. § 3.5.2.2), que ce modèle donne des valeurs de débits cohérentes lorsque le niveau d'eau, dans les différentes poches d'eau de la vis, se trouve proche du point de remplissage optimal. Par contre, le débit estimé Q_{fuite} est trop faible lorsque la vis est en sous-remplissage. De plus, le modèle ne prend pas en compte l'évolution de la vitesse de l'écoulement de fuite lorsque la taille de l'interstice augmente. Enfin, bien qu'il semblerait que la vitesse de rotation de la vis ait une influence sur le débit de fuite, elle n'est pas prise en compte dans ce modèle.

TABLE 5.1 – Prise en compte des différents paramètres par les modèles de fuite

	Géométrie de la vis	Remplissage de la vis	Vitesse de rotation	Taille de l'interstice
Modèle de Nagel [1988]	Uniquement le rayon extérieur	Non	Non	Pour le calcul de la surface débitante
Modèle de Muysken [1932]	Ensemble de la géométrie	Oui	Non	Pour le calcul de la surface débitante
Modèle de Lubitz [2014]	Ensemble de la géométrie	Oui	Non	Pour le calcul de la surface débitante
Nouveau modèle	Ensemble de la géométrie	Oui	Oui	Pour le calcul de la surface et de la vitesse

Il est donc proposé dans ce chapitre, de développer un nouveau modèle de fuite permettant de déterminer le débit Q_{fuite} en fonction de la géométrie de la vis, de son remplissage, de la taille de l'interstice et enfin, en fonction de la vitesse de rotation. Le tableau 5.1 expose ainsi les différents paramètres pris en compte par les différents modèles de fuite existants. Une première partie exposera alors le développement du nouveau modèle puis, les résultats théoriques seront comparés à des mesures expérimentales.

5.2 Développement du modèle

5.2.1 Equivalents hydrauliques

5.2.1.1 Méthode de calcul

Il a été observé dans le chapitre 3 que le débit total Q s'écoulant dans une vis d'Archimède peut être décomposé de la façon suivante :

$$Q = Q_{nom} + Q_{fuite} + Q_{sur} \quad (5.2)$$

avec Q_{nom} le débit nominal qui travaille, Q_{fuite} le débit de fuite entre l'auge et les pales et Q_{sur} le débit de fuite dû au sur-remplissage. Lorsque la vis est en sous-remplissage ou au point de remplissage optimal, le débit Q_{sur} est nul.

L'hypothèse est alors faite que le volume V_B des différentes poches d'eau contenues dans la vis est constant. Puis, la vitesse axiale c_{ax} d'avance des pales est à nouveau définie :

$$c_{ax} = \frac{S \cdot n}{60} \quad (5.3)$$

avec S le pas de la vis en m et n la vitesse de rotation de la vis en $tr.min^{-1}$. La surface mouillée moyenne S_{moy} orthogonale à l'axe de la vis est définie afin d'exprimer le débit Q_{nom} en fonction de c_{ax} :

$$S_{moy} = \frac{V_B}{(S/N)} \quad (5.4)$$

avec V_B le volume d'une poche d'eau et N le nombre de filets. Le débit Q_{nom} est alors donné par :

$$Q_{nom} = S_{moy} \cdot c_{ax} \quad (5.5)$$

Le débit nominal Q_{nom} peut donc être exprimé par le produit entre une surface mouillée moyenne (S_{moy}) et une vitesse d'avance (c_{ax}). L'hypothèse est alors faite que le débit de fuite peut aussi s'exprimer par le produit entre une surface moyenne et vitesse d'écoulement :

$$Q_{fuite} = S_{fuite} \cdot c_{fuite} \quad (5.6)$$

Pour le calcul du débit nominal la surface moyenne est directement déterminée par l'équation 5.4 et la vitesse moyenne d'écoulement par l'équation 5.3. Par contre,

pour le calcul de Q_{fuite} , la surface moyenne et la vitesse ne sont pas directement connues. Il est donc maintenant nécessaire de déterminer la surface S_{fuite} et la vitesse d'écoulement de fuite c_{fuite} supposée constante en temps et en espace.

5.2.1.2 Surface mouillée moyenne

Le volume d'eau compris entre deux pales successives est fonction de la géométrie de la vis et de son inclinaison : $V_B = f(R_a, R_i, S, \beta)$. En prenant en compte le volume d'eau compris au niveau de l'interstice auge-pale, le volume d'eau total V_{tot} compris entre deux pales successives est égal à :

$$V_{tot} = f(Ra + s_{sp}, R_i, S, \beta) \quad (5.7)$$

avec s_{sp} l'écart entre l'auge et les pales de la vis. Le volume de fuite alors défini par :

$$V_{fuite} = V_{tot} - V_B = f(Ra + s_{sp}, R_i, S, \beta) - f(R_a, R_i, S, \beta) \quad (5.8)$$

La méthode de calcul utilisée pour déterminer les différents volumes est exposée dans la partie 3.2.2. La figure 5.1 expose une schématisation d'une vis d'Archimède avec les volumes V_B et V_{fuite} ainsi que leur vitesse d'écoulement respective c_{ax} et c_{fuite} .

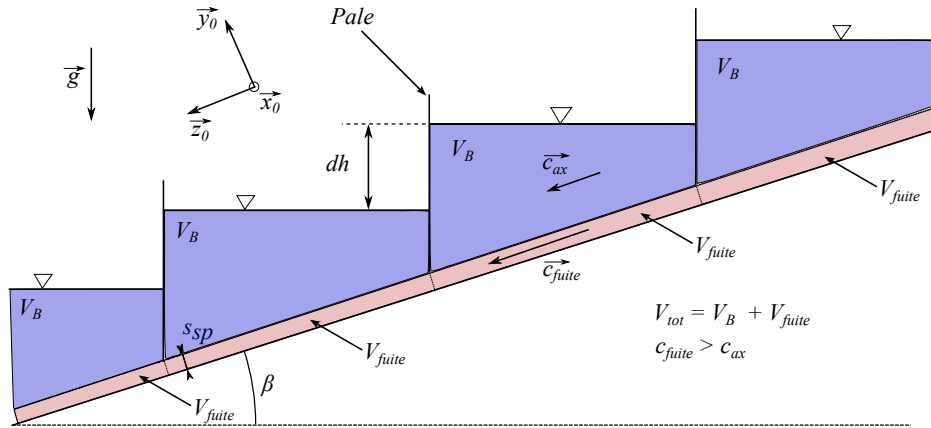


FIGURE 5.1 – Schématisation d'une vis d'Archimède avec les volumes d'eau V_B et V_{fuite} et leur vitesse d'écoulement

L'aire de la surface moyenne de l'écoulement de fuite est alors donnée par l'équation :

$$S_{fuite} = \frac{V_{fuite}}{(S/N)} \quad (5.9)$$

Il reste maintenant à déterminer la forme de cette surface. L'hypothèse est alors faite que l'écoulement de fuite se fait entre un cylindre de rayon Ra (extrémité de la pale) et un autre de rayon $Ra + s_{sp}$ (auge). La forme de la surface moyenne S_{fuite} est représentée dans la figure 5.2.

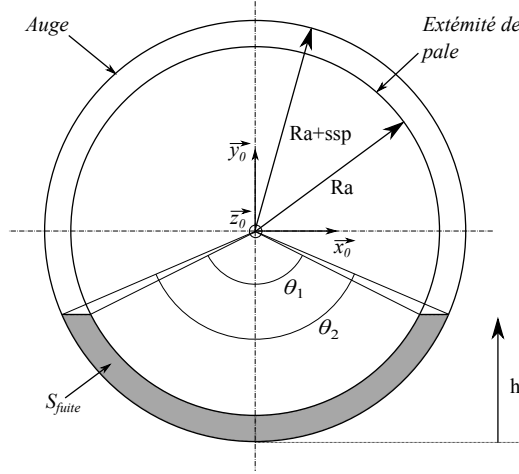


FIGURE 5.2 – Représentation de la forme de la surface S_{fuite} , des angles α_1 et α_2 et de la hauteur h

Connaissant l'aire de cette surface (cf. 5.9), il est possible de déterminer les angles α_1 et α_2 ainsi que la hauteur h . Tous ces paramètres géométriques sont représentés dans la figure 5.2. L'aire de la surface S_{fuite} est donnée par :

$$S_{fuite} = \frac{\theta_2 (R_a + s_{sp})^2}{2} - (R_a + s_{sp} - h)^2 \tan\left(\frac{\theta_2}{2}\right) - \frac{\theta_1 R_a^2}{2} + (R_a - h)^2 \tan\left(\frac{\theta_1}{2}\right) \quad (5.10)$$

L'angle $\theta_1 \in [0; 2\pi]$ peut être déterminé par :

$$\theta_1 = 2 \operatorname{acos}\left(1 - \frac{h}{R_a}\right) \quad (5.11)$$

et l'angle $\theta_2 \in [0; 2\pi]$ par :

$$\theta_2 = 2 \operatorname{acos}\left(1 - \frac{h}{R_a + s_{sp}}\right) \quad (5.12)$$

A partir des équations 5.10, 5.11 et 5.12, il est alors possible de connaître l'ensemble des paramètres géométriques de la surface S_{fuite} .

5.2.1.3 Écoulement équivalent

Maintenant que la surface équivalente est connue, il est à présent nécessaire de déterminer la vitesse d'écoulement du fluide c_{fuite} en sachant que l'écoulement se fait à travers cette surface. Il a été vu précédemment que l'écoulement de fuite est assimilé à un écoulement entre deux cylindres de rayon R_a et $R_a + s_{sp}$. Sachant que le rayon R_a est très grand devant la taille de l'interstice s_{sp} , l'hypothèse est faite que, quel que soit l'angle $\alpha \in \left[-\frac{\theta_1 + \theta_2}{4}; \frac{\theta_1 + \theta_2}{4}\right]$ (cf. figure 5.3), l'écoulement entre les deux cylindres est établi et assimilé à un écoulement interne de Couette plan.

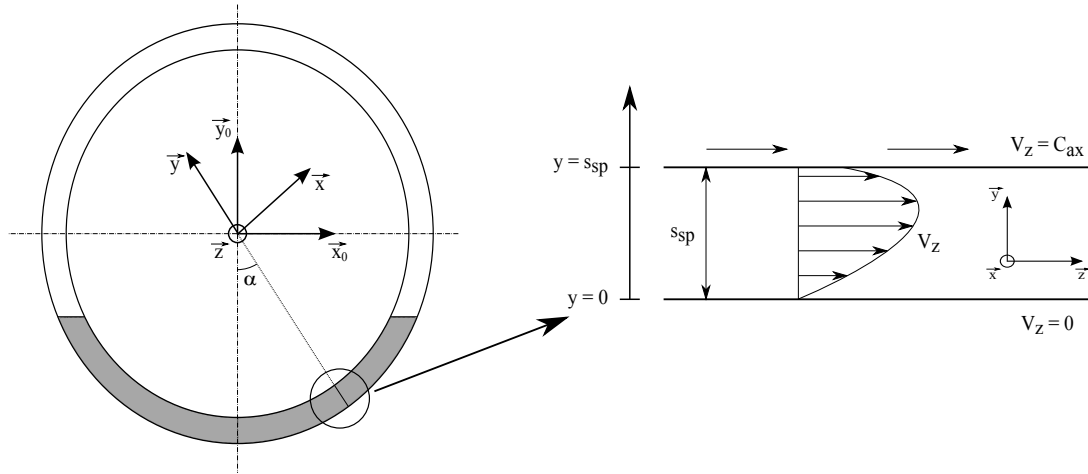


FIGURE 5.3 – Écoulement équivalent du débit de fuite Q_{fuite}

Il a été vu dans le chapitre 4, à l'aide de la simulation numérique, que la composante radiale de la vitesse d'écoulement au niveau de la fuite n'est pas négligeable mais tout de même faible devant la composante axiale. Mais, pour des raisons de simplification de calcul, cette composante radiale est ici négligée dans le calcul de la vitesse de fuite c_{fuite} . L'écoulement est donc supposé unidirectionnel et de direction \vec{z} . Le cylindre interne de rayon R_a a une vitesse axiale c_{ax} qui correspond à la vitesse d'avance des pales de la vis. Le cylindre de rayon $R_a + s_{sp}$ qui correspond lui, à l'auge, a une vitesse nulle. Les "moteurs" de cet écoulement sont alors le gradient de pression induit par la différence de niveau entre deux poches d'eau successives et la gravité.

5.2.1.4 Volume de contrôle et forces extérieures

Pour déterminer la vitesse de l'écoulement de fuite c_{fuite} , il est nécessaire, en premier lieu, de déterminer un volume de contrôle ainsi que l'ensemble des forces extérieures qui s'exercent sur ce volume.

Rappelons que la vitesse de fuite c_{fuite} , l'interstice de fuite s_{sp} et la différence de niveau entre deux poches successive dh sont supposés constants en espace. Ainsi, le débit de fuite s'écoulant dans un plan orthogonal à l'axe de la vis est constant. Le choix est fait d'étudier un volume de contrôle à un instant donné pour estimer le débit de fuite. De plus, le volume de contrôle est "centré" sur l'abscisse d'une pale de vis telle que définie par une vue en coupe (cf. vue en coupe dans le plan (\vec{z}_0, \vec{y}_0) , figure 5.5).

Le volume de contrôle est un volume égal à V_{fuite} compris entre deux demi-cylindres de rayon R_a et $R_a + s_{sp}$ et dont leur longueur est égale à S/N . Les sections perpendiculaires à l'axe \vec{z} de ce volume correspondent à la surface S_{fuite} . La forme

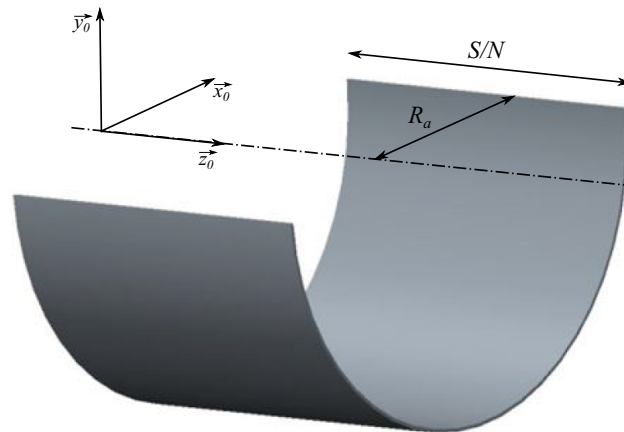


FIGURE 5.4 – Représentation du volume de contrôle

du volume de contrôle est exposée dans la figure 5.4. Son positionnement est lui montré dans la figure 5.5. Le demi-cylindre débute donc au "milieu" d'une poche d'eau supérieure pour s'arrêter au milieu de la poche d'eau inférieure. Le volume est donc centré sur une pale de la vis d'Archimède. Ainsi positionné, ce volume est soumis à une différence de pression ainsi qu'à une force de gravité. Cette différence de pression est due à la différence du niveau d'eau dh entre deux poches d'eau successives (cf. figure 5.5).

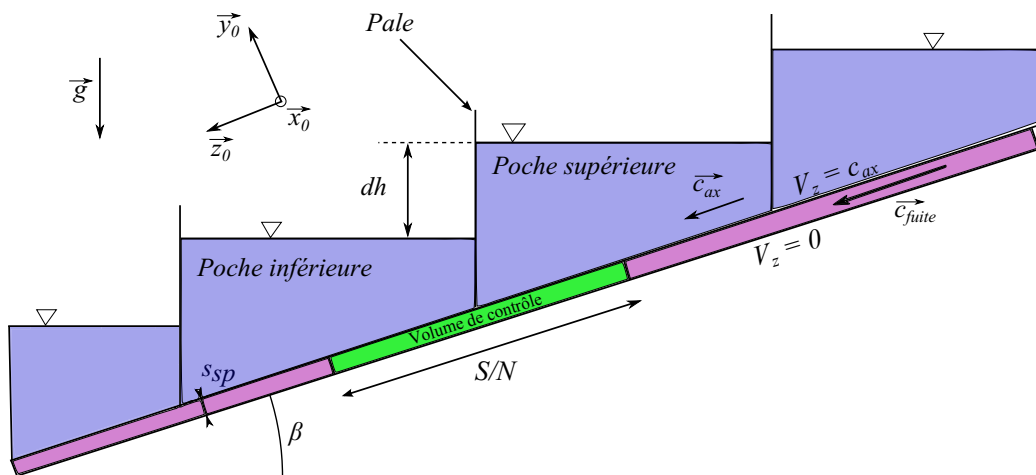


FIGURE 5.5 – Positionnement du volume de contrôle dans une vis d'Archimède schématisée

La différence de pression ΔP subie par une pale de la vis n'est pas la même sur l'ensemble de sa surface mouillée. La figure 5.6 expose un exemple d'évolution de ce gradient de pression sur la surface mouillée d'une pale. Pour déterminer le gradient

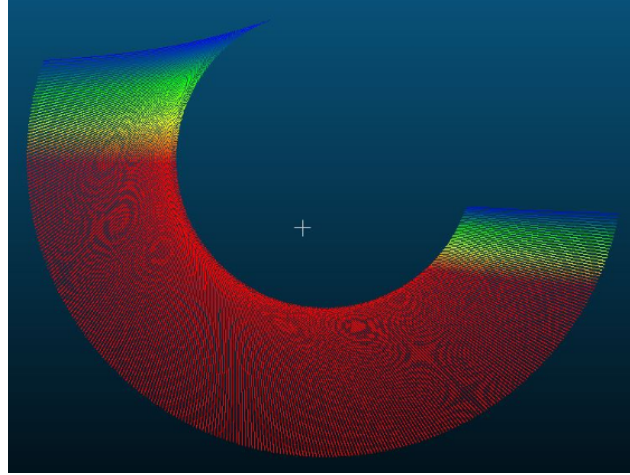


FIGURE 5.6 – Evolution de la différence de pression ΔP sur une surface mouillée d'une pale de vis

de pression moteur de l'écoulement de fuite, il faut s'intéresser à la différence de pression au niveau de l'extrémité de la pale. Il peut être observé sur la figure 5.6, en partant de l'extrémité supérieure vers le centre, que ΔP augmente jusqu'à atteindre une certaine limite à partir de laquelle il devient constant. La zone où la différence de pression est non constante, zone qui passe donc de la couleur bleue à la couleur rouge, correspond à la surface mouillée de la pale qui n'est que soumise à la pression de la poche d'eau qui lui est supérieure. Ainsi, avec l'augmentation de la hauteur de la colonne d'eau provenant de la poche supérieure (cf. figure 5.6), la différence de pression passe de $\Delta P = 0$ à $\Delta P = \rho.g.dh$. La zone où ΔP est constant, zone de couleur rouge, correspond à la partie de la pale qui est soumise à la fois à la pression de la poche supérieure et inférieure. La colonne d'eau provenant du volume inférieur compense donc en partie, celle provenant de la poche supérieure. La valeur de la différence de pression dans cette zone est égale à $\Delta P = \rho.g.dh$.

Dans l'écoulement de fuite étudié, l'hypothèse est faite que le fluide dans le volume de contrôle est soumis à un gradient de pression constant donné par :

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\Delta P_{moy} \cdot \cos(\beta)}{(S/N)} \quad (5.13)$$

avec ΔP_{moy} la différence de pression moyenne s'exerçant sur la pale. Il est donc nécessaire de déterminer la différence de pression moyenne ΔP_{moy} . Cette dernière est calculée en moyennant la différence de pression sur toute la longueur mouillée de l'extrémité d'une pale. Il apparaît alors :

$$\Delta P_{moy} = \rho.g \cdot \frac{0,5.dh.\alpha_1 + dh.\alpha_2 + 0,5.dh.\alpha_3}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3} \quad (5.14)$$

avec les angles α_1 , α_2 et α_3 représentés dans la figure 5.7. Les angles α_1 et α_3

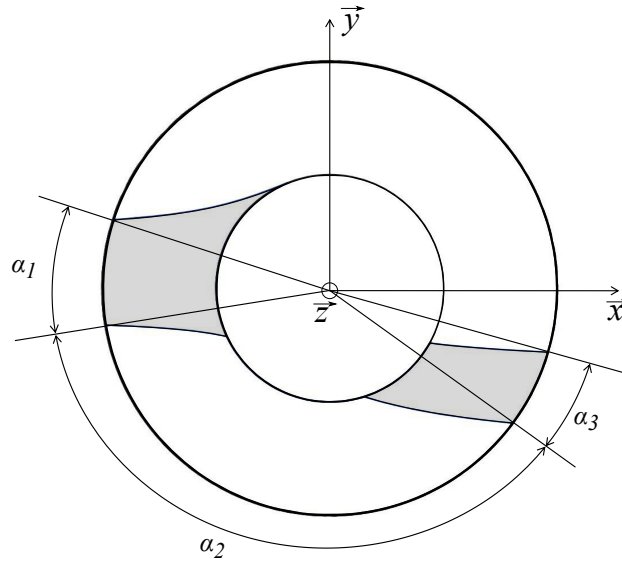


FIGURE 5.7 – Représentation des angles nécessaires au calcul de la différence de pression moyenne ΔP_{moy}

correspondent à la partie mouillée de la pale qui n'est soumise qu'à la pression hydrostatique provenant de la poche d'eau supérieure (zone de changement de couleur dans la figure 5.6). L'angle α_2 correspond lui, à la zone de la pale qui est soumise à la fois à la pression hydrostatique provenant de la poche d'eau supérieure et inférieure (zone de couleur rouge dans la figure 5.6).

L'écoulement de fuite est, de plus, soumis à la force de gravité représentée par le vecteur \vec{g} (cf. figure 5.6). En projetant, cette force sur la direction de l'écoulement donnée par le vecteur \vec{z} , il apparaît alors :

$$g_z = g \cdot \sin(\beta) \quad (5.15)$$

Maintenant que les forces extérieures s'exerçant sur le fluide sont déterminées, il faut résoudre les équations de Navier-Stokes pour déterminer le profil de vitesse au niveau de l'interstice.

5.2.2 Résolution des équations de Navier-Stokes

5.2.2.1 Régime d'écoulement

Il a été vu dans le chapitre 4 que l'écoulement au sein d'une vis d'Archimède peut être turbulent. Le nombre de Reynolds permet de déterminer si l'écoulement au niveau de l'interstice auge-pale est laminaire ou turbulent. L'hypothèse est faite ici que l'écoulement est analogue à un écoulement de Couette plan. Pour ce type

d'écoulement, le nombre de Reynolds peut s'écrire :

$$Re = \frac{c_{fuite} \cdot s_{sp}}{\nu} \quad (5.16)$$

avec c_{fuite} la vitesse moyenne de l'écoulement au niveau de l'interstice, ν la viscosité cinématique du fluide et s_{sp} l'écart entre l'auge et l'extrémité des pales de la vis. Il a été observé dans le chapitre 4 que la formule de Toricelli permettait de donner une estimation cohérente de la vitesse d'écoulement moyenne. Pour estimer le nombre de Reynolds, c'est cette formule qui est utilisée pour calculer c_{fuite} ; ce qui donne :

$$c_{fuite} = \sqrt{2 \cdot g \cdot dh} \quad (5.17)$$

Pour un écoulement de Couette plan, la transition entre le régime laminaire et turbulent a lieu à nombre de Reynolds $Re \simeq 2500$ [Padet, 1991]. Finalement, avant de commencer à étudier l'écoulement au niveau de l'interstice, il sera à chaque fois nécessaire de déterminer en premier lieu le régime de l'écoulement. De plus, il faudra éviter de se trouver dans la zone de transition, c'est à dire pour des nombres de Reynolds proches de $Re = 2500$.

5.2.2.2 Régime laminaire

D'après les hypothèses émises précédemment, pour un angle α donné (cf. figure 5.3), l'écoulement est unidirectionnel (direction \vec{z}) et se situe dans le plan $(0, \vec{y}, \vec{z})$. Les composantes de vitesse dans les directions \vec{y} et \vec{z} sont respectivement notées V_y et V_z . Les équations de Navier-Stokes en coordonnées cartésiennes, pour un fluide incompressible sont :

— Equation de continuité :

$$\frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (5.18)$$

— Equation du bilan de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial V_y}{\partial t} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial z^2} \right) + f_y \quad (5.19)$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial t} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial y} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) + f_z \quad (5.20)$$

L'écoulement est supposé stationnaire, ainsi :

$$\frac{\partial V_y}{\partial t} = \frac{\partial V_z}{\partial t} = 0 \quad (5.21)$$

L'écoulement étant supposé établi, il y alors pour tout point $M(y, z)$ contenu dans l'interstice :

$$\frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (5.22)$$

L'équation de continuité 5.18 devient alors :

$$\frac{\partial V_y}{\partial y} = 0 \quad (5.23)$$

Cette dernière équation implique que V_y soit constant. Or, aux limites de l'écoulement, il y a $V_y(0, z) = V_y(s_{sp}, z) = 0$. Il apparaît donc bien que pour tout point $M(y, z)$ appartenant à l'interstice, $V_y = 0$.

Les équations 5.19 et 5.20 deviennent alors :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} = -g \cos(\beta) \quad (5.24)$$

et

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} + f_z \quad (5.25)$$

avec $\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{P_{moy} \cos(\beta)}{S/N}$ et $f_z = g_z$.

Alors que l'équation 5.24 vérifie la loi de l'hydrostatique, l'équation 5.25 va nous permettre de déterminer $V_z(y)$.

Pour simplifier l'écriture, il est posé :

$$C = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + f_z$$

D'où, d'après l'équation 5.25 :

$$\frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2} = -\frac{C}{\nu} \quad (5.26)$$

$$\Leftrightarrow \frac{\partial V_z}{\partial y} = -\frac{C}{\nu} y + C_1 \quad (5.27)$$

$$\Leftrightarrow V_z(y) = -\frac{C}{2\nu} y^2 + C_1 y + C_2 \quad (5.28)$$

Avec les conditions limites $V_z(0) = 0$ et $V_z(s_{sp}) = c_{ax}$, il vient :

$$C_1 = \frac{c_{ax}}{s_{sp}} + \frac{C}{2\nu} \cdot s_{sp}$$

$$C_2 = 0$$

La vitesse du fluide est finalement donnée par :

$$V_z(y) = -\frac{C}{2\nu} y^2 + \left(\frac{c_{ax}}{s_{sp}} + \frac{C}{2\nu} s_{sp} \right) y \quad (5.29)$$

avec

$$C = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{P_{moy} \cos(\beta)}{(S/N)} + g \cdot \sin(\beta)$$

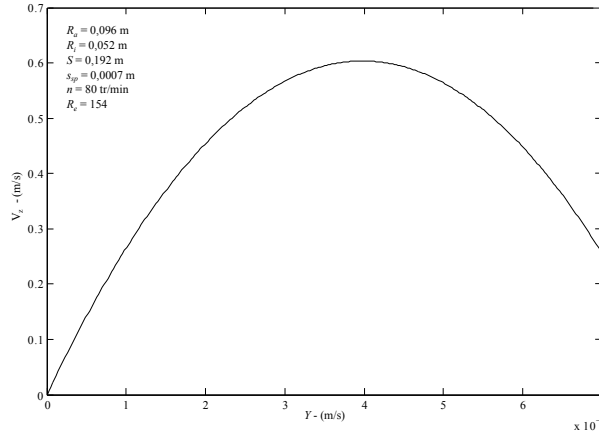


FIGURE 5.8 – Exemple typique du profil de vitesse de l'écoulement laminaire au niveau de l'interstice auge-pale

La figure 5.8 expose un exemple typique du profil de vitesse de l'écoulement au niveau de la veine fluide déterminée précédemment. Il peut être vu que la vitesse est bien nulle au niveau de l'auge ($y=0$) et égale à C_{ax} au niveau de l'extrémité des pales ($y = s_{sp}$). L'augmentation de la vitesse entre ces deux points est due au gradient de pression et à la gravité.

La vitesse moyenne c_{fuite} de l'écoulement de fuite s'écrit :

$$c_{fuite} = \frac{1}{s_{sp}} \int_0^{s_{sp}} V_z(y) dy = s_{sp}^2 \frac{C}{12\nu} + \frac{c_{ax}}{2} \quad (5.30)$$

Finalement, pour un écoulement supposé laminaire au niveau de l'interstice auge-pale, le débit de fuite Q_{fuite} est donné par :

$$Q_{fuite} = c_{fuite} S_{fuite} = \left[s_{sp}^2 \left(\frac{P_{moy}}{S/N} + g \sin(\beta) \right) \frac{1}{12\nu} + \frac{c_{ax}}{2} \right] S_{fuite} \quad (5.31)$$

avec S_{fuite} la surface d'écoulement moyenne donnée par l'équation 5.9.

5.2.2.3 Régime turbulent - Analytique

L'évolution du profil de vitesse au niveau de l'écoulement de fuite a été déterminée précédemment pour un écoulement laminaire. Malheureusement, l'écoulement dans cet interstice est généralement turbulent pour les vis d'Archimède installées dans les cours d'eau. Il est donc nécessaire de déterminer le profil de vitesse pour un régime turbulent, c'est à dire pour un nombre de Reynolds $Re > 2500$. A nouveau, il faut éviter de se trouver dans la zone de transition laminaire-turbulent. Dans un premier temps, il est cherché dans cette partie à déterminer une expression analytique de la composante de vitesse V_z pour pouvoir déterminer directement la vitesse moyenne c_{fuite} . Pour simplifier les calculs, une vitesse nulle est imposée au niveau

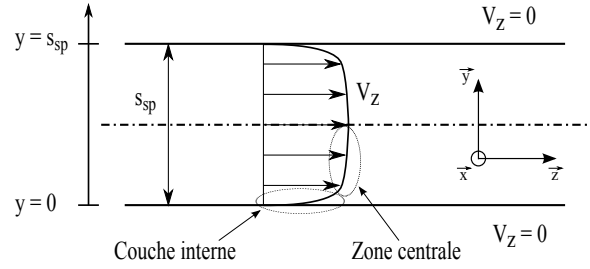


FIGURE 5.9 – Profil de vitesse pour un écoulement en régime turbulent entre deux plaques avec la représentation de la couche interne et de la zone centrale

du cylindre intérieur ; c'est à dire $V_z(s_{sp}) = 0$.

La prise en compte de la turbulence se fait à partir des équations de Navier-Stokes moyennées (cf. chapitre 4). La fermeture des équations est ensuite réalisée à partir de l'hypothèse de Boussinesq qui introduit une viscosité turbulente ν_t . Pour déterminer cette viscosité turbulente, le modèle de la longueur de mélange l est utilisé. Il suppose que ν_t est reliée de façon simple à la vitesse de l'écoulement [Padet, 1991]. La zone d'écoulement pour $y \in [0, s_{sp}/2]$ est composée d'une couche interne et d'une zone centrale. Le calcul du profil de vitesse dans ces deux zones se fait de manière distincte car ceux ne sont pas les mêmes phénomènes physiques qui sont prépondérants dans ces deux zones et, les hypothèses simplificatrices y sont alors différentes. L'évolution de la vitesse pour $y \in [s_{sp}/2, s_{sp}]$ est déterminée par une symétrie axiale. Cela est possible grâce à la simplification $V_z(s_{sp}) = 0$ qui a été posée précédemment. La figure 5.9 expose une évolution du type du profil de vitesse entre deux plaques pour un écoulement turbulent avec la couche interne et la zone centrale.

Il est à nouveau supposé que le fluide est incompressible et que l'écoulement est établi et stationnaire. En prenant en compte la viscosité turbulente, l'équation 5.25 devient [Padet, 1991] :

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial V_z}{\partial y} \right] + f_z \quad (5.32)$$

Il est à présent posé :

$$C = \frac{\partial P}{\partial z} - \rho f_z \quad (5.33)$$

L'équation 5.32 donne alors par intégration :

$$(\nu + \nu_t) \frac{\partial V_z}{\partial y} = \frac{1}{\rho} C y + C_1 \quad (5.34)$$

Or, pour $y = 0$, il y a :

$$\left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial V_z}{\partial y} \right]_{y=0} = \frac{\tau_p}{\rho} \quad (5.35)$$

168 Chapitre 5. Modélisation du débit de fuite dans une vis d'Archimède

avec τ_p la contrainte de cisaillement au niveau de la paroi.

Donc $C_1 = \frac{\tau_p}{\rho}$ et ainsi :

$$(\nu + \nu_t) \frac{\partial V_z}{\partial y} = \frac{1}{\rho} C y + \frac{\tau_p}{\rho} \quad (5.36)$$

Il y a maintenant deux lois de vitesse à déterminer. La première concerne la zone de la couche interne et, la deuxième, correspond à la zone centrale.

* Loi de vitesse dans la couche interne :

Au niveau de la couche interne, c'est à dire pour $y \leq 0,2 (s_{sp}/2)$ [Padet, 1991], la contrainte pariétale est prépondérante devant le gradient de pression et les forces extérieures. Il est alors admis que :

$$C y \ll \tau_p \quad (5.37)$$

Dans la couche interne, l'équation 5.36 devient :

$$(\nu + \nu_t) \frac{\partial V_z}{\partial y} = \frac{\tau_p}{\rho} \quad (5.38)$$

En utilisant le modèle de longueur de mélange, il vient :

$$\begin{cases} \nu_t = l^2 \frac{\partial V_z}{\partial y}, \quad l = K y \\ K \simeq 0,40 : \text{constante de Karman} \end{cases}$$

Il est ensuite défini une longueur et une vitesse de référence [Padet, 1991] :

$$\begin{cases} V^0 = V_\tau = \sqrt{\tau_p/\rho} : \text{vitesse de frottement} \\ L^0 = \frac{\nu}{V_\tau} \end{cases}$$

En utilisant les définitions et propriétés exposées ci-dessus, l'équation 5.38 devient :

$$\nu \frac{\partial V_z}{\partial y} + K^2 y^2 \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 = V_\tau^2 \quad (5.39)$$

Sont alors construites :

- une vitesse adimensionnée : $V_z^+ = \frac{V_z}{V_\tau} = \frac{V_z}{\sqrt{\tau_p/\rho}}$
- une distance adimensionnée : $\xi = \frac{y}{L^0} = y \frac{U_\tau}{\nu}$

L'équation 5.44 devient :

$$\frac{\partial V_z^+}{\partial \xi} + K^2 \xi^2 \left(\frac{\partial V_z^+}{\partial \xi} \right)^2 = 1 \quad (5.40)$$

L'équation 5.48 est un polynôme du second degré en $\frac{\partial V_z^+}{\partial \xi}$ qui admet une unique solution positive :

$$\frac{\partial V_z^+}{\partial \xi} = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + 4K^2 \xi^2}} \quad (5.41)$$

La couche interne est constituée de deux parties distinctes qui sont la sous-couche visqueuse et la zone logarithmique. La sous-couche visqueuse est une zone où la viscosité cinématique du fluide ν est prépondérante devant la viscosité turbulente ν_t . L'évolution de la vitesse, en fonction de la distance à la paroi, y est linéaire. À l'inverse, dans la zone logarithmique, c'est la viscosité turbulente qui est prépondérante devant la viscosité moléculaire et l'évolution de la vitesse suit, cette fois-ci, une évolution logarithmique. Sachant que la quasi totalité de la couche interne correspond à la zone logarithmique, la sous-couche visqueuse est ici négligée pour le calcul de la vitesse d'écoulement.

Comme le terme $4K^2\xi^2$ provient de la viscosité turbulente (cf. équation 5.44) et que, dans la zone logarithmique, il y a $\nu_t \gg \nu$; il apparaît alors que $4K^2\xi^2 \gg 1$. Grâce à cette hypothèse, l'équation 5.41 donne alors :

$$V_z^+ = \frac{V_z}{V_\tau} = \frac{1}{K} \ln(\xi) + A \quad (5.42)$$

avec A une constante. Il a été déterminé par des expérimentations une valeur de $A = 0,55$ pour un écoulement entre deux plaques horizontales [Padet, 1991]. La loi de vitesse dans cette région suit donc bien une loi logarithmique. Finalement, l'évolution de la vitesse de l'écoulement dans la couche interne est donnée par :

$$V_z(y) = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}} 2,5 \ln \left(y \frac{\sqrt{\tau_p/\rho}}{\nu} \right) + 5,5 \quad (5.43)$$

Il restera encore à déterminer la contrainte tangentielle à la paroi τ_p .

* Loi de vitesse dans la zone centrale :

Dans la couche externe ou zone centrale, c'est à dire pour $y \geq 0,2 (s_{sp}/2)$ [Padet, 1991], la viscosité turbulente ν_t est prépondérante devant la viscosité moléculaire du fluide ν . L'équation 5.36 devient alors :

$$\nu_t \frac{\partial V_z}{\partial y} = \frac{1}{\rho} C y + \frac{\tau_p}{\rho} \quad (5.44)$$

Il peut être admis que dans la couche externe de cet écoulement [Padet, 1991], la viscosité turbulente ν_t a atteint une valeur asymptotique. Il est donc possible d'adopter l'hypothèse de Boussinesq qui affirme que $\nu_t = \text{constante}$. La valeur de cette viscosité est alors déterminée en prenant la valeur de ν_t à la limite externe de la zone logarithmique; c'est à dire pour $y = y_l = 0,2 (s_{sp}/2)$. À cet endroit ci, toujours en utilisant le modèle de la longueur de mélange, la viscosité turbulente est donnée par :

$$\nu_t = K^2 y_l^2 \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} \right)_{y=y_l} \quad (5.45)$$

Or, d'après l'équation 5.42 qui est toujours valable à la limite de la zone logarithmique et, avec $K = 0,4$, il apparaît :

$$\frac{\partial V_z}{\partial y} = \frac{\partial V_z}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{\partial y} = 2,5 \frac{V_\tau}{y} \quad (5.46)$$

170 Chapitre 5. Modélisation du débit de fuite dans une vis d'Archimède

La viscosité turbulente ν_t dans la zone centrale est alors estimée à :

$$\nu_t = 0,008 s_{sp} V_\tau \quad (5.47)$$

En intégrant 5.44, sachant que C , τ_p et ν_t sont indépendants de y , on a :

$$\nu_t V_z(y) = \frac{1}{2\rho} C y^2 + \frac{\tau_p}{\rho} y + C_1 \quad (5.48)$$

La vitesse d'écoulement entre deux plaques fixes, dont l'écartement est égal à s_{sp} , est maximale pour $y = 0,5 s_{sp}$. D'où :

$$C_1 = \nu_t V_{zmax} - \frac{s_{sp}}{2} \left(C \frac{s_{sp}}{4} + \tau_p \right) \quad (5.49)$$

Or, comme le profil de vitesse pour $y \in [0, 5 s_{sp}, s_{sp}]$ est déterminé par symétrie, il y a $\left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)_{y=s_{sp}/2} = 0$; d'où d'après 5.48 :

$$\tau_p = -C \frac{s_{sp}}{2} \quad (5.50)$$

avec C déterminée par l'équation 5.33.

En combinant 5.48 et 5.50, il est obtenu :

$$C_1 = \nu_t V_{zmax} - \frac{s_{sp}}{4\rho} \tau_p \quad (5.51)$$

La vitesse d'écoulement devient alors à partir de 5.48 :

$$V_z(y) = \frac{\tau_p}{\rho \nu_t} \left(y - \frac{y^2}{s_{sp}} \right) + V_{zmax} - \frac{s_{sp}}{4 \nu_t \rho} \tau_p \quad (5.52)$$

Il reste encore à déterminer V_{zmax} . Pour cela, un raccordement de la couche interne à la zone centrale en $y = y_{rac} = 0,2(s_{sp}/2)$ est effectué. A l'aide des équations 5.43 et 5.52, l'égalité suivante est obtenue :

$$V_{zmax} = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}} 2,5 \ln \left(y_{rac} \frac{\sqrt{\tau_p/\rho}}{\nu} \right) + 5,5 - \frac{\tau_p}{\rho \nu_t} \left(y_{rac} - \frac{y_{rac}^2}{s_{sp}} \right) + \frac{s_{sp}}{4 \nu_t \rho} \tau_p \quad (5.53)$$

Maintenant que les valeurs de τ_p et V_{zmax} sont déterminées, il est aisé d'en déduire l'évolution de la vitesse dans toute la veine fluide à l'aide des équations 5.43 et 5.52. La figure 5.10 expose une évolution typique du profil de vitesse dans la veine fluide correspondant à l'interstice auge-pale.

Finalement, le débit de fuite Q_{fuite} en régime turbulent est donné par :

$$Q_{fuite} = c_{fuite} \cdot S_{fuite} = \int_0^{s_{sp}} V_z(y) dy \frac{1}{s_{sp}} S_{fuite} \quad (5.54)$$

L'intégration de $V_z(y)$ se fait numériquement en utilisant la méthode de Simpson.

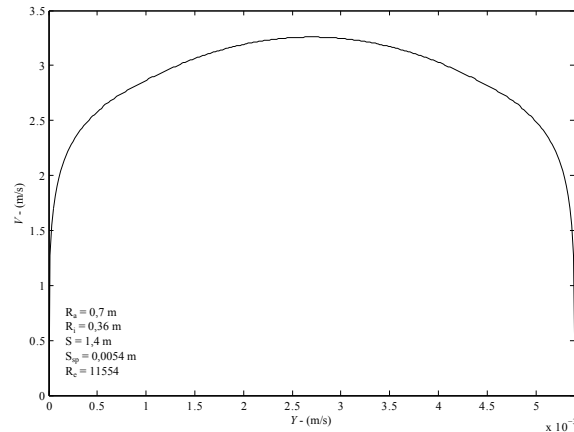


FIGURE 5.10 – Profil de vitesse typique pour un écoulement en régime turbulent dans la veine fluide correspondant au débit de fuite

5.3 Résultats théoriques

Les résultats obtenus à l'aide du nouveau modèle de fuite sont confrontés à ceux déterminés à partir du modèle utilisé actuellement [Muysken, 1932]. Les débits de fuite exposés par la suite ont été déterminés pour des vis fonctionnant au point de remplissage optimal.

5.3.1 Régime laminaire

En premier lieu, l'évolution du débit de fuite Q_{fuite} est étudiée pour des écoulements en régime laminaire ; c'est à dire pour des nombres de Reynolds inférieurs à 2500. Les figures 5.11, 5.12, 5.13 et 5.14 exposent l'évolution du débit de fuite calculé à partir du modèle de Muysken et à partir du nouveau modèle en régime laminaire en fonction de différents paramètres géométriques.

La figure 5.11 expose l'évolution du débit de fuite Q_{fuite} en fonction de l'écart s_{sp} entre l'auge et les pales de la vis. Les résultats montrent que le débit obtenu à partir du modèle de Muysken augmente linéairement en fonction de cet écart. En revanche, le débit calculé à l'aide du nouveau modèle augmente proportionnellement au carré de l'écart s_{sp} . En premier lieu, il est normal de voir que ces débits augmentent avec l'augmentation de la taille de l'interstice car la surface d'écoulement S_{fuite} est plus grande. Par contre, pour le modèle de Muysken, la vitesse c_{fuite} de l'écoulement reste constante quelle que soit la valeur de s_{sp} . Ce modèle ne prend donc pas en compte l'augmentation de c_{fuite} lorsque la taille de l'interstice augmente. Dans le nouveau modèle, lorsque la valeur de s_{sp} augmente, le débit de fuite est à la fois influencé par l'augmentation de la surface d'écoulement S_{fuite} et, par l'augmentation de la vitesse c_{fuite} . Il est donc normal que l'évolution obtenue soit linéaire avec l'ancien modèle et proportionnelle au carré de l'écart avec le nouveau modèle. Ce nouveau modèle met d'autant plus en avant l'importance de minimiser l'écart de l'interstice

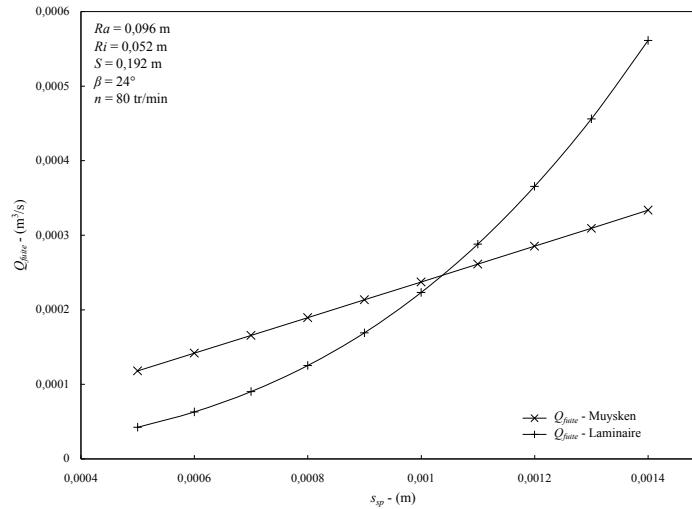


FIGURE 5.11 – Débit de fuite Q_{fuite} en fonction de l'interstice s_{sp} - Laminaire

auge-pales.

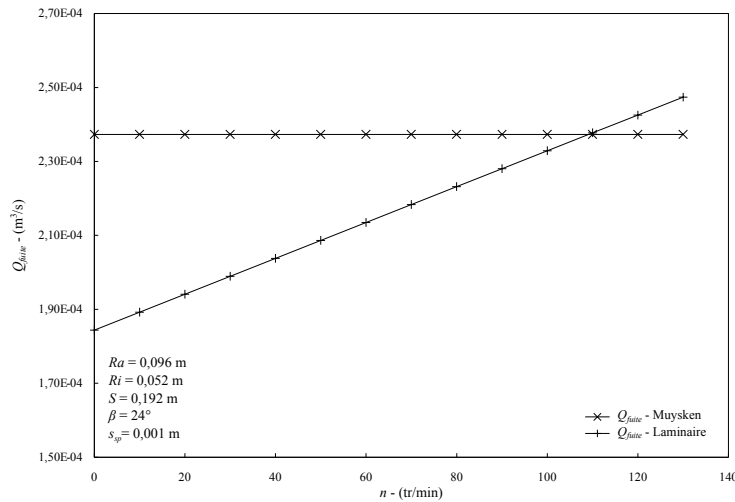


FIGURE 5.12 – Débit de fuite Q_{fuite} en fonction de la vitesse de rotation n - Laminaire

La figure 5.12 montre l'évolution du débit de fuite Q_{fuite} obtenu par les deux modèles en fonction de la vitesse de rotation n . Il peut être vu que le modèle de Muysken donne un débit constant quelle que soit la vitesse de rotation. En revanche, le débit obtenu à partir du nouveau modèle augmente linéairement en fonction de la vitesse de rotation. Cette augmentation est due au fait que la vitesse à la paroi $V_z(ssp) = c_{ax}$ augmente avec la vitesse de rotation et il en est alors de même pour la vitesse de l'écoulement de fuite c_{fuite} . Physiquement, il paraît cohérent que le débit de fuite soit plus élevé lorsque la vitesse d'écoulement axiale moyenne dans la vis c_{ax} augmente pour un taux de remplissage de vis équivalent.

En effet, plus la vitesse c_{ax} est importante, moins l'écoulement de fuite sera "freiné".

La figure 5.13 représente l'évolution du débit de fuite Q_{fuite} en fonction de l'inclinaison β de la vis. Les deux modèles donnent, avec un accroissement de l'inclinaison, une augmentation du débit jusqu'à un certain point. A partir de ce point, le débit diminue à nouveau. Par contre, il peut être vu que l'inclinaison qui correspond au débit Q_{fuite} maximal est plus faible avec le nouveau modèle. En effet, il correspond à peu près à $\beta = 26^\circ$ pour le nouveau modèle alors qu'il est atteint vers $\beta = 30^\circ$ pour l'ancien. Cette augmentation puis cette diminution du débit de fuite peut s'expliquer physiquement. En effet, d'après l'équation 5.54, le débit de fuite est fonction de la vitesse d'écoulement c_{fuite} et de la surface d'écoulement S_{fuite} . Ainsi, lorsque l'inclinaison augmente, la vitesse c_{fuite} augmente car la différence de niveau d_h croît mais, la surface d'écoulement S_{fuite} , elle, diminue. Il existe alors une inclinaison pour laquelle le terme $c_{fuite} S_{fuite}$ est maximal. C'est donc pour cette inclinaison que le débit de fuite Q_{fuite} sera maximal. Le fait que le débit de fuite maximal ne corresponde pas à la même inclinaison s'explique par le fait que les vitesses c_{fuite} déterminées par les deux modèles ne sont pas les mêmes.

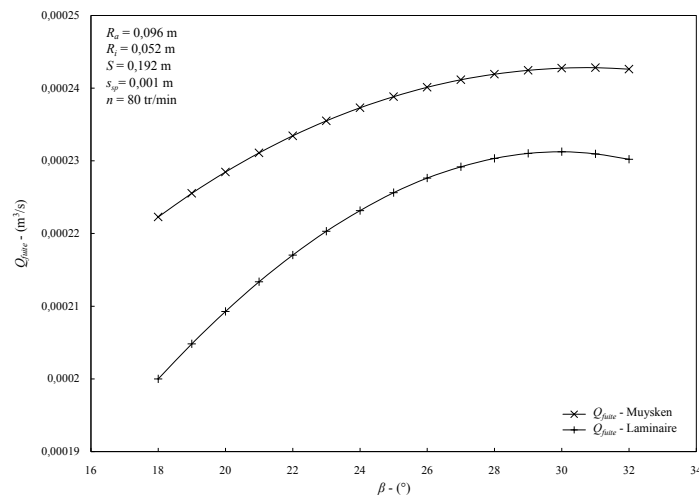


FIGURE 5.13 – Débit de fuite Q_{fuite} en fonction de l'inclinaison β - Laminaire

La figure 5.14 expose l'évolution du débit de fuite en fonction du rayon extérieur R_a de la vis. Il peut être vu que, pour les deux modèles théoriques, le débit augmente linéairement avec le rayon R_a . Cela s'explique par le fait que la surface d'écoulement S_{fuite} est plus grande lorsque le rayon extérieur est plus grand. Par contre, le débit croît plus rapidement avec le nouveau modèle. Cela peut s'expliquer par le fait que lorsque R_a augmente, pour une vitesse de rotation n donnée, la vitesse d'écoulement c_{ax} augmente aussi.

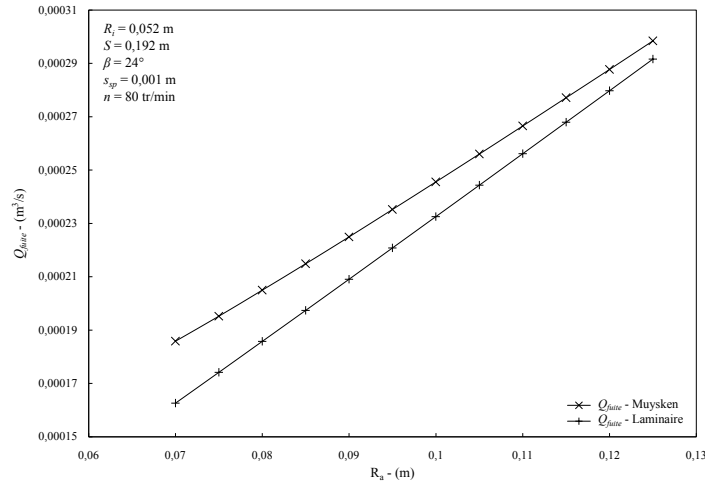


FIGURE 5.14 – Débit de fuite Q_{fuite} en fonction du rayon extérieur R_a - Laminaire

5.3.2 Régime turbulent

L'évolution du débit de fuite Q_{fuite} obtenue à partir du nouveau modèle est maintenant décrite pour un écoulement turbulent. Les débits de fuites obtenus à partir du modèle de Muysken [1932] et du nouveau modèle sont à nouveau comparés. Les figures 5.15, 5.16 et 5.17 exposent les évolutions des débits Q_{fuite} obtenus à partir des deux modèles. Les résultats exposés dans ces figures sont tous obtenus pour des nombres de Reynolds supérieurs à 2500.

La figure 5.15 expose l'évolution du débit de fuite Q_{fuite} en fonction de l'écart s_{sp} entre l'aube et les pales de la vis. Les évolutions sont les mêmes que celles observées en écoulement laminaire. Ainsi, il y a toujours une évolution de Q_{fuite} proportionnelle au carré de s_{sp} avec le nouveau modèle et une évolution linéaire de ce débit avec le modèle de Muysken.

Les évolutions de Q_{fuite} en fonction de l'inclinaison β de la vis sont représentées dans la figure 5.16. Il peut à nouveau être remarqué que ces débits augmentent jusqu'à une certaine inclinaison puis diminuent. Les résultats des deux modèles sont proches pour des inclinaisons inférieures à 22° puis les débits obtenus à l'aide du modèle de Muysken sont supérieurs à ceux obtenus avec le modèle turbulent. Enfin, le débit maximal est obtenu pour 27° avec le nouveau modèle turbulent et pour 30° avec l'ancien.

La figure 5.17 montre l'évolution de Q_{fuite} en fonction du rayon extérieur R_a de la vis. Les deux modèles donnent une augmentation linéaire du débit avec le rayon. Comme pour le régime laminaire, le débit de fuite augmente plus rapidement avec le nouveau modèle.

Il n'est pour l'instant pas possible d'observer, en régime turbulent, l'influence de la vitesse de rotation n de la vis sur le débit de fuite car elle n'est pas prise en compte dans le modèle turbulent. Il est donc nécessaire de développer un nouveau

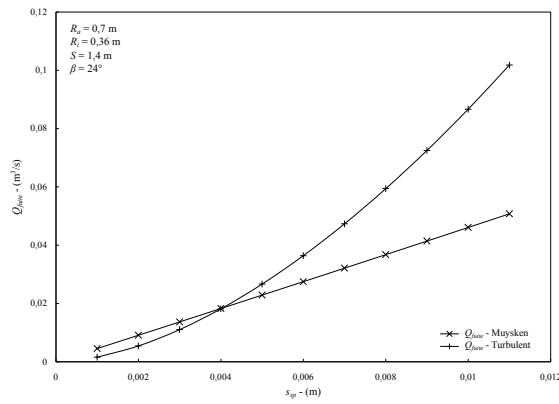


FIGURE 5.15 – Débit de fuite Q_{fuite} en fonction de l'interstice s_{sp} - Turbulent

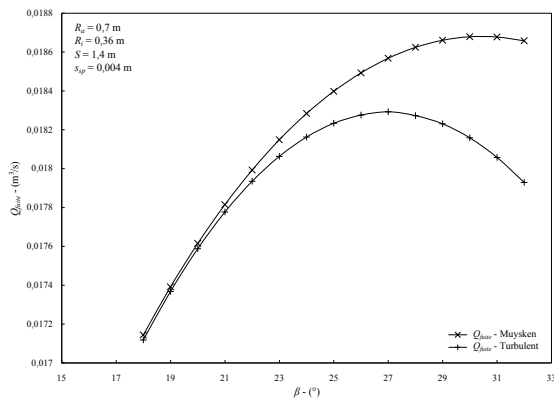


FIGURE 5.16 – Débit de fuite Q_{fuite} en fonction de l'inclinaison β - Turbulent

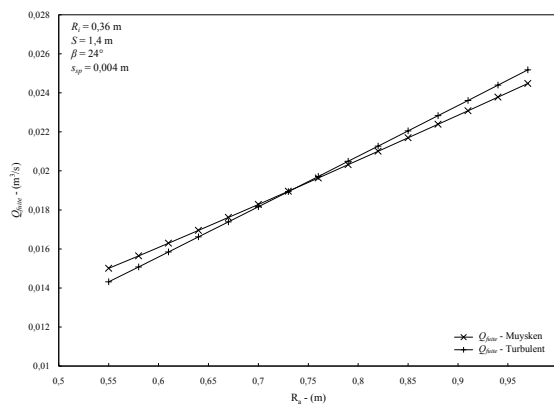


FIGURE 5.17 – Débit de fuite Q_{fuite} en fonction du rayon extérieur R_a - Turbulent

modèle qui prend en compte à la fois les phénomènes de turbulence et la vitesse de rotation de la vis.

5.4 Modélisation du débit de fuite sous *OpenFOAM*

Un nouveau modèle permettant de quantifier les fuites entre l'auge et les pales d'une vis d'Archimède a été développé précédemment. Malheureusement, il n'a pas été trouvé de solution analytique pour la vitesse moyenne c_{fuite} lorsque l'écoulement est turbulent et qu'une vitesse est appliquée à la paroi supérieure. Pour palier ce problème, il a été choisi d'utiliser un logiciel de simulation numérique. De même que dans le chapitre 4, c'est le code de calcul *OpenFOAM* qui a été utilisé.

5.4.1 Modélisation de l'écoulement

Pour modéliser l'écoulement de fuite entre l'auge et les pales d'une vis d'Archimède, les hypothèses émises sont les mêmes que celles exposées dans la partie 5.2.1. L'écoulement de fuite est donc toujours assimilé à un écoulement de Couette plan. La vitesse de la paroi supérieure est égale à la vitesse axiale d'avance des pales de la vis (vitesse c_{ax}). Le fluide est de nouveau considéré comme incompressible et l'écoulement est supposé stationnaire et établi.

Cet écoulement de Couette turbulent est simulé à l'aide du "solveur" *simple-FOAM*. Ce dernier permet d'étudier des écoulements turbulents en régime établi pour des fluides incompressibles. Pour simuler les effets de la turbulence, *simple-Foam* résout les équations de Navier-Stokes moyennées (cf. chapitre 4). En notant V le vecteur vitesse, le système d'équation est le suivant :

$$\nabla \cdot V = 0 \quad (5.55)$$

$$\nabla(VV) = \nabla(\mu_{eff}\nabla V) - \nabla P \quad (5.56)$$

avec $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$. Le terme μ correspond à la viscosité dynamique du fluide et μ_t à la viscosité dynamique turbulente. L'équation 5.55 provient de la conservation de la masse et l'équation 5.56 découle de la conservation de la quantité de mouvement. La fermeture de ces équations se fait à l'aide du modèle de turbulence à deux équations $k - \varepsilon$ (cf. chapitre 4). Ce modèle de turbulence a été choisi car il a été, en partie, validé expérimentalement pour la simulation d'écoulement de Couette [Hannani, 1996].

L'effet de la gravité sur l'écoulement est pris en compte en l'intégrant dans le gradient de pression ∇P . Ainsi, le nouveau gradient de pression dans la direction \vec{z} (cf. figure 5.9) est égal à :

$$\frac{\partial P_1}{\partial z} = \rho \cdot g_z - \frac{\partial P}{\partial z} \quad (5.57)$$

avec les termes g_z et $\partial P/\partial z$ définis respectivement par les équations 5.15 et 5.13. D'où :

$$\partial P_1 = \rho \cdot g_z \cdot \partial z - \partial P \quad (5.58)$$

Une analyse dimensionnelle sur le terme $\rho.g_z.\partial z$ montre qu'il correspond bien à une pression. En effet, l'unité de ce terme correspond à des $N.m^{-2}$.

Finalement, l'utilisation du code de calcul *OpenFOAM* permet de déterminer le profil de vitesse de l'écoulement $V_z(y)$ au niveau de l'interstice. Il est alors possible d'en déduire la vitesse moyenne c_{fuite} puis le débit de fuite Q_{fuite} grâce à l'équation 5.54.

5.4.2 Maillage et conditions limites

Comme cela a été exposé dans le chapitre 4, *OpenFOAM* dispose de deux utilitaires permettant de créer un maillage : *blockMesh* et *snappyHexMesh*. Pour construire le maillage, c'est uniquement l'utilitaire *blockMesh* qui a été utilisé. Ce dernier permet de construire rapidement des maillages basiques. La figure 5.18 représente une schématisation du maillage ainsi que les conditions limites. Il est à noter que la maillage est fortement raffiné au niveau de la paroi supérieure et inférieure car il y a un fort gradient de vitesse dans ces deux zones.

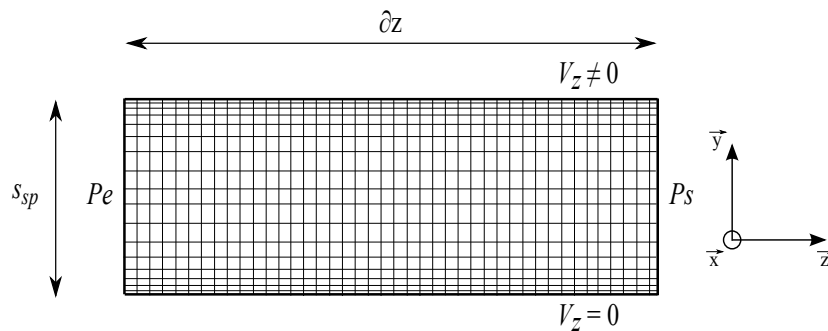


FIGURE 5.18 – Schématisation du maillage et des conditions limites

Une vitesse nulle est imposée au niveau de la paroi inférieure ($V_z(0) = 0$) qui correspond à l'auge. Sur la surface supérieure, il est à présent possible d'imposer n'importe quelle vitesse $V_z(s_{sp})$. Les vitesses à l'entrée et à la sortie sont calculées automatiquement en fonction du gradient de pression grâce à la condition limite *pressureInletOutletVelocity*. Des pressions constantes P_e et P_s sont imposées respectivement à l'entrée et à la sortie. C'est bien cette différence de pression qui va imposer une vitesse au fluide. Un gradient de pression nul est imposé sur la paroi supérieure et inférieure. Afin de limiter la taille du maillage, il a été choisi $\delta z = 0,15 m$. Les pressions P_e et P_s sont alors ajustées en conséquences pour conserver le même gradient de pression $\partial P_1 / \partial z$.

La visualisation des résultats se fait à partir du logiciel *Paraview*. Ce dernier permet notamment d'effectuer directement l'intégration de la vitesse $V_z(y)$ sur la largeur de l'interstice. Cette intégration est nécessaire pour le calcul de la vitesse

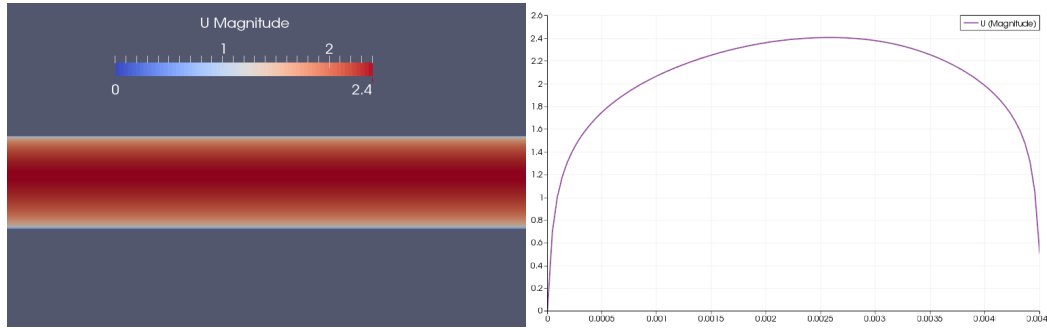


FIGURE 5.19 – Représentation sous *Paraview* du profil de vitesse en régime turbulent

moyenne d'écoulement c_{fuite} . La figure 5.19 expose un profil de vitesse typique obtenu à partir de la simulation numérique sous *OpenFOAM*. Il peut bien être observé que la vitesse est nulle au niveau de la paroi inférieure ($V_z(0) = 0$) et égale à $V_z(s_{sp}) = 0,5 \text{ m.s}^{-1}$ au niveau de la paroi supérieure. De même que dans la partie 5.2.2.3, il peut être remarqué que le profil de vitesse est bien décomposé en une zone centrale plus deux couches internes situées au niveau de chaque paroi.

5.4.3 Sensibilité au maillage

Pour que les résultats obtenus par simulation numérique soient cohérents, une étude de sensibilité de la vitesse moyenne c_{fuite} au maillage est nécessaire. Le maillage est estimé comme suffisamment raffiné lorsque la vitesse ne varie plus que très légèrement lorsque l'on augmente encore la densité du maillage. Dans un premier temps, le raffinement nécessaire dans la direction \vec{z} est observé puis, dans un second temps, dans la direction \vec{y} (cf. figure 5.18). Pour réaliser cette étude, la longueur totale du maillage est de $\partial z = 0,15 \text{ m}$ et l'écart auge-pale est pris à $s_{sp} = 0,005 \text{ m}$. La vitesse de la paroi supérieure est fixée à $V_z(s_{sp}) = 1 \text{ m.s}^{-1}$. Les pressions d'entrée et de sortie sont respectivement égales à $P_e = 1372,9 \text{ N.m}^{-2}$ et $P_s = 0 \text{ N.m}^{-2}$.

Afin de déterminer le raffinement nécessaire dans la direction \vec{z} , le nombre de mailles dans la direction \vec{y} est fixé à 40. La figure 5.20 expose l'évolution de la vitesse moyenne c_{fuite} et de la vitesse maximale dans la veine fluide en fonction du nombre de mailles. Les résultats montrent que les vitesses moyennes et maximales n'évoluent que très peu avec l'augmentation du nombre de mailles. Il n'est donc pas nécessaire de raffiner d'avantage le maillage dans cette direction. Pour la suite des calculs, le maillage sera constitué de 400 mailles dans la direction \vec{z} .

Pour déterminer, cette fois-ci, le nombre de mailles nécessaire dans la direction \vec{y} , le nombre de mailles dans la direction \vec{z} est fixé à 400. La figure 5.21 expose à nouveau l'évolution des vitesses moyennes et maximales en fonction du nombre de mailles. Il peut être vu que ces deux vitesses diminuent avec l'augmentation du nombre de mailles puis, elles se stabilisent à partir d'un certain nombre de mailles. Ainsi, la vitesse moyenne se stabilise vers les $2,35 \text{ m.s}^{-1}$ et la vitesse maximale vers

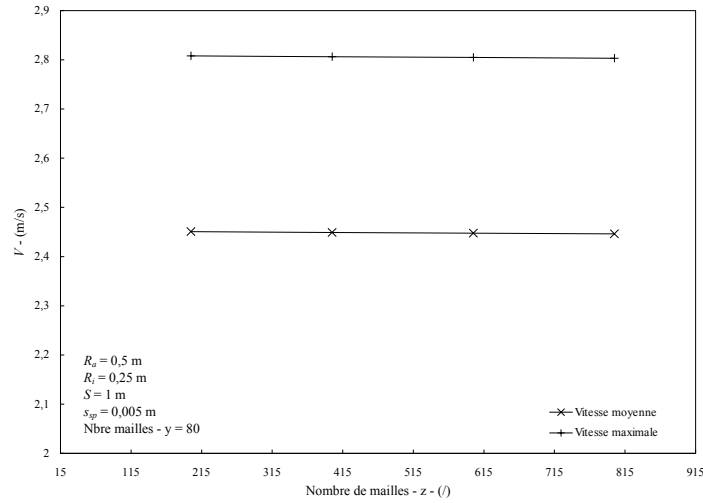


FIGURE 5.20 – Evolution de la vitesse moyenne et maximale en fonction du nombre de mailles dans la direction \vec{z}

les $2,7 \text{ m.s}^{-1}$. Les valeurs des vitesses se stabilisent lorsque le nombre de mailles est supérieur à 80. Il n'est donc pas nécessaire de raffiner d'avantage le maillage dans cette direction. Pour la suite des calculs, pour un écart s_{sp} de $0,005 \text{ m}$, le maillage sera constitué de 80 mailles dans la direction \vec{y} . Lorsque l'écart s_{sp} évolue, le nombre de mailles évoluera en conséquence afin de toujours garder une densité de mailles équivalente.

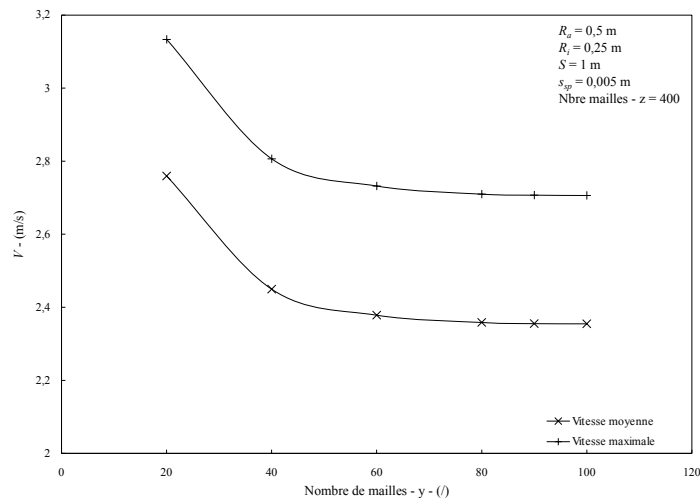


FIGURE 5.21 – Evolution de la vitesse moyenne et maximale en fonction du nombre de mailles dans la direction \vec{y}

5.4.4 Résultats

De même que dans la partie 5.3, les débits de fuite Q_{fuite} obtenus à l'aide du code de calcul *OpenFOAM* sont comparés à ceux déterminés à partir du modèle de Muysken [1932] pour des écoulements turbulents. Le nombre de Reynolds déterminé à partir de l'équation 5.16 est donc toujours supérieur à 2500. Les calculs des débits se font pour une vis au point de remplissage optimal.

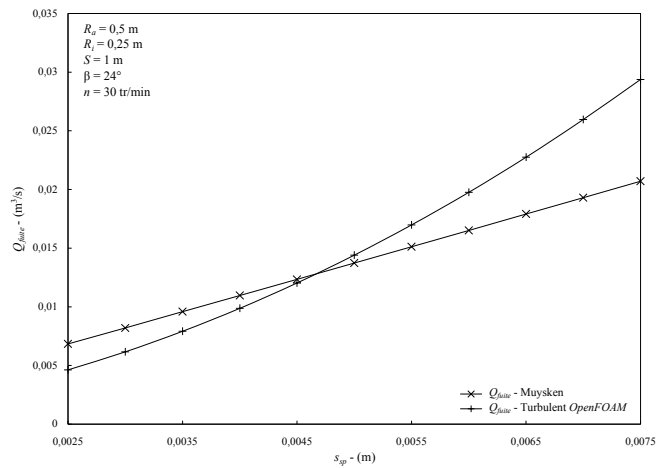


FIGURE 5.22 – Débit de fuite Q_{fuite} déterminé à partir d'*OpenFOAM* en fonction de l'interstice s_{sp} - Turbulent

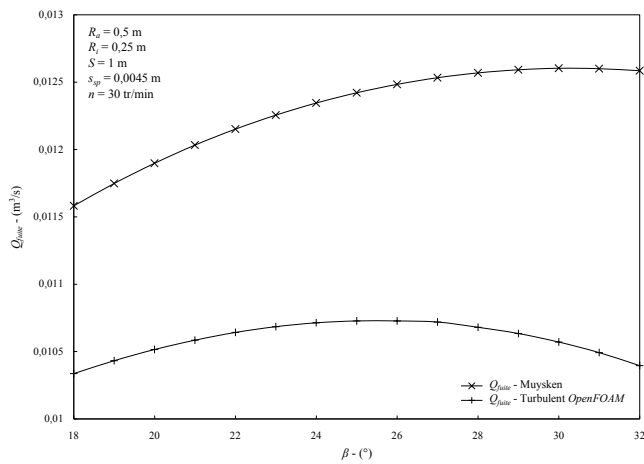


FIGURE 5.23 – Débit de fuite Q_{fuite} déterminé à partir d'*OpenFOAM* en fonction de l'inclinaison β - Turbulent

Les figures 5.22, 5.23, 5.24 et 5.25 exposent l'évolution de Q_{fuite} obtenue à partir de la modélisation sous *OpenFOAM* et du modèle de Muysken en fonction des différents paramètres géométriques de la vis.

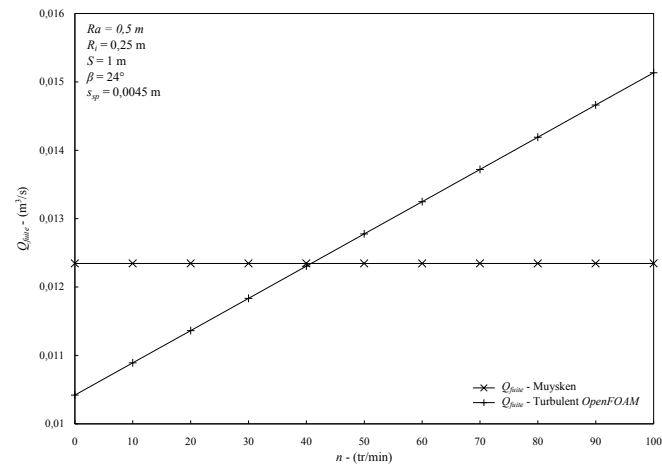


FIGURE 5.24 – Débit de fuite Q_{fuite} déterminé à partir d'*OpenFOAM* en fonction de la vitesse de rotation n - Turbulent

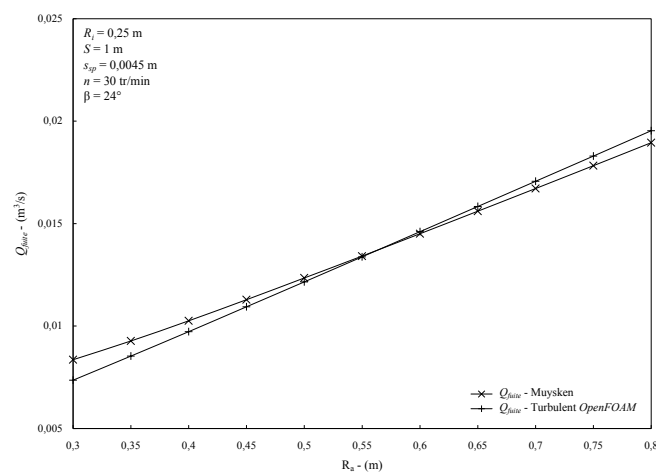


FIGURE 5.25 – Débit de fuite Q_{fuite} déterminé à partir d'*OpenFOAM* en fonction du rayon extérieur R_a - Turbulent

Les valeurs de débit obtenues, que ce soit en fonction du rayon extérieur R_a , de l'inclinaison β ou encore, en fonction de l'interstice s_{sp} , ont toutes les mêmes tendances d'évolution que celles présentées dans la partie 5.3.2. Les phénomènes physiques à l'origine de ces évolutions sont commentés dans cette partie et restent donc ici les mêmes. Le fait que les mêmes types d'évolution soient trouvés montre que la simulation numérique donne des résultats cohérents.

La simulation nous permet, de plus, d'étudier un écoulement de fuite turbulent avec une vitesse imposée à la paroi supérieure. Ce qui n'était pas possible avec le modèle turbulent analytique développé dans la partie 5.2.2.3. La figure 5.24 expose alors l'évolution du débit de fuite Q_{fuite} en fonction de la vitesse de rotation n de la vis. Comme cela était attendu, il peut être vu que le débit obtenu à partir de la simulation évolue bien de façon linéaire avec l'augmentation de la vitesse de rotation.

5.5 Confrontations des résultats théoriques et expérimentaux

Le nouveau modèle de fuite développé précédemment, est basé sur des hypothèses fortes avec, notamment, l'assimilation de l'écoulement de fuite à un écoulement de Couette plan qui est soumis à un gradient de pression. Afin de tester ces hypothèses, et donc la validité de ce modèle, les résultats théoriques sont confrontés à des résultats obtenus à l'aide de deux dispositifs expérimentaux. Le premier dispositif présent à l'INSA de Strasbourg (cf. chapitre 3), permet de valider le modèle de fuite laminaire. Puis, un deuxième dispositif de plus grande dimension et installé à l'UHA de Mulhouse, permet de tester le modèle turbulent. Afin de prendre en compte la vitesse de rotation de la vis lorsque le régime d'écoulement est turbulent, ceux sont les résultats obtenus à partir du code de calcul *OpenFOAM* qui sont utilisés.

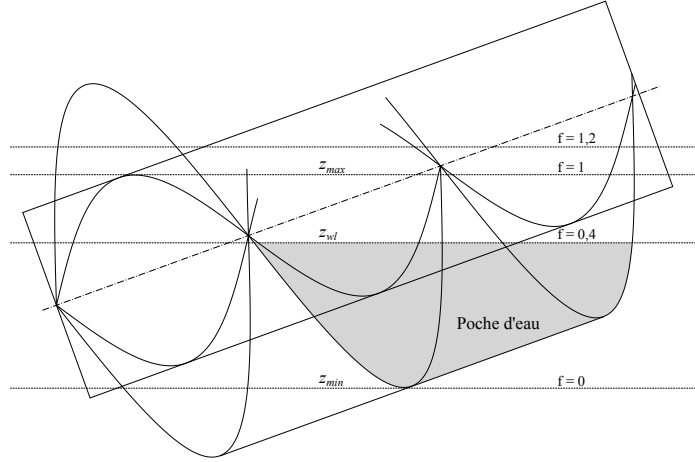
5.5.1 Définition et calcul du taux de remplissage

Afin de valider le modèle de fuite, il serait nécessaire de comparer directement des débits de fuite mesurés expérimentalement à des débits théoriques. Malheureusement, il est très difficile de mesurer un débit de fuite lorsque la vis d'Archimède est en rotation. En revanche, il est plus aisé de comparer les taux de remplissage f des poches d'eau, remplissages qui sont fonction du débit de fuite. Le taux de remplissage est alors défini par :

$$f = \frac{z_{wl} - z_{min}}{z_{max} - z_{min}} \quad (5.59)$$

les cotes z_{wl} , z_{max} et z_{min} sont représentés dans la figure 5.26. Cette dernière expose de plus différents niveaux de remplissage.

Le taux de remplissage f est fonction de la vitesse de rotation n de la vis, du volume d'une poche d'eau V_B , du débit total Q , du débit de fuite Q_{fuite} entre l'auge

FIGURE 5.26 – Représentation du taux de remplissage f avec les différentes cotes

et les pales et, s'il y a sur-remplissage, du débit de fuite Q_{sur} . En sous-remplissage ou au point de remplissage optimal, d'après l'équation 5.2, il apparaît :

$$Q = \frac{n \cdot V_B \cdot f \cdot N}{60} + Q_{fuite} \quad (5.60)$$

D'où :

$$f = \frac{(Q - Q_{fuite}) \cdot 60}{n \cdot V_B \cdot N} \quad (5.61)$$

Le volume d'une poche d'eau V_B peut être déterminé à partir de la méthode exposée dans le chapitre 3. Le débit Q_{fuite} peut lui, être estimé à partir des différents modèle de fuite exposés précédemment. La vitesse de rotation de la vis n et le débit entrant Q sont des paramètres extérieurs. Finalement, connaissant toutes ces valeurs, il est possible d'en déduire le taux de remplissage f théorique. La valeur expérimentale du taux de remplissage f , est elle, directement mesurée sur les dispositifs expérimentaux pour un débit Q et une vitesse de rotation n donnés.

Dans le cas où la vis fonctionne en sur-remplissage, c'est à dire pour $f > 1$, l'équation 5.61 devient :

$$f = \frac{(Q - Q_{fuite} - Q_{sur}) \cdot 60}{n \cdot V_B \cdot N} \quad (5.62)$$

Le débit de fuite par sur-remplissage est déterminé à l'aide de l'équation empirique fourni par Aigner [2008] (cf. § 3.4.1.2) :

$$Q_{sur} = \frac{4}{15} \cdot \mu_{sur} \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{1}{\tan(\beta)} + \tan(\beta) \right) \cdot h_e^{5/2} \quad (5.63)$$

Une valeur de $\mu_{sur} = 0,537$ est choisie pour avoir le débit le plus élevé.

5.5.2 Expérimentations en régime laminaire

Les taux de remplissages f obtenus par la théorie sont ici confrontés à des taux de remplissages mesurés expérimentalement pour des écoulements de fuite supposés laminaire d'après l'équation 5.16.

5.5.2.1 Dispositif expérimental

Pour avoir un écoulement laminaire au niveau de la fuite, le dispositif expérimental se devait d'être à échelle réduite. C'est pourquoi, les mesures du taux de remplissage f sont réalisées sur le dispositif expérimental installé à l'INSA de Strasbourg et présenté dans le chapitre 3. L'ensemble des paramètres géométriques de ce dispositif sont rappelés dans le tableau 5.2.

TABLE 5.2 – Paramètres géométriques du dispositif expérimental

Paramètre	Unité	Description	Valeurs
R_a	[m]	Rayon extérieur	0,096
R_i	[m]	Rayon intérieur	0,052
S	[m]	Pas de vis	0,192
L_b	[m]	Longueur filetée	0,4
N	[–]	Nombre de pale	3
β	[°]	Inclinaison de la vis	18 ... 32
s_{sp}	[m]	Ecart entre l'auge et les pales	0,0007

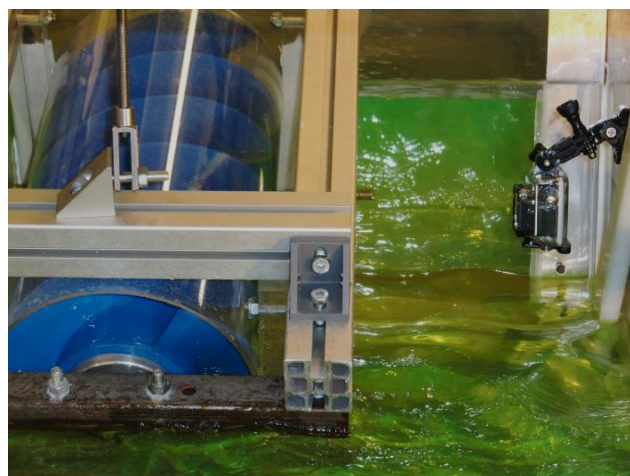


FIGURE 5.27 – Photo du dispositif expérimental avec la caméra

Les valeurs expérimentales du taux de remplissage f sont obtenues à partir d'images enregistrées à l'aide d'une caméra. La figure 5.27 montre la vis d'Archimède

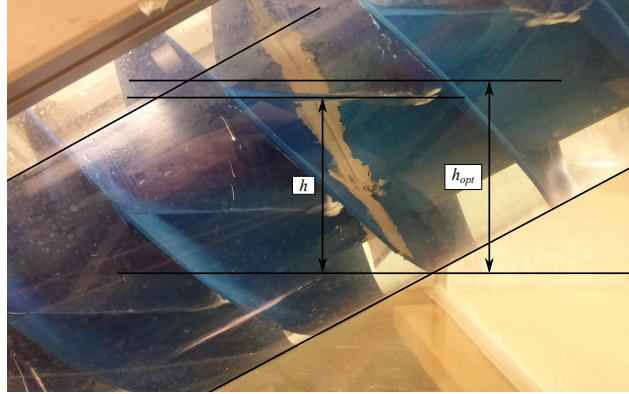


FIGURE 5.28 – Photo du dispositif expérimental avec la caméra

en fonctionnement. Une caméra est placée à une position fixe et une échelle est alors définie sur les images pour effectuer les différentes mesures nécessaires. La mise en place de l'échelle de longueur et la mesure des distances ont été effectuées à l'aide du logiciel *Matlab*. Deux hauteurs sont alors mesurées, les hauteurs h et h_{opt} . La hauteur h correspond au niveau d'eau réel dans la poche d'eau et h_{opt} au niveau d'eau correspondant au point de remplissage optimal. Le taux de remplissage f est alors donné par :

$$f = \frac{h}{h_{opt}} \quad (5.64)$$

Une photo prise par la caméra avec la représentation des hauteurs h et h_{opt} est exposée à la figure 5.28. De plus, les mesures sont prises sur deux poches d'eau successives, situées au milieu de la vis, afin d'en faire une moyenne.

Il est à noter que les erreurs de mesures sont difficilement estimables et peuvent être importantes. En effet, il y a tout d'abord deux incertitudes sur le placement des niveaux z_{min} et z_{max} qui sont difficiles à détecter précisément sur les images. De plus, il y a un phénomène de battement au niveau de la surface libre qui empêche de déterminer avec précision le niveau z_{wl} . Ce battement est d'autant plus important que la vitesse de rotation est élevée. Les mesures n'ont ainsi pas été réalisables avec une marge d'erreur acceptable pour des vitesses de rotation trop élevées. Malgré toutes ces incertitudes, les résultats expérimentaux permettent tout de même de donner une bonne approximation de l'évolution du taux de remplissage f en fonction du débit Q ou de la vitesse de rotation n de la vis.

5.5.2.2 Résultats et discussions

Pour comparer les résultats théoriques et expérimentaux du taux de remplissage f , deux campagnes de mesures ont été réalisées. Une première à vitesse de rotation n variable et une deuxième, à débit Q variable

Les figures 5.29 et 5.30 exposent l'évolution du taux de remplissage f en fonction de la vitesse de rotation pour des débits Q respectivement de $1,6 l.s^{-1}$ et de $2,2 l.s^{-1}$. Il peut être vu, dans un premier temps, que les deux modèles donnent la bonne tendance d'évolution du taux de remplissage f . En effet, il y a bien une diminution du remplissage des poches d'eau lorsque la vitesse de rotation augmente. De plus, les résultats théoriques sont généralement en bon accord avec les valeurs expérimentales que ce soit avec le modèle de Muysken ou le nouveau modèle (laminaire). Le modèle laminaire donne des valeurs de remplissage légèrement plus élevées que celles obtenues à partir du modèle de Muysken. Cela s'explique par le fait que le débit de fuite déterminé avec le nouveau modèle est inférieur à celui déterminé avec l'ancien modèle (cf. équation 5.60).

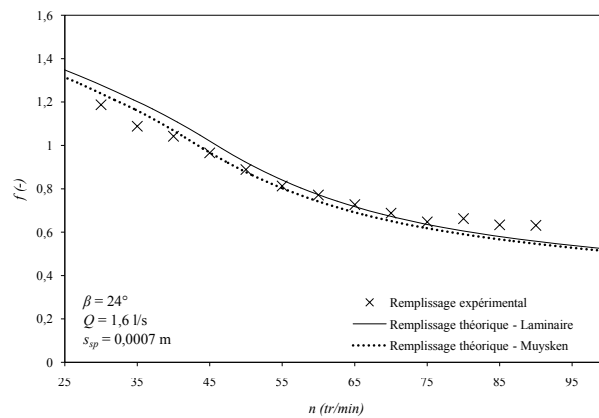


FIGURE 5.29 – Remplissages théoriques et expérimentaux en fonction de la vitesse de rotation pour $Q = 1,6 l.s^{-1}$

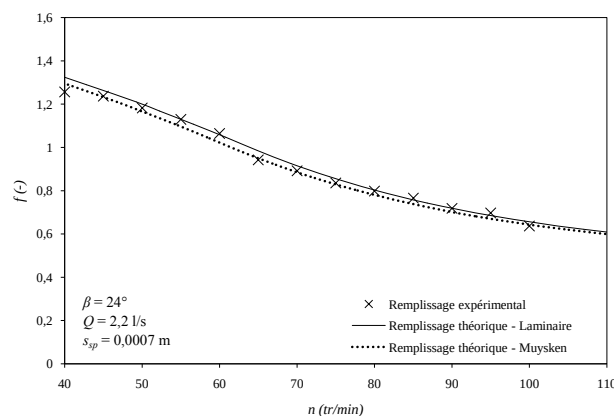


FIGURE 5.30 – Remplissages théoriques et expérimentaux en fonction de la vitesse de rotation pour $Q = 2,2 l.s^{-1}$

Pour les expérimentations à $Q = 1,6 l.s^{-1}$, les deux modèles sur-estiment le rem-

plissage pour les faibles vitesses de rotation et, ils le sous-estiment pour les vitesses de rotation élevées. L'écart pour les faibles vitesses de rotation, où la vis se trouve en sur-remplissage ($f > 1$), peut s'expliquer à la fois par les erreurs de mesure et par le fait que le débit de fuite Q_{sur} par sur-remplissage est sous-estimé. Le battement de la surface libre est plus important pour les vitesses de rotation élevées ; cela peut en partie expliquer l'écart entre l'expérimentation et la théorie dans cette zone. Pour $Q = 2,2 \text{ l.s}^{-1}$, les résultats théoriques fournis par les deux modèles sont en très bon accord avec l'expérimentation.

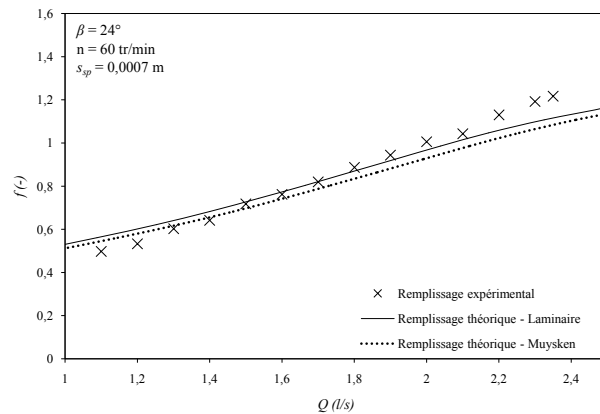


FIGURE 5.31 – Remplissages théoriques et expérimentaux en fonction du débit Q pour $n = 60 \text{ tr.min}^{-1}$

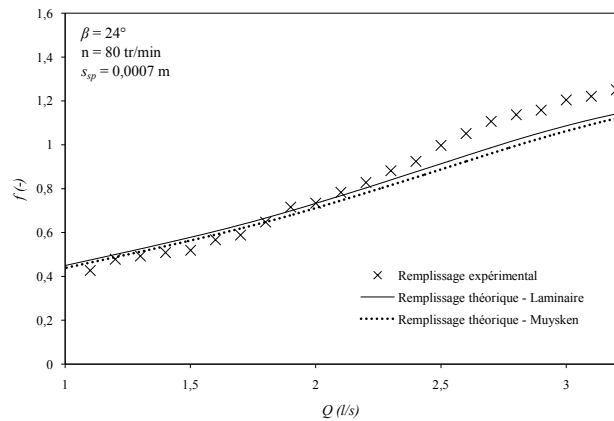


FIGURE 5.32 – Remplissages théoriques et expérimentaux en fonction du débit Q pour $n = 80 \text{ tr.min}^{-1}$

Les figures 5.31 et 5.32 exposent l'évolution du remplissage de la vis en fonction du débit pour des vitesses de rotation qui sont respectivement de 60 tr.min^{-1} et 80 tr.min^{-1} . A nouveau, les tendances des courbes théoriques et expérimentales

sont les mêmes : il y a bien une augmentation du remplissage de la vis avec l'augmentation du débit. Par contre, les deux modèles semblent sur-estimer à nouveau f lorsque les débits sont faibles et, cette fois-ci, le sous-estiment pour des débits élevés. Ainsi, les débits de fuites déterminés par les deux modèles théoriques sont trop faibles lorsque la vis est faiblement remplie. Pour le cas des débits élevés, le débit Q_{sur} est à nouveau sur-estimé.

Finalement, les résultats expérimentaux montrent que les deux modèles de fuite donnent des résultats cohérents avec, en tout cas, les bonnes évolutions en fonction du débit Q ou de la vitesse de rotation n de la vis. Malheureusement, les débits de fuite dans ce dispositif expérimental sont très faibles du fait de la petite taille de la vis et les erreurs de mesures peuvent être importantes. Pour pouvoir réellement conclure sur les performances de ces deux modèles de fuite, il serait soit nécessaire d'augmenter la précision des mesures, soit d'effectuer des mesures sur un dispositif expérimental de plus grande taille où les débits de fuite y seraient plus importants.

5.5.3 Expérimentations en régime turbulent

Les débits de fuite Q_{fuites} théoriques et expérimentaux sont ici comparés pour des écoulements au niveau de la fuite supposés turbulents d'après l'équation 5.16.

5.5.3.1 Dispositif expérimental

Il est cette fois-ci nécessaire d'effectuer des expérimentations sur une vis à plus grande échelle afin d'obtenir des écoulements turbulents au niveau de l'interstice auge-pales (cf. figure 5.33). Des mesures ont été réalisées à l'Université de Haute Alsace (UHA) qui possède un dispositif expérimental de plus grande taille. Ce dispositif permet de faire varier le débit Q , la vitesse de rotation n de la vis et son inclinaison β . L'écart s_{sp} entre l'auge et les pales de la vis est un paramètre très sensible dans le calcul du débit de fuite. La taille de l'interstice a alors été mesurée à l'aide de cales étalon. Il a été observé que l'écart auge-pale variait entre 2 mm et 5 mm le long de la vis. Les paramètres géométriques de ce dispositif sont exposés dans le tableau 5.3. Une description plus détaillée de ce dispositif expérimental est exposée dans [Casasola et al., 2015].

La mesure du taux de remplissage f se fait à partir de la même méthode que celle exposée dans la partie 5.5.2.1. Dans ce cas-ci, c'est une caméra rapide qui est positionnée sur le côté de l'auge. Elle permet ainsi de filmer l'évolution des niveaux d'eau dans les différentes poches d'eau. De plus, cette caméra permet d'avoir une précision bien plus élevée que ce qui a pu être observé dans la partie précédente. Les mesures de h et h_{opt} se font à nouveau à partir du logiciel *Matlab*.

Afin de vérifier que l'écoulement au niveau de l'interstice est bien turbulent, le nombre de Reynolds défini par l'équation 5.16 est calculé. Pour ce faire, la vitesse

de fuite c_{fuite} est estimée en premier lieu à l'aide de la formule de Torricelli. Avec les paramètres géométriques exposés dans le tableau 5.3 et en prenant $\beta = 20^\circ$ pour avoir la vitesse la plus faible, il est obtenu :

$$c_{fuite} = \sqrt{2.g.dh} = 1,038 \text{ m.s}^{-1} \tag{5.65}$$

Le nombre de Reynolds est alors égal à :

$$Re = \frac{c_{fuite} \cdot s_{sp}}{\nu} = 4149 \tag{5.66}$$

Le nombre de Reynolds étant supérieur à 2500, l'écoulement au niveau de l'interstice auge-pales est alors considéré comme turbulent.

TABLE 5.3 – Paramètres géométriques du dispositif expérimental de l'UHA

Paramètre	Unité	Description	Valeurs
R_a	[m]	Rayon extérieur	0,245
R_i	[m]	Rayon intérieur	0,123
S	[m]	Pas de vis	0,481
L_b	[m]	Longueur filetée	1,6
N	[-]	Nombre de pale	3
β	[°]	Inclinaison de la vis	20 ... 35
s_{sp}	[m]	Ecart entre l'auge et les pales	0,002...0,005



FIGURE 5.33 – Photo du dispositif expérimental de l'UHA - Source : [Casasola et al., 2015]

5.5.3.2 Résultats et discussions

Pour valider le modèle de fuite turbulent, des débits de fuites déterminés à partir de valeurs expérimentales sont confrontés aux débits obtenus à partir du nouveau modèle. Les débits de fuites expérimentaux ont été obtenus en imposant, en premier lieu, différents débits Q à turbiner. Par la suite, pour chaque débit Q , la vitesse de rotation n est adaptée afin que la vis d'Archimède se trouve au point de remplissage optimal ($f = 1$). Ce remplissage optimal est vérifié à l'aide de la caméra rapide en s'assurant que $h \simeq h_{opt}$. La vitesse de rotation de vis permettant d'atteindre le point de remplissage optimal pour un débit donné est alors enregistrée. D'après l'équation 5.60 avec $f \simeq 1$, il apparaît :

$$Q_{fuite} = Q - \frac{V_B \cdot n \cdot N}{60} \tag{5.67}$$

Connaissant le débit d'entrée Q , la vitesse de rotation n et le volume d'une poche d'eau V_B (cf. chapitre 3); il est finalement possible d'en déduire le débit de fuite Q_{fuite} .

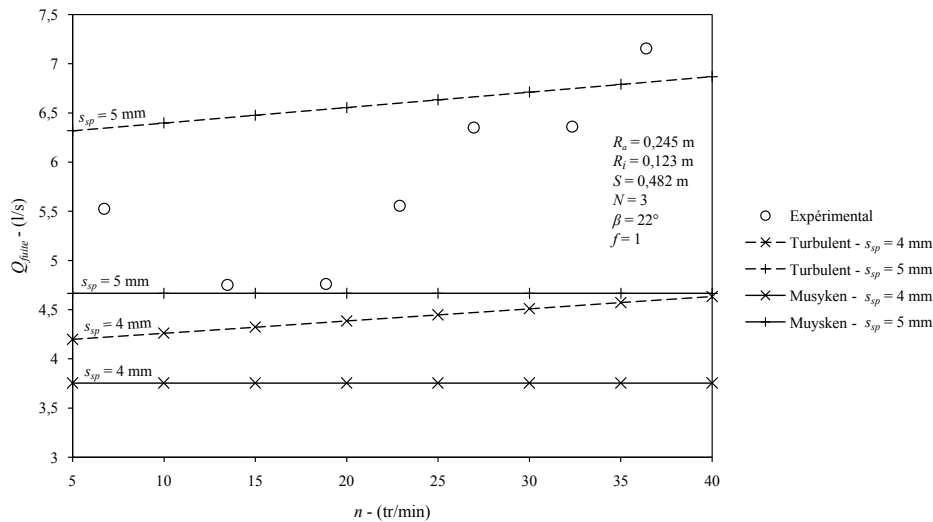


FIGURE 5.34 – Débits de fuite Q_{fuite} théoriques et expérimentaux en fonction de la vitesse de rotation n de la vis pour $f = 1$ et $\beta = 22^\circ$

La figure 5.34 expose les évolutions des débits de fuite Q_{fuite} théoriques et expérimentaux en fonction de la vitesse de rotation n pour la vis fonctionnant au point de remplissage optimal avec $\beta = 22^\circ$. Les résultats expérimentaux montrent que le débit de fuite augmente avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Cette évolution contredit les hypothèses avancées dans le modèle de Muysken [1932]. En effet, comme il peut être vu sur cette figure, ce dernier modèle donne un débit de fuite constant quelle que soit la vitesse de rotation de la vis. Il est supposé que l'augmentation du débit de fuite est due à la vitesse d'avance des pales c_{ax} qui est

plus élevée lorsque la vitesse de rotation est plus grande. Ce phénomène est bien pris en compte dans le nouveau modèle ("turbulent" sur la figure). Ainsi, les débits théoriques de Q_{fuite} fournis par ce dernier augmentent avec n . Par contre, il semble que le débit de fuite expérimental augmente plus rapidement que celui fourni par la théorie.

Les débits de fuite théoriques sont calculés à partir du modèle de Muysken [1932] et du nouveau modèle turbulent pour un écart s_{sp} égal à 4 mm puis à 5 mm. Il peut être vu que le modèle de Muysken donne, pour les deux écarts, des résultats inférieurs aux débits expérimentaux. Par contre, le nouveau modèle donne des résultats légèrement inférieurs pour $s_{sp} = 4$ mm et légèrement supérieurs pour $s_{sp} = 5$ mm. Cela montre d'autant plus la sensibilité du modèle à l'écart auge-pale (s_{sp}). En tout cas, le nouveau modèle fournit des valeurs de débit de fuite cohérentes. Sachant que la valeur de s_{sp} varie de 2 mm à 5 mm dans le dispositif expérimental, la question se pose alors de savoir quelle valeur de s_{sp} choisir pour les calculs théoriques. Il semble ici qu'il soit nécessaire de prendre l'écart le plus élevé afin d'obtenir les meilleurs résultats.

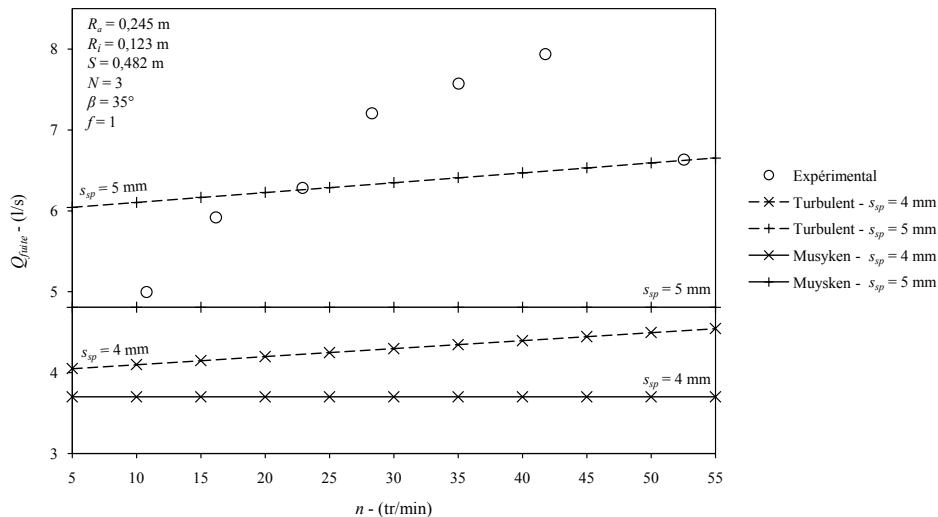


FIGURE 5.35 – Débits de fuite Q_{fuite} théoriques et expérimentaux en fonction de la vitesse de rotation n de la vis pour $f = 1$ et $\beta = 35^\circ$

La figure 5.35 expose les débits de fuite théoriques et expérimentaux en fonction de la vitesse de rotation de la vis n pour une inclinaison $\beta = 35^\circ$ et $f = 1$. De même que dans la figure 5.34, le débit de fuite augmente avec la vitesse de rotation. L'explication physique est la même que précédemment : augmentation de la vitesse c_{ax} . Le modèle de Muysken [1932] donne à nouveau des débits inférieurs à ceux mesurés expérimentalement ; que ce soit pour $s_{sp} = 4$ mm ou $s_{sp} = 5$ mm. Le nouveau modèle donne, lui, des résultats cohérents pour $s_{sp} = 5$ mm : ce qui semble appuyer le fait qu'il faille choisir l'écart s_{sp} le plus grand dans le modèle théorique.

192 Chapitre 5. Modélisation du débit de fuite dans une vis d'Archimède

Par contre, le débit de fuite expérimental augmente à nouveau plus rapidement que celui donné par le nouveau modèle.

Finalement, la confrontation de ces résultats expérimentaux à ceux fournis par les deux modèles théoriques a permis de montrer, en premier lieu, que le nouveau modèle théorique turbulent permet de donner une bonne estimation du débit de fuite Q_{fuite} . Afin d'obtenir la meilleure estimation de ce débit, il semble nécessaire de prendre en compte la valeur de s_{sp} qui correspond à l'écart le plus grand mesuré dans le dispositif expérimental. Enfin, les résultats expérimentaux montrent bien qu'il y a une augmentation du débit de fuite avec l'augmentation de la vitesse de rotation pour $f = 1$. Une étude approfondie des erreurs de mesure est encore nécessaire afin de réellement valider cette tendance.

5.6 Conclusion

Le débit de fuite entre l'auge et les pales d'une vis d'Archimède est une des principales causes de perte de puissance ou de rendement dans ce type de turbine. A ce jour, le modèle théorique permettant d'estimer ce débit ne prend pas en compte l'ensemble des phénomènes physiques qui agissent sur l'écoulement du fluide dans une vis d'Archimède. Les débits obtenus à partir de ce modèle sont alors généralement sous-estimés. L'objectif de ce chapitre a alors été de développer un nouveau modèle théorique permettant de donner une meilleure estimation de ce débit de fuite Q_{fuite} dans une vis d'Archimède.

Dans un premier temps, il a été supposé que l'écoulement ayant lieu au niveau de l'écart auge-pale pouvait être apparenté à un écoulement de Couette plan soumis à une différence de pression. Pour estimer le débit de fuite, il est alors nécessaire de déterminer le profil de vitesse au niveau de cet écoulement. Deux cas ont alors été mis en avant : le premier où le régime d'écoulement est laminaire et le second où il est turbulent. Dans le cas laminaire, le profil de vitesse a pu être déterminé de façon analytique. Par contre, dans le cas turbulent, le code de calcul *OpenFOAM* a été utilisé pour déterminer ce profil. Une vitesse moyenne d'écoulement en est alors déduite. Connaissant la surface équivalente de l'écoulement de fuite ainsi que sa vitesse moyenne, il est alors possible d'en déduire le débit de fuite.

Les résultats obtenus à partir du nouveau modèle ont par la suite été comparés à ceux du modèle de Muysken [1932] en fonction des différents paramètres géométriques d'une vis d'Archimède. Dans un premier temps, il a été vu que les résultats fournis par le nouveau modèle ne sont pas aberrants en comparaison avec ceux de Muysken. Le nouveau modèle a montré ensuite une plus grande sensibilité à l'écart auge-pale. En effet, une évolution du débit proportionnelle au carré de s_{sp} a été observée pour le nouveau modèle alors qu'elle était linéaire pour l'ancien modèle. Cela s'explique par le fait qu'agrandir la taille de l'interstice va augmenter la taille

de la surface d'écoulement équivalente mais aussi, augmenter la vitesse moyenne de l'écoulement. L'ancien modèle, lui, ne voyait qu'une augmentation de la surface, d'où l'évolution linéaire. Enfin, alors que l'ancien modèle ne prenait pas en compte la vitesse de rotation de la vis dans le calcul du débit de fuite, il a été observé à partir des résultats fournis par le nouveau modèle, que le débit Q_{fuite} présentait une évolution proportionnelle à la vitesse de rotation de la vis. La vitesse de rotation de la vis a donc bien une influence directe sur le débit de fuite.

Afin de valider le nouveau modèle de fuite, ses résultats ont ensuite été confrontés à des résultats expérimentaux obtenus à partir de deux dispositifs différents. Le premier, installé à l'INSA de Strasbourg a permis, de par sa taille et les régimes d'écoulements observés ($Re < 2500$), de tester le modèle laminaire. Pour ce faire, les niveaux de remplissage f des différentes poches d'eau ont été mesurés expérimentalement puis comparés à ceux obtenus théoriquement. Dans ce cas-ci, les deux modèles ont présenté des résultats en bon accord avec les expérimentations.

Les résultats du modèle turbulents ont ensuite été confrontés aux débits de fuites mesurés sur le dispositif expérimental de l'UHA. Comme ce dernier est de plus grande taille, l'écoulement au niveau de la fuite y est turbulent ($Re > 2500$). Les résultats expérimentaux ont, dans un premier temps, permis de montrer que le débit de fuite est bien impacté par la vitesse de rotation de la vis. En effet, en gardant $f = 1$, il a été observé une augmentation du débit de fuite avec l'augmentation de la vitesse de rotation de la vis. La confrontation de l'expérimentation à la théorie a montré que le modèle de Muysken [1932] sous-estimait à chaque fois le débit de fuite. Par contre, les résultats obtenus à partir du nouveau modèle sont en bon accord avec l'expérimentation bien que l'augmentation du débit avec la vitesse de rotation y soit plus faible. Enfin, il a été vu qu'il était nécessaire de prendre en compte dans le modèle théorique, le plus grand écart s_{sp} mesuré sur le dispositif expérimental afin d'avoir une bonne estimation du débit de fuite.

Finalement, un nouveau modèle de fuite permettant de quantifier le débit de fuite Q_{fuite} entre l'auge et les pales d'une vis d'Archimède a été développé et, il est en partie validé. En effet, des essais expérimentaux sont encore en cours de réalisation à l'UHA, notamment afin de confronter le modèle à des valeurs expérimentales lorsque la vis fonctionne en sou-remplissage. Enfin, il semble déjà que le nouveau modèle donne une meilleure estimation du débit de fuite que le modèle actuel fourni par Muysken [1932].

Le modèle pourrait être amélioré en prenant en compte la composante radiale de la vitesse du fluide induite par la rotation des pales. De plus un gradient de pression moteur de l'écoulement plus réaliste pourrait être utilisé ; la simulation 3D des écoulements au sein de la vis a en effet abouti à des gradients de pressions variables le long de la vis.

Conclusion générale et perspectives

6.1 Conclusion générale

L'objectif principal de cette thèse consistait au développement de nouveaux modèles théoriques ainsi et de méthodologies pour le dimensionnement de vis d'Archimède. Ces travaux de thèse ont abordé l'étude des structures d'écoulements, des pertes de charge et des performances des vis d'Archimède utilisées en tant que turbines. Les études à la fois expérimentales et théoriques ont permis de fournir des informations essentielles pour le dimensionnement de ce type de turbine en fonction des conditions hydrauliques données.

Le chapitre 1 a mis en avant la malléabilité et l'importance de l'hydroélectricité dans la production d'énergie renouvelable, de l'échelle mondiale à l'échelle nationale française. Le potentiel hydraulique de basse chute apparaît comme clairement sous-exploité. Une comparaison des différents types de turbines et de leur domaine d'application souligne l'intérêt d'utiliser des vis d'Archimède dans les Petites Centrales Hydroélectriques (PCH). Elles permettent en effet d'atteindre des rendements élevés et entravent peu la dévalaison d'espèces piscicoles.

Le chapitre 2 a décrit le principe de fonctionnement d'une vis d'Archimède qui récupère l'énergie potentielle du fluide et la transforme en énergie mécanique puis, en électricité à l'aide d'une génératrice. La synthèse bibliographique montre qu'il est possible d'atteindre des rendements proche des 90% en laboratoire et aussi de garder un rendement élevé sur une large gamme de débits autour du point de fonctionnement optimal. L'état de l'art a ensuite montré qu'il n'existe à ce jour aucun modèle théorique capable d'estimer avec précision les performances d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine.

Le chapitre 3 a présenté les expériences réalisées sur un dispositif de petite échelle (vis de 20 cm de diamètre) installé à l'INSA de Strasbourg et permettant de faire varier les paramètres hydrauliques. L'influence du niveau aval sur les performances de la vis et l'existence d'un niveau optimal a été démontrée. Il existe de plus une vitesse de rotation optimale pour un débit donné qui permet d'atteindre les meilleures performances. Ce qui correspond à un remplissage optimal des poches d'eau de la vis. Un modèle théorique et semi-analytique a ensuite été développé. Il relie les per-

performances d'une vis d'Archimède à sa géométrie et aux paramètres hydrauliques de l'écoulement. Ce modèle prend en compte les pertes de puissance dues aux débits de fuite et aux frottements visqueux du fluide sur la vis. De plus, il tient compte des variations de remplissage de la vis. Les valeurs de couple et de rendement modélisées sont en très bon accord avec les valeurs expérimentales. Les pertes d'énergie par frottements visqueux estimées sont significatives. Il a été observé qu'une unique valeur du coefficient de frottement hydraulique est suffisante pour modéliser les performances de la vis dans des conditions hydrauliques variées.

Le chapitre 4 a présenté la simulation numérique des écoulements 3D avec prise en compte de la turbulence au sein d'une vis d'Archimède. Les champs de pression simulés confirment l'hypothèse d'une pression hydrostatique et le fait que la vis ne récupère pas ou très peu d'énergie cinétique. La visualisation des champs de vitesse met en avant une forte accélération du fluide dans l'interstice auge-pale. Elle est due au fort gradient de pression qui règne à cet endroit. L'intégration de la pression modélisée sur la surface de la vis donne accès au couple axial puis, indirectement, au rendement. Les couples et rendements modélisés sont en très bon accord avec les valeurs expérimentales. La simulation numérique 3D semble alors être un outil puissant pour tester les performances d'un panel de géométries de vis puis proposer des nouveaux dimensionnements.

Finalement, le chapitre 5 a proposé un nouveau modèle théorique pour estimer le débit de fuite au niveau de l'interstice auge-pale ; débit qui est une des principales causes de perte de puissance. En effet, une modélisation fine des écoulements de fuite dans un maillage 3D de la géométrie complète du dispositif met en jeu des maillages bien trop volumineux. Ainsi, une approche effective a été choisie pour ne modéliser que l'écoulement dans un volume de contrôle situé au niveau de l'interstice. Cette approche prend en compte l'ensemble des paramètres géométriques et hydrauliques jugés influents, dont la vitesse de rotation et le taux de remplissage des poches d'eau. Des solutions de profil de vitesse laminaires puis turbulentes sont proposées analytiquement ainsi qu'à l'aide d'une modélisation numérique. Une fois le profil de vitesse déterminé, il est possible d'en déduire le débit de fuite. Des essais expérimentaux, réalisés sur deux vis de tailles différentes, ont permis de mettre avant la cohérence des résultats obtenus par la nouvelle modélisation des écoulements de fuite laminaires et turbulents.

6.2 Perspectives

Travaux expérimentaux

Un deuxième dispositif expérimental permettant, cette fois-ci, de tester une vis d'Archimède de plus grande taille a récemment été installé dans le canal hydraulique du laboratoire de mécanique des fluides de l'INSA de Strasbourg (figure 6.1). Ce dispositif permet de contrôler l'inclinaison, la vitesse de rotation de la vis, le niveau

d'eau aval, et de tester des débits allant jusqu'à 200 l.s^{-1} .



FIGURE 6.1 – Photo du dispositif expérimental

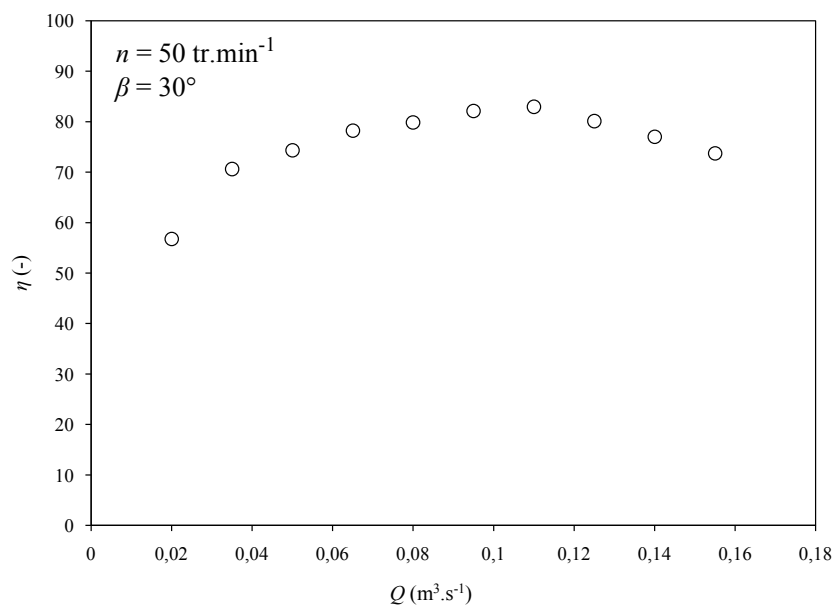


FIGURE 6.2 – Exemple de rendements expérimentaux obtenu sur le nouveau dispositif expérimental

Ces essais expérimentaux sont en cours de réalisation. Néanmoins, les premiers

résultats obtenus sont prometteurs (cf. figure 6.2 et annexe A.4). En effet, des rendements supérieurs à 85 % ont déjà pu être atteints. Les performances hydrauliques de la turbine seront à nouveau testées en fonction du débit à vitesse de rotation fixée et vice versa. Par la suite, ces résultats expérimentaux seront comparés au modèle théorique exposé dans le chapitre 3. En effet, ce modèle a uniquement été validé sur une vis d'Archimède de petite taille. Les nouveaux résultats expérimentaux permettront alors de calibrer ce modèle pour des vis de tailles "réelles". Une attention toute particulière sera portée sur la calibration du coefficient de frottement λ_{vis} de l'eau sur la vis.

Simulation numérique

Il a été montré dans le chapitre 4 que la simulation numérique permettait de fournir une bonne estimation des performances d'une vis d'Archimède utilisée en tant que turbine. Par la suite, les performances hydrauliques de ce type de turbine seront étudiées pour différentes géométries de vis. Il serait ainsi possible de déceler l'influence de l'inclinaison de la vis sur ses performances tout en gardant une hauteur de chute constante ; ce qui n'était pas possible dans l'expérimentation. De même, l'influence du nombre de filets pourra être observée. Enfin, des géométries spéciales avec notamment des pas de vis variables seront testées.

Validation du nouveau modèle de fuite

De nouveaux jeux de données expérimentaux pourront être utilisés pour poursuivre les tests du modèle de fuite proposé et notamment en écoulement turbulent. En effet, des mesures expérimentales du débit de fuite sont encore en cours de réalisation sur le dispositif expérimental de l'ENSISA. Le modèle devrait notamment être validé pour différents niveaux de remplissage de vis.

Mise en place d'un logiciel de dimensionnement

Une fois que le modèle théorique exposé dans le chapitre 3 ainsi que le nouveau modèle de fuite exposé dans le chapitre 5 seront complètement validés, un logiciel de dimensionnement basé sur ces modèles sera mis en place. Ce logiciel, utilisant les avancées fournies par cette thèse, devrait être capable de proposer une ou plusieurs solutions de géométries permettant d'optimiser la production d'énergie étant données des contraintes hydrauliques pour un site d'implantation. Ce programme, basé sur un algorithme d'optimisation par itérations est en cours d'implémentation.

Annexes

A.1 Caractéristiques du moteur utilisé dans le dispositif expérimental



Moteur courant continu RE050G



Les avantages :

Moteur d'asservissement - Idéal pour fonctionnement en start/stop et inversion de sens de rotation - Faible consommation - Rapport puissance/encombrement exceptionnel.

Les produits associés :

> Alimentation	> Réducteur
DR-120-24	PM52
S-150-24	PM72
> Codeur	> Cartes électroniques
HEDL 5540	EPOS P
HEDS 5540	EPOS2
> Connectique	ADS 50/10
EPOS KIT POUR MOTEUR	FIRST-DC-1Q 50/5
EPOS KIT START DC	

maxon motor

95 W - 418 W

Tension d'alimentation (Ua)	V	24	48
Vitesse au courant In	tr/mn	2170	4620
Couple au courant In	mNm	420.00	420.00
Courant max permanent (In)	mA	4580	4580
Vitesse à vide à Ua à +/- 10%	tr/mn	2450	4900
Courant à vide à +/- 50%	mA	88.4	88.4
Couple de démarrage à Ua	mNm	3 685.00	7 370.00
Courant de démarrage à Ua	mA	39450	78900
Constante de couple	mNm/A	93.40	93.40
Constante de vitesse	tr/mn/V	102	102
Pente vitesse/couple	tr/mn/mN	1	1
Vitesse limite	tr/mn	9500	9500
Puissance utile max. à Ua	W	236	945
Rendement maximum	%	94	94
Constante de temps	ms	3.78	3.78
Inertie	gcm ²	542	542
Résistance aux bornes	Ohm	0.608	0.608
Inductivité	mH	0.423	0.423
Résistance thermique	K/W	3.81	3.81
Résistance thermique Rotor/Boîtier	K/W	1.24	1.24

Commutation	Graphite
Nombre de lames au collecteur	15
Paliers	Roulements préchargés
Aimants	Terre rare
Charge axiale maximum (dynamique)	30 N
Jeu axial minimum	0 mm
Jeu axial maximum	0.1 mm
Charge radiale maximum	110 N
à une distance de la face de :	15 mm
Jeu radial	0.03 mm
Force de chassage maximum (statique)	150 N
Si axe arrière tenu	6000 N
Température ambiante mini de	-30 °C
Température ambiante maxi de	+100 °C
Température max. rotor	+125 °C
Poids	1100 g

FIGURE A.1 – Caractéristiques du moteur


```

    {
      type          cyclicAMI;
      value         $internalField;
    }
    ",*"
    {
      type          fixedFluxPressure;
      value         uniform 0;
    }
  }
}

// *****

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
|  \\  /  | F i e l d      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \\  /  | O peration    | Version: 2.2.0
|  \\  /  | A nd          | Web:      www.OpenFOAM.org
|  \\  /  | M anipulation |
|-----|
/*-----*- C++ -*-----*/
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField;
  object       omega;
}
// *****

dimensions      [0 0 -1 0 0 0 0];
internalField   uniform 0.3;

boundaryField
{
  inlet
  {
    type          fixedValue;
    value         $internalField;
  }
  walls
  {
    type          omegaWallFunction;
    value         $internalField;
  }
  vis
  {
    type          omegaWallFunction;
    value         $internalField;
  }
  auge
  {
    type          omegaWallFunction;
    value         $internalField;
  }
  auge_part1
  {
    type          omegaWallFunction;
    value         $internalField;
  }
  auge_part2
  {
    type          omegaWallFunction;
    value         $internalField;
  }
  barrage_part1
  {
    type          omegaWallFunction;
  }
}

```

```

    value          $internalField;
  }

  barrage_part2
  {
    type          omegaWallFunction;
    value         $internalField;
  }

  AMI1
  {
    type          cyclicAMI;
    value         $internalField;
  }

  AMI2
  {
    type          cyclicAMI;
    value         $internalField;
  }
  ".*"
  {
    type          inletOutlet;
    inletValue    $internalField;
    value         $internalField;
  }
}

// ***** //

/*-----* C++ *-----*/
|=====|
| \ \ / / | F i e l d | | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ / / | O p e r a t i o n | | Version: 2.2.0
| \ \ / / | A n d | | Web: www.OpenFOAM.org
| \ \ / / | M a n i p u l a t i o n | |
|-----|
/*-----*

FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField;
  location     "0";
  object       nut;
}
// ***** //

dimensions    [0 2 -1 0 0 0 0];

internalField uniform 0;

boundaryField
{
  walls
  {
    type          nutkWallFunction;
    value         uniform 0;
  }
  vis
  {
    type          nutkWallFunction;
    value         uniform 0;
  }
  auge_part1
  {
    type          nutkWallFunction;
    value         uniform 0;
  }
}

```

```

    auge_part2
    {
        type          nutkWallFunction;
        value          uniform 0;
    }
    auge
    {
        type          nutkWallFunction;
        value          uniform 0;
    }
    barrage_part1
    {
        type          nutkWallFunction;
        value          uniform 0;
    }
    barrage_part2
    {
        type          nutkWallFunction;
        value          uniform 0;
    }
    AMI1
    {
        type          cyclicAMI;
        value          $internalField;
    }

    AMI2
    {
        type          cyclicAMI;
        value          $internalField;
    }
    ".*"
    {
        type          calculated;
        value          uniform 0;
    }
}

// ***** //

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
|  \ \  /  | F ield      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \ \  /  | O peration  | Version: 2.2.0
|  \ \  /  | A nd        | Web:      www.OpenFOAM.org
|  \ \  /  | M anipulation|
|=====|
/*-----*- C++ -*-----*/
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    object       k;
}
// ***** //

dimensions      [0 2 -2 0 0 0 0];

internalField   uniform 0.000006;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type          fixedValue;
        intensity     0.05;
        value          $internalField;
    }
}

```



```
}
walls
{
    type          kqRWallFunction;
    value         $internalField;
}
vis
{
    type          kqRWallFunction;
    value         $internalField;
}
auge_part1
{
    type          kqRWallFunction;
    value         $internalField;
}
auge
{
    type          kqRWallFunction;
    value         $internalField;
}
auge_part2
{
    type          kqRWallFunction;
    value         $internalField;
}
barrage_part1
{
    type          kqRWallFunction;
    value         $internalField;
}
barrage_part2
{
    type          kqRWallFunction;
    value         $internalField;
}
AMI1
{
    type          cyclicAMI;
    value         $internalField;
}
AMI2
{
    type          cyclicAMI;
    value         $internalField;
}
".*"
{
    type          inletOutlet;
    inletValue    $internalField;
    value         $internalField ;
}
}
```

A.3 Conditions limites - OpenFOAM Fuite

```

/*-----* C++ *-----*/
|=====| F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ / \ / | O p e r a t i o n | Version: 2.1.0
| \ \ / \ / | A n d | Web: www.OpenFOAM.org
| \ \ / \ / | M a n i p u l a t i o n |
|=====|
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volVectorField;
    object       U;
}
// ***** //

dimensions      [0 1 -1 0 0 0];
internalField   uniform (0 0 0);
boundaryField
{
    inlet
    {
        type      pressureInletOutletVelocity;
        value      uniform (0 0 0);
    }

    outlet
    {
        type      zeroGradient;
    }

    top
    {
        type      fixedValue;
        value      uniform (1.28 0 0);
    }

    bottom
    {
        type      fixedValue;
        value      uniform (0 0 0);
    }

    frontAndBack
    {
        type      empty;
    }
}
// ***** //

/*-----* C++ *-----*/
|=====| F i e l d | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ / \ / | O p e r a t i o n | Version: 2.1.0
| \ \ / \ / | A n d | Web: www.OpenFOAM.org
| \ \ / \ / | M a n i p u l a t i o n |
|=====|
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    object       p;
}
// ***** //

```



```

dimensions      [0 2 -2 0 0 0 0];
internalField   uniform 0;
boundaryField
{
  inlet
  {
    type          fixedValue;
    value         uniform 1.2692;
// type         totalPressure;
// value         uniform 0.635;
  }

  outlet
  {
    type          fixedValue;
    value         uniform 0;
  }

  top
  {
    type          zeroGradient;
  }

  bottom
  {
    type          zeroGradient;
  }

  frontAndBack
  {
    type          empty;
  }
}

// ***** //

```

```

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
|  \ \ /  /  F ield      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \ \ /  /  O peration  | Version: 2.3.1
|  \ \ /  /  A nd        | Web: www.OpenFOAM.org
|  \ \ /  /  M anipulation |
|-----|
/*-----*/

```

```

FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        volScalarField;
  location     "0";
  object       k;
}
// ***** //

dimensions      [0 2 -2 0 0 0 0];
internalField   uniform 0.9;
boundaryField
{
  inlet
  {
    type          zeroGradient;
//type          fixedValue;
// value         uniform 0.1;
  }
}

```

```

outlet
{
    type            zeroGradient;
}
top
{
    type            kqRWallFunction;
    value           uniform 0.9;
}
bottom
{
    type            kqRWallFunction;
    value           uniform 0.9;
}
frontAndBack
{
    type            empty;
}
}

// ***** //

/*-----*- C++ -*-----*/
|=====|
|  \ \ / /  F i e l d      | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
|  \ \ / /  O peration    | Version: 2.3.1
|  \ \ / /  A n d         | Web:      www.OpenFOAM.org
|  \ \ / /  M anipulation |
|-----|
/*-----*- C++ -*-----*/
FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        volScalarField;
    location     "0";
    object       epsilon;
}
// ***** //

dimensions      [0 2 -3 0 0 0 0];
internalField   uniform 0.08;

boundaryField
{
    inlet
    {
        type            zeroGradient;
        // type         fixedValue;
        // value         uniform 0.08;
    }
    outlet
    {
        type            zeroGradient;
    }
    top
    {
        type            epsilonWallFunction;
        value           uniform 0.08;
    }
    bottom
    {
        type            epsilonWallFunction;
        value           uniform 0.08;
    }
}

```

```

    }
    frontAndBack
    {
        type          empty;
    }
}

// ***** //

```

A.4 Nouveau dispositif expérimental

La vis est directement couplée à une génératrice asynchrone. Cette dernière permet de réguler la vitesse de rotation et, en mesurant l'intensité électrique à ses bornes, de déterminer le couple axial fourni par la vis. Le débit entrant est régulé à l'aide de deux pompes centrifuges. Le débit à turbiner est mesuré à l'aide de deux débitmètres magnétiques. Le débit maximal est de 200 l.s^{-1} . L'inclinaison de la vis peut être modifiée de $\beta = 18^\circ$ à $\beta = 30^\circ$. Enfin, le niveau d'eau en aval de la vis est régulé à l'aide d'une guillotine située à l'extrémité du canal. Le niveau d'eau en amont et en aval de la vis sont mesurés à l'aide de capteurs à ultrason. Les paramètres géométriques et hydrauliques de ce dispositif sont donnés dans le tableau A.1. La figure A.8 montre un schéma de l'ensemble de l'installation et les figures A.3 et A.9 exposent des photos de ce dispositif.

TABLE A.1 – Paramètres géométriques et hydrauliques du deuxième dispositif expérimental installé à l'INSA de Strasbourg

Paramètre	Unité	Description	Valeurs
R_a	[m]	Rayon extérieur	0,42
R_i	[m]	Rayon intérieur	0,21
S	[m]	Pas de vis	0,96
L	[m]	Longueur totale	2,8
L_b	[m]	Longueur filetée	2,4
N	[–]	Nombre de pales	3
β	[°]	Inclinaison de la vis	18 ... 30
Q	[$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$]	Débit	0 ... 0,2
H	[m]	Hauteur de chute géodésique	0,8 ... 1,2
n	[tr.min^{-1}]	Vitesse de rotation de la vis	30 ... 110

Les essais expérimentaux sur ce dispositif sont toujours en cours. Pour l'instant, les performances de cette vis d'Archimède ont uniquement été testées pour une inclinaison de $\beta = 30^\circ$. Les rendements obtenus sont exposés dans les figures ??.

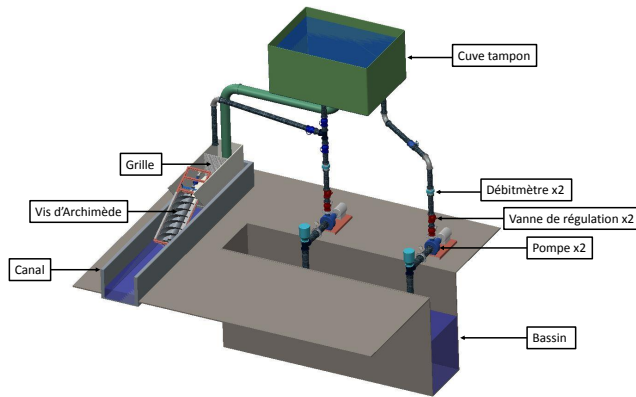


FIGURE A.2 – Schéma du dispositif expérimental

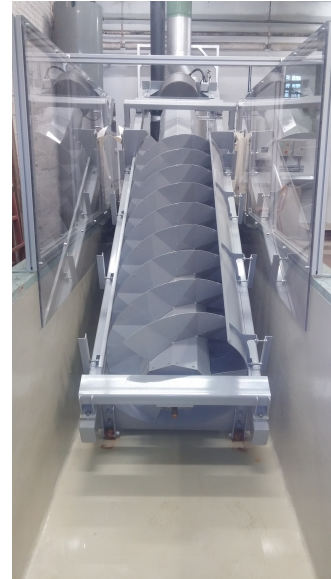
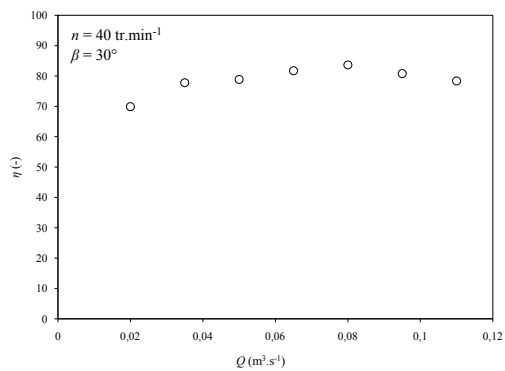
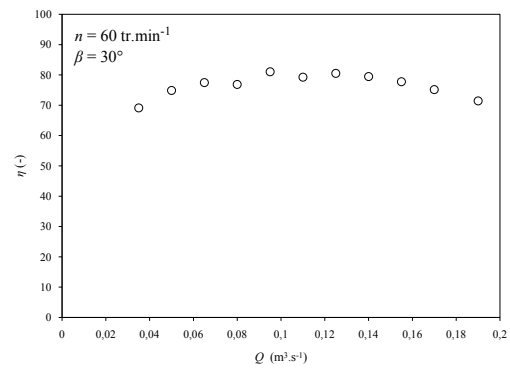
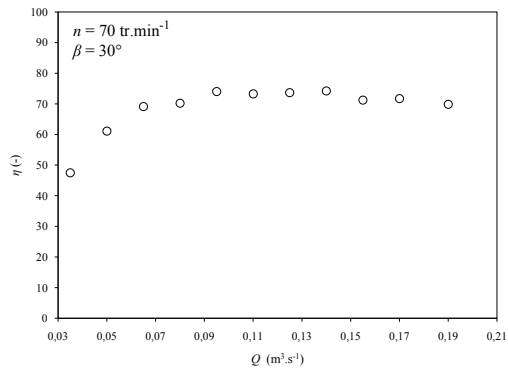
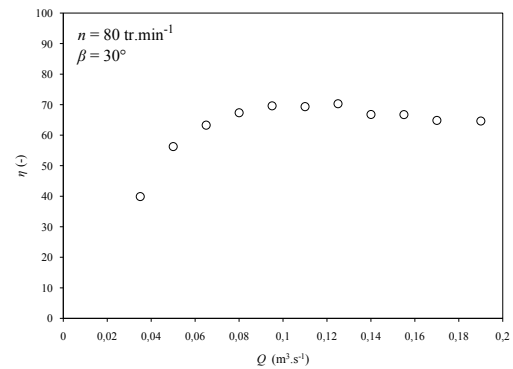
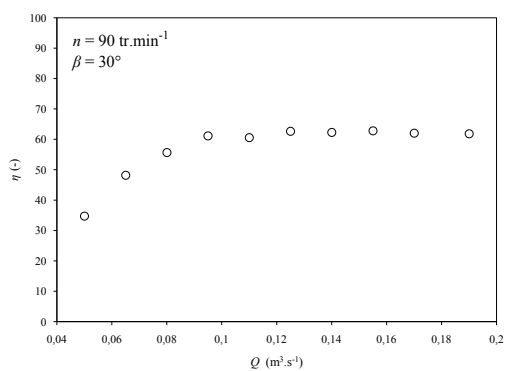
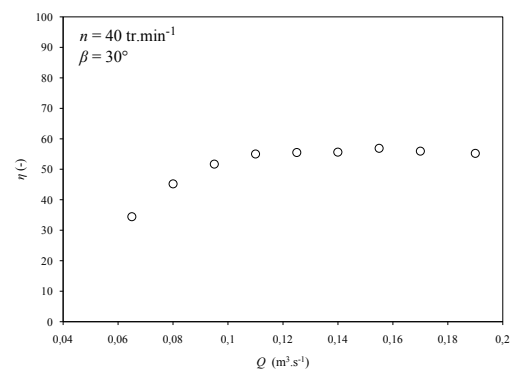


FIGURE A.3 – Photo du dispositif expérimental

FIGURE A.4 – Rendements expérimentaux pour $n = 40 \text{ tr.min}^{-1}$ et $\beta = 30^\circ$ FIGURE A.5 – Rendements expérimentaux pour $n = 60 \text{ tr.min}^{-1}$ et $\beta = 30^\circ$

FIGURE A.6 – Rendements expérimentaux pour $n = 70 \text{ tr.min}^{-1}$ et $\beta = 30^\circ$ FIGURE A.7 – Rendements expérimentaux pour $n = 80 \text{ tr.min}^{-1}$ et $\beta = 30^\circ$ FIGURE A.8 – Rendements expérimentaux pour $n = 90 \text{ tr.min}^{-1}$ et $\beta = 30^\circ$ FIGURE A.9 – Rendements expérimentaux pour $n = 100 \text{ tr.min}^{-1}$ et $\beta = 30^\circ$

Bibliographie

- (2014). Turbulent free-stream boundary conditions. <http://www.cfd-online.com>. (Cité en page 129.)
- Aigner, D. (2008). *Überfälle. Wasserbauliche Mittelungen - Aktuelle Forschungen inm Wasserbau 1993-2008.*, volume 36. Institut für Wasserbau und Technisch Hydromechanik de TU Dresden, Dresden, Germany. (Cité en pages 55, 85 et 183.)
- Bollrich, G. and Preissler, G. (1992). *Technische Hydromechanik Band 1.* Verlag fur Bauwesen. (Cité en page 59.)
- Brada, K. (1993). Einaches kleinkraftwerke mit schnecken-turbine zur betrieblichen stromerzeugung. *MM. Maschinenmarkt*, 99 :30–32. (Cité en pages 43, 45, 50, 53 et 103.)
- Brada, K. (1999). Wasserkraftschnecke ermöglicht stromerzeugung über kleinkraftwerke. *MM. Maschinenmarkt*, 105 :52–56. (Cité en pages 43, 44, 45, 59, 98 et 100.)
- Brada, K. and Radlik, K.-A. (1996). *Wasserkraftschnecke : Eigenschaften und Verwendung.* Paper presented at the meeting of Heat exchange and renewable energy sources. International symposium N06, Szczecin, Poland. (Cité en page 60.)
- Bronstein, Semendjajew, Musiol, and Mühlig (2000). *Taschenbuch der Mathematik.* VerIVer Harri Deutsch. (Cité en page 72.)
- Casasola, F., Weisser, T., Dupuis, R., Aubry, E., and Vermelle, D. (2015). Etude l’efficacité mécanique d’une vis hydrodynamique. In *CFM 2015*. (Cité en pages 188 et 189.)
- Dellinger, G., Abdelali, T., and Abdellah, G. (2014). Optimisation des vis d’archimède pour produire de l’énergie dans les microcentrales hydroélectriques. In *AUGC 2014*. (Cité en pages 76 et 82.)
- Dellinger, G., Terfous, A., Garambois, P.-A., and Ghenaim, A. (2015). Experimental investigation and performance analysis of archimedes screw generator. *Journal of Hydraulic Research*. (Cité en page 67.)
- Dhakal, T. P. and Walters, D. K. (2009). Curvature and rotation sensitive variants of the k-omega sst turbulence model. In *ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, pages 2221–2229. American Society of Mechanical Engineers. (Cité en page 114.)
- Doormal, J. P. Raithyb, G. (1984). Enhancements of the simple method for predicting incompressible fluid flow. *Numerical Heat Transfer*, 7 :147–163. (Cité en page 122.)

- Farrell, P. and Maddison, J. (2011). Conservative interpolation between volume meshes by local galerkin projection. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 200(1) :89–100. (Cité en page 127.)
- Gao, D., Morley, N., and Dhir, V. (2003). Numerical simulation of wavy falling film flow using vof method. *Journal of computational physics*, 192(2) :624–642. (Cité en page 115.)
- Hannani, K. (1996). *Calcul d'écoulements laminaires et turbulents par une méthode d'éléments finis : influence de la formulation*. PhD thesis, Université Lille1 - Sciences et Technologies. (Cité en page 176.)
- Hirt, C. W. and Nichols, B. D. (1981). Volume of fluid (vof) method for the dynamics of free boundaries. *Journal of computational physics*, 39(1) :201–225. (Cité en page 115.)
- Issa, R. I. (1982). Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator splitting. *Dept. of Min. Resources Engineering, Imperial College*. (Cité en page 122.)
- Kiebel, P. (2007). Fish monitoring and live fish trials. phase 1 report : Livefish trials, smolts, leading edge assesment, disorientation study, outflow monitoring. Technical report, Fishtek Consulting. (Cité en pages 3 et 63.)
- Kiebel, P. (2008). Archimedes screw turbine fisheries assessment. phase 2 : Eels and kelts. Technical report, Fishtek Consulting. (Cité en pages 3 et 63.)
- Kiebel, P. and Coe, T. (2011). Archimedean screw risk assessment : strike and delay probabilities. Technical report, Fishtek Consulting. (Cité en page 63.)
- Kiebel, P., Pike, R., and Coe, T. (2009). The archimedes screw turbine : Assessment of three leading edge profiles. Technical report, Fishetk Consulting. (Cité en pages 63 et 64.)
- Lashofer, A., Hawle, W., and Pelikan, B. (2012). State of technology and design guidelines for the archimedes screw turbine. *Hydro 2012*. (Cité en pages 37, 42, 43, 44, 45, 46 et 103.)
- Lashofer, A., Hawle, W., and Pelikan, B. (2013). Betriebsbereiche und wirkungsgrade der wasserkraftschnecke. *Wasserwirtschaft*, 103 :29–34. (Cité en pages 45, 46, 57, 100 et 103.)
- Lashofer, A., Kaltenberger, F., and Pelikan, B. (2011). Does the archimedean screw turbine stand the test ? *Wasserwirtschaft*, 101 :76–81. (Cité en page 45.)
- Lubitz, W. D. (2014). Gap flow in archimedes screws. (Cité en pages 47, 54 et 156.)
- Lubitz, W. D., Lyons, M., and Simmons, S. (2014). Performance model of archimedes screw hydro turbines with variable fill level. *Journal of Hydraulic Engineering*, 140(10) :04014050. (Cité en pages 47, 53, 54, 55, 56, 65, 66, 67 et 100.)

- Lyons, M. and Lubitz, W. D. (2013). Archimedes screws for microhydro power generation. In *ASME 2013 7th International Conference on Energy Sustainability collocated with the ASME 2013 Heat Transfer Summer Conference and the ASME 2013 11th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology*, pages V001T15A003–V001T15A003. American Society of Mechanical Engineers. (Cité en pages 47, 48, 53, 93 et 96.)
- Lyons, M. W. K. (2014). *Lab Testing and Modeling of Archimedes Screw Turbines*. PhD thesis, The University of Guelph. (Cité en pages 47 et 48.)
- Müller, G. and Senior, J. (2009). Simplified theory of archimedean screws. *Journal of Hydraulic Research*, 47(5) :666–669. (Cité en pages 50, 51, 52, 53, 65, 66 et 67.)
- Muysken, J. (1932). Calculation of the effectiveness of the auger. *De Ingenieur*, 21 :77–91. (Cité en pages 44, 83, 156, 171, 174, 180, 190, 191, 192 et 193.)
- Nagel, G. (1988). *Archimedean screw pump handbook*. Prepared for Ritz-Atro Pumpwerksbau GMBH Roding. (Cité en pages 51, 54 et 156.)
- Nagel, G. and Radlik, K.-A. (1988). *Wassserforderschnecken [Water lifting screws]*. Bauverlag. (Cité en pages 49 et 66.)
- Nuernbergk, D. M. and Rorres, C. (2012). Analytical model for water inflow of an archimedes screw used in hydropower generation. *Journal of Hydraulic Engineering*, 139(2) :213–220. (Cité en pages 49, 58, 59, 60, 82 et 97.)
- Nuernbergk, M. (2012). *Wasserkraftschnecken : Berechnung und optimaler Entwurf von archimedischen Schnecken als Wasserkraftmaschine. [Hydrodynamic screw : Computation and optimal designing of an Archimedean Screw used in hydropower plant]*. Verlag Moritz Schäfer. (Cité en pages 37, 38, 56, 57, 65, 66, 67, 83, 84, 93 et 98.)
- Padet, J. (1991). *Fluides en écoulement - méthodes et modèles*. MASSON. (Cité en pages 109, 110, 112, 164, 167, 168 et 169.)
- Patankar, S. (1980). Numerical heat transfer and fluid flow. *Series in Computational Methods in Mechanics and Thermal Sciences*. (Cité en page 122.)
- Patankar, S. and Spalding, D. (1972). A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three dimensional parabolic flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15 :1787 – 1806. (Cité en page 122.)
- Radlik, K.-A. (1991). Wasserkraftschnecke zur energieumwandlung [hydrodynamic screw for energy conversion] de no. 4,139,134. (Cité en pages 3, 42 et 43.)
- Roache, P. J. (1994). Perspective : A method for uniform reporting of grid refinement studies. *Journal of Fluids Engineering*, 116 :405–413. (Cité en page 133.)

- Rorres, C. (2000). The turn of the screw : Optimal design of an archimedes screw. *Journal of Hydraulic Engineering*, 126(1) :72–80. (Cité en pages 40, 60, 61, 62, 65, 66, 69, 75, 76, 82 et 105.)
- Sharlow, F. and Welsh, J. (1965). Numerical calculation of time-dependent viscous incompressible flow with free surface. *Physics of fluids*, 8 :2182 – 2189. (Cité en page 120.)
- Spah, H. (2001). Fishery biological opinion of the fish compatibility of the patented hydraulic screw from ritz atro. Technical report, Ritz Atro. (Cité en page 63.)
- Versteeg, H. and Malalasekera, W. (1995). *An introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method*. Prentice Hall. (Cité en pages 108, 111, 113, 114, 116 et 119.)
- Williamson, S., Stark, B., and Booker, J. (2014). Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis. *Renewable Energy*, 61 :43–50. (Cité en pages 3, 30 et 43.)
- Yang, C., L HNER, R., and Lu, H. (2006). An unstructured-grid based volume-of-fluid method for extreme wave and freely-floating structure interactions. *Journal of Hydrodynamics*, 18(3) :415–422. (Cité en page 115.)