

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Ziane Achour de Djelfa
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département des Sciences de la technologie

جامعة زيان عاشور الجلفة
كلية العلوم والتكنولوجيا
قسم علوم التكنولوجيا

N° d'ordre : MGM/...../2013



MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention

Du diplôme

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Sciences de la Technologie

Filière : Génie Mécanique

Option : Modélisation et Simulation en Mécanique

Thème

Modélisation et simulation CFD de la convection naturelle dans un canal expérimental d'une boucle pressurisée

Présenté par

Abdelkader TIKIALINE

Soutenu publiquement le devant le jury composé de:

Mr. L. AIDAOUI	MAA à l'U.Z.Ade Djelfa	Président
Mr C. KEZRANE	MAA à l'U.Z.Ade Djelfa	Encadreur
Mr. K.NAIMA	MA au C.U de NAAMA	Examineur
Mr. A. HADJAM	Attaché de recherche au CRNB	Examineur

PROMOTION 2012/2013

Dédicace

*À mes très chers parents
À ma femme
À mes enfants
À ma belle famille
À tous ceux qui me sont chers*

Je dédie ce modeste travail.

Remerciements

Al Hamdou li-Allah, qui m'a donné la santé, la force et la volonté de réaliser beaucoup de choses au-delà de mes capacités normales.

*Je tiens évidemment à débiter ces remerciements en témoignant de ma profonde reconnaissance et respect envers **Monsieur C. KEZRANE**, professeur à l'université Ziane Achour – Djelfa pour m'avoir encadré et dirigé avec patience.*

*Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance et mes sincères remerciements à **Monsieur A. HADJAM**, Chercheur au Centre de Recherche Nucléaire de Birine, laboratoire thermohydraulique pour sa contribution et son aide précieuse au cours de ma préparation du mémoire.*

*Je voudrais aussi remercier **Monsieur L. AIDAOUI**, professeur à l'université Ziane Achour – Djelfa, qui a bien voulu présider le jury de mon travail.*

*Je tiens également à adresser mes remerciements à **Monsieur K.NAIMA**, professeur au centre universitaire de Naama, membre Examineur de mon mémoire, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de participer au jury de soutenance.*

*Mes sincères remerciements et mes vives reconnaissances vont aussi à **Monsieur K. EMBAREK**, Chercheur au Centre de Recherche Nucléaire de Birine, qui m'a aidé pour la réalisation de ce travail.*

Je remercie très sincèrement tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail.

Je n'oublie pas tous mes amis qui me supportent depuis des années.

Dédicace	i
Remerciement	ii
Tableau des Matières	iii
Liste des figures	v
Liste des tableaux	vi
Nomenclature	vii
Introduction générale	1
Chapitre I : Généralités	5
I.1– Introduction	6
I.2–Types de transfert de chaleur	6
I.2.1–Convection	7
I.2.2– Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur en convection naturelle	9
Chapitre II : Formulation numérique et logiciel de calcul	10
II.1– Introduction	11
II.2 – Présentation du logiciel ANSYS-CFX	11
II.2.1 – Etapes de la simulation numérique	12
II.2.1.1 – CFX-pre	12
II.2.1.2 – CFX-solve	14
II.2.1.3 –CFX-post	15
II-3– Conclusion	16
Chapitre III : Modèle Mathématique et Géométrie de simulation	17
III.1– Equations gouvernantes et paramètres	18
III.1.1– Nombre de Grashof	20
III.2– Convection naturelle autour d’un cylindre	21
III.3– Géométrie de simulation	21
III.3.1– Distribution radiale de la température dans le combustible	23
III.3.2– Simplification de la géométrie	24
III.3.3– Maillage du domaine	25
III.3.4– Donnée du maillage du domaine	30
III.3.5– Domaine physique du problème pour CFX	30
III.4– Conditions aux limites et initiales pour CFX	32
III.5–Conclusion	35
	iii

Chapitre VI : Résultats et discussion	37
VI.1–Introduction	38
VI.2–Résultats et discussion	38
Conclusion générale	46
Références bibliographiques	48
Résumé	50
Abstract	50

Liste des figures

Figure I. 1 – Types de transfert de chaleur	7
Figure I. 2 – Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection	8
Figure II. 1 – Etapes suivies en simulation CFD	12
Figure II. 2– Interface graphique du module CFX-Pre.	13
Figure II. 3 – Interface graphique du module CFX-Solver	14
Figure II. 4 – Organigramme de mise en œuvre d'un calcul	15
Figure II. 5 – Interface graphique du module CFX-Post	16
Figure III. 1 – Couche limite le long d'une paroi verticale (Plaque chaude $T_p > T_\infty$)	18
Figure III. 2 – Schéma de la section en pile dans le canal de 84 mm du réacteur BR2	22
Figure III. 3 – Coupe transversale de la Section d'Essai de la boucle CALLISTO	23
Figure III. 4– Distribution radiale de la température dans un élément combustible	24
Figure III. 5– Un quart du canal réfrigérant simplifiant le transfert de chaleur	25
Figure III. 6– Schéma du volume de contrôle	25
Figure III. 7– Maillage structuré dans les zones fluide et la gaine	27
Figure III. 8– Profil de vitesse dans la couche limite – Cas d'un écoulement turbulent	29
Figure III. 9– Variation de la densité de flux de chaleur imposée à la surface de la gaine	35
Figure VI. 1– Contour de la variation axiale de la pression	40
Figure VI. 2– Variation axiale de la pression de l'eau	40
Figure VI. 3– contour de la variation radiale de la vitesse de l'eau	41
Figure VI. 4– Contour des lignes de courant surfacique	41
Figure VI. 5– Variation radiale de la vitesse	42
Figure VI. 6– Variation radiale des vecteurs de vitesse	42
Figure VI. 7– Variation axiale de la vitesse de l'eau	43
Figure VI. 8– Contour de la variation radiale et axiale de la température de l'eau	43
Figure VI. 9 – Variation axiale du contour de la température de l'eau :a,b,c,d,e.	44
Figure VI.10 – Variation radiale de la température de l'eau	45

Liste des tableaux

Tableau I. 1– Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection naturelle	9
Tableau III. 1– données du maillage	30
Tableau III. 2– Domaine physique du problème pour CFX	31
Tableau III. 3– Conditions aux limites et initiales pour CFX	34

Nomenclature

Paramètres	Significations	Unités
φ	Flux de chaleur transmis par convection	(W)
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection	(W . m ⁻² . °C ⁻¹)
S	Aire de surface de contact solide/fluide	(m ²)
T_p	Température de surface de solide	(°C)
T_∞	Température de fluide loin de la surface du solide	(°C)
ρ	Densité du fluide	(Kg . m ⁻³)
ρ_0	Densité de référence	(Kg . m ⁻³)
β	coefficient de dilatabilité du fluide	(K ⁻¹)
$(\rho_\infty - \rho)$	Coefficient d'expansion thermique	(Kg . m ⁻³)
P	Pression	(Pa)
t	Temps	(s)
u	Vitesse dans la direction x	(m . s ⁻¹)
v	Vitesse dans la direction y	(m . s ⁻¹)
G_r	Nombre de Grashof	/
H	hauteur d'une paroi	(m)
g	accélération de la pesanteur	(m ² . s ⁻¹)
μ	viscosité dynamique	(Kg . m ⁻¹ . s ⁻¹)
ν	viscosité cinématique	(m ² . s ⁻¹)
T	Température	(°C ou K)
λ	Conductivité thermique	(W . m ⁻¹ . K ⁻¹)
δ	épaisseur de la couche limite dynamique	(m)
Re	nombre de Reynolds	/
L	longueur de l'élément combustible = un mètre.	(m)
D	Diamètre de l'élément combustible = 9.5 mm	(mm)
ΔY_{min}	L'estimation de la distance minimale entre deux nœuds successifs dans la couche limite	
$N_{normal,min}$	L'estimation du nombre minimal de nœuds nécessaires afin modéliser toute l'épaisseur de couche limite	

Abréviations

CFD	Computational Fluid Dynamics
	MFN : mécanique des fluides numérique
CFX	code de CFD commercial tridimensionnel d'ANSYS Inc.
CALLISTO	Boucle d'essai en pile (<i>Capability for Light water Irradiation in Steady state and Transient Operation</i>)
PWR	Réacteur à eau pressurisée (<i>Pressurized water Reactor</i>).
IPS	sections en pile (<i>In-pile sections</i>)

Introduction Générale

Introduction générale

Au cours des cinquante dernières années, les études théoriques, numériques et expérimentales portant sur la convection naturelle en milieu confiné ont été si nombreuses qu'il devient très difficile d'en faire une synthèse [1].

La présence des phénomènes de convection naturelle dans bon nombre de systèmes industriels a fait croître aujourd'hui l'intérêt porté par la communauté scientifique pour cette branche de l'aérothermique. L'état des connaissances montre un besoin important de compréhension de l'environnement thermique de ces systèmes en vue d'arriver à une prévision correcte des circulations de fluides et des transferts de chaleur à l'intérieur de géométries de plus en plus complexes.

Il semble que la communauté dont l'activité principale est orientée vers l'étude des transferts de chaleur soit la première à s'être intensivement intéressée à la convection naturelle interne. Il s'ensuit que "convection naturelle" signifie souvent "convection d'origine thermique", ce qui est effectivement l'origine dominante de la convection dans de nombreuses applications liées à notre environnement : habitat, climatologie et centrale nucléaire....etc. [1].

La convection naturelle est le mécanisme principal de refroidissement dans certains réacteurs nucléaires dans des situations bien précises. Elle s'établit par la circulation naturelle de l'eau réfrigérante entre les éléments combustibles du cœur du réacteur. Le défi majeur d'une étude thermohydraulique de ces réacteurs consiste à savoir si le refroidissement par convection naturelle du réfrigérant est suffisant pour permettre l'évacuation de la chaleur résiduelle du cœur en toute sécurité car du point de vue de la sûreté, la thermohydraulique joue un rôle primordial dans la détermination des limites de sûreté à ne pas dépasser quelque soit les conditions de fonctionnement du réacteur.

L'exploitation des propriétés thermiques des écoulements de convection naturelle se révèle très utile quand il s'agit de trouver des solutions de refroidissement de réacteurs nucléaires.

Pour résoudre les problèmes de transfert thermique, on doit recourir à des méthodes numériques dans le cas où on ne peut pas les résoudre analytiquement. Parmi ces méthodes les plus utilisées, on peut citer les différences finies, éléments finis, volumes finis...etc. et à la simulation numérique qui nous permet : d'explorer des domaines difficilement accessibles, par exemple le comportement des installations nucléaires en situation accidentelle ; de comprendre des phénomènes physiques et de confronter ces modèles avec l'expérience et d'optimiser les coûts et les durées de conception.

Dans ce travail, on s'intéresse au transfert de chaleur, par convection naturelle, produite par la désintégration des produits de fission et l'échauffement gamma dans le crayon combustible suite à un accident d'arrêt de pompe primaire ou un blocage d'écoulement dans le cœur.

Ce travail de mémoire sert à évaluer numériquement l'échange thermique par convection naturelle laminaire dans un canal de réfrigération d'une boucle pressurisée de forme cylindrique où un flux de chaleur variable se dégage de l'élément combustible vers le caloporteur. Ce scénario se produit suite à un arrêt accidentel des pompes de circulation. Cette étude sera réalisée à l'aide d'un logiciel de mécanique des fluides numérique (MFN, ou CFD pour computational fluid dynamics) qui va nous permettre de réaliser la géométrie, le maillage, la configuration, le calcul et la présentation des résultats en régime instationnaire.

Notre étude est présentée en quatre chapitres :

Ce mémoire débute par une introduction générale sur le transfert thermique par convection naturelle et son importance, en présentant l'objectif essentiel du présent travail.

Le premier chapitre est consacré à des généralités sur la convection naturelle

Le deuxième chapitre s'intéresse à la description du code de simulation basé sur la méthode des volumes finis

Le troisième chapitre présente la configuration géométrique du problème à étudier, ainsi que le modèle mathématique contenant les équations, qui régissent le phénomène de la convection naturelle.

Le dernier chapitre est consacré à la présentation des résultats numériques avec des interprétations.

Enfin, notre mémoire est clôturé par une conclusion générale, qui résume les principaux résultats de simulation.

Chapitre I Généralités

I.1– Introduction

L'apparition au sein d'un milieu fluide des gradients de température entraîne l'existence de différences de masse volumique. De telles différences peuvent avoir, dans certains cas, par action de la pesanteur, une influence sur la distribution de vitesses du fluide au sein du milieu. On dit alors qu'il y a convection naturelle, ce thème ayant fait l'objet, dans le passé, de nombreuses recherches à cause des applications potentielles possibles dans de nombreux domaines : le double vitrage, l'isolation thermique dans l'habitat, la ventilation des chambres, le refroidissement des composants électriques, etc. Dans l'ingénierie, ce phénomène joue particulièrement un rôle capital dans les performances des collecteurs solaires et des systèmes de refroidissement des réacteurs nucléaires. Une revue exhaustive des publications disponibles sur ce sujet à été fait par Platten et Legros [2] et Bejan [3] pour les fluides.

Le travail présenté dans ce mémoire représente une contribution à l'étude des mouvements de convection naturelle considérée comme un système passif pour l'évacuation de la chaleur de désintégration des produits de fission dans un canal expérimental d'une boucle pressurisée par évaluer les paramètres Thermohydraulique suite à un arrêt accidentel des pompes de circulation.

I.2– Types de transfert de chaleur

Les transferts de chaleur, phénomènes implicitement admis en thermodynamique qui décrit l'évolution d'un système vers l'équilibre thermique, peuvent s'effectuer de trois façons différentes: par conduction, par convection et par rayonnement. L'échange de chaleur se produit que les corps soient solides, liquides ou gazeux, et rien ne peut l'empêcher. On peut simplement le ralentir ou le faciliter en utilisant des corps isolants ou des bons conducteurs.

Le rayonnement se propage dans le vide et les corps transparents, en conséquence, le transfert d'énergie par rayonnement s'effectue sans aucun transfert de matière. Par contre, la convection est un mode de transfert de chaleur lié aux mouvements macroscopiques d'un fluide. Les molécules du fluide s'échauffent ou se refroidissent au contact de la surface du solide selon que celle-ci est plus chaude ou froide. Finalement, le transfert de chaleur par conduction est lié à l'agitation thermique des particules à l'échelle atomique (absence de mouvement macroscopique). Ainsi, à l'intérieur d'un solide opaque, la conduction est le seul mode de transfert de chaleur. Ces trois processus de transfert de chaleur se produisent le plus souvent simultanément figure (I.1). [4]

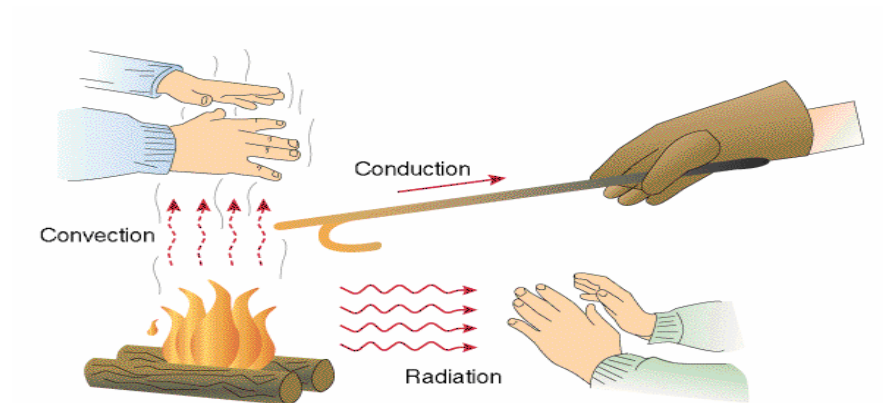


Figure I.1– Types de transfert de chaleur

I.2.1– Convection

La convection caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement figure (I.2).

Imaginons un solide baignant dans un fluide en mouvement. Si le solide et le fluide ne sont pas à la même température, de la chaleur est échangée entre le solide et les particules fluides qui sont à son contact. Cet échange se fait par conduction. Mais la particule de fluide, dès qu'elle a échangé de la chaleur, se déplace et est remplacée, au contact du solide, par une autre particule. Par ailleurs, la particule fluide initiale rencontre, au cours de son déplacement, d'autres particules fluides avec lesquelles elle échange de la chaleur par conduction. Le mécanisme élémentaire de transfert de chaleur est la conduction thermique mais le phénomène global, qui est la convection thermique, résulte de la combinaison de cette conduction avec les mouvements du fluide qui obéissent à des lois spécifiques. Deux types de convection sont généralement distingués :

La convection forcée dans laquelle le mouvement est provoquée par un procédé mécanique indépendant des phénomènes thermiques ; c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide. L'étude de la transmission de chaleur par convection est donc étroitement liée à celle de l'écoulement des fluides.

La convection naturelle dans laquelle le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température ; cette variation crée un champ de forces gravitationnelles qui conditionne les déplacements des particules du fluide [5].

Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par

conduction de la surface aux particules fluides adjacentes ; l'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules. Ensuite ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie, celle-ci et à présent emmagasinée dans les particules fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement [Kreith 6]

On peut exprimer la quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide et un fluide au moyen de l'équation : $\varphi = h S (T_p - T_\infty)$ (W)[7]

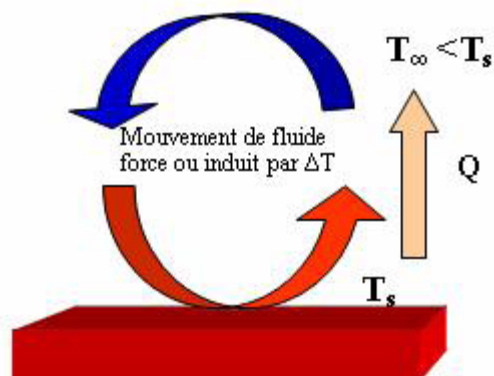


Figure I.2– Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection

I.2.2– Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur en convection naturelle

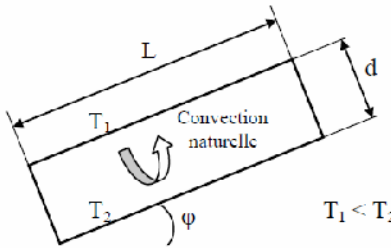
Corrélations valables pour tous fluides : $Nu = C (Gr Pr)^m$			
Géométrie	Gr Pr	C	m
Plaques et cylindres verticaux	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$	0,59 0,021	1/4 2/5
Cylindres horizontaux	$10^{-10} - 10^{-2}$ $10^{-2} - 10^2$ $10^2 - 10^4$ $10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{12}$	0,675 1,02 0,850 0,480 0,125	0,058 0,148 0,188 0,25 0,33
Face supérieure d'une plaque chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$2 \cdot 10^4 - 8 \cdot 10^6$ $8 \cdot 10^6 - 10^{11}$	0,54 0,15	0,25 0,33
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$10^5 - 10^{11}$	0,27	0,25
Cellule fermée rectangulaire inclinée 	$Nu = 1 + 1,44 \left(1 - \frac{1708}{Gr Pr \cos \varphi} \right) \left[1 - \frac{1708 (\sin(1,8 \varphi))^{1,6}}{Gr Pr \cos \varphi} \right] +$ $\left[\left(\frac{Gr Pr \cos \varphi}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad \text{si } 0 < \varphi < \varphi^*$ $Nu = (\sin \varphi)^{1/4} Nu(90^\circ) \quad \text{si } \varphi^* < \varphi < 90^\circ$ $Nu = 1 + [Nu(90^\circ) - 1] \sin \varphi \quad \text{si } 90^\circ < \varphi < 180^\circ$ <p style="text-align: center;">Avec $\varphi^* = \tan^{-1}(4800 Pr)$</p>		
Relations simplifiées pour de l'air à pression atmosphérique			
Géométrie	Laminaire $10^4 < Gr Pr < 10^9$	Turbulent $Gr Pr > 10^9$	
Plaque ou cylindre vertical	$h = 1,42 \left(\frac{\Delta \theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,31 (\Delta \theta)^{1/3}$	
Cylindre horizontal	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta \theta}{D} \right)^{1/4}$	$h = 1,24 (\Delta \theta)^{1/3}$	
Face supérieure d'une plaque horizontale chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$h = 1,32 \left(\frac{\Delta \theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 1,52 (\Delta \theta)^{1/3}$	
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$h = 0,59 \left(\frac{\Delta \theta}{L} \right)^{1/4}$	$h = 0,59 \left(\frac{\Delta \theta}{L} \right)^{1/4}$	

Tableau I.1– Corrélations pour le calcul des coefficients de transfert en convection naturelle [8]

Chapitre II

Formulation numérique et logiciel de calcul

II.1– Introduction

L'étude scientifique d'un phénomène physique passe par la formulation d'une ou plusieurs lois sous forme d'équation mathématique aux dérivées partielles. La résolution de ces équations se fait par des méthodes numériques telle que la méthode des éléments finis, la méthode des différences finis et la méthode des volumes finis qui est la plus utilisée actuellement dans les codes CFD.

La méthode des volumes finis, choisie par le logiciel CFX ANSYS 12.1 est largement décrite par Patankar (1980), consiste à discrétiser le domaine de l'écoulement en une multitude de volumes de contrôle (cellules) puis d'effectuer des bilans (de masse, de quantité de mouvement ...) sur ces petits volumes. Pour cette raison, la formulation fait apparaître des intégrales triples de volume.

L'avantage déterminant des volumes finis par rapport aux autres méthodes est qu'ils sont conservatifs, en bref, tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre dans un autre (Buil, 1999).

Dans la présente étude, on a utilisé le code CFD CFX (v 12.1)

II.2 – Présentation du logiciel ANSYS-CFX[9], [10]

Le code CFX est un code de CFD commercial.

Le logiciel CFX propose un nombre assez important d'options qui déterminent la forme des équations de Navier-Stokes et des équations de transport des scalaires supplémentaires. L'utilisateur a le choix entre un écoulement tridimensionnel ou bidimensionnel, monophasique ou multiphasique (homogène ou non), turbulent ou laminaire, permanent ou non permanent, incompressible (avec ou sans approximation de Boussinesq) ou compressible, avec ou sans transfert de chaleur, avec ou sans introduction de substances polluantes chimiquement réactives ou non.

Egalement appelée mécanique des fluides numérique (MFN), la CFD est tout simplement le calcul numérique appliqué à la mécanique des fluides. Cela consiste à résoudre dans une géométrie donnée le système d'équations fondamentales couplées; mécanique des fluides et transfert thermique par la méthode des volumes finis.

La démarche à suivre dans une simulation CFD est présentée dans la figure ci-dessous.

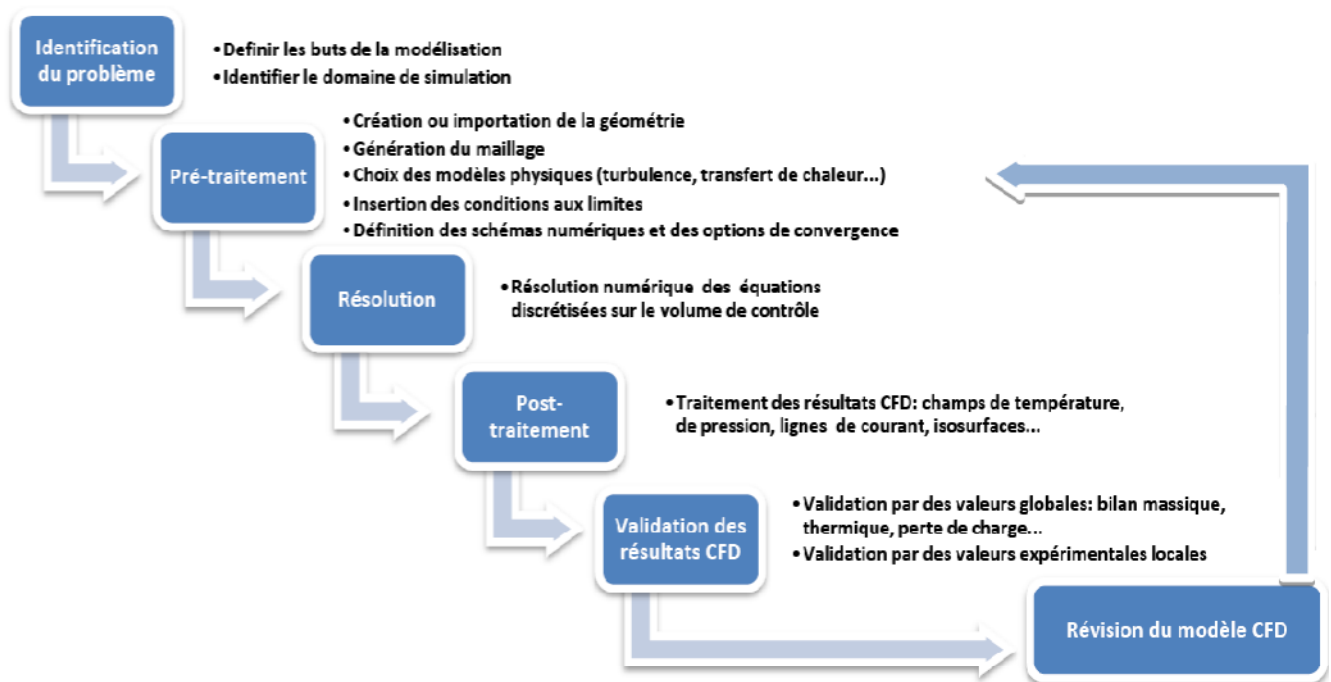


Figure II.1 – Etapes suivies en simulation CFD

II.2.1– Etapes de la simulation numérique [16]

Workbench n'est pas un logiciel, mais plutôt un environnement de calcul et simulation autorisant l'accès à toutes les technologies de calcul à travers une seule interface.

CFX-12.1 est un logiciel général de simulation numérique d'écoulements en mécanique des fluides et transfert thermique.

Ce logiciel permet de mettre en œuvre une simulation numérique complète de la modélisation, de la création géométrique, et la visualisation des résultats, en passant par la création du maillage et le calcul

II.2.1.1– CFX-pre

Le module CFX-pre (figure II.2) permet quant à lui de définir les conditions aux limites et initiales du système, ainsi que les équations à résoudre, le type de résolution

(régime permanent ou transitoire), les paramètres du solver, parmi lesquels: le pas de temps, le nombre d'itération, le critère de convergence ainsi que la nature des fluides (ou solides) en présence.

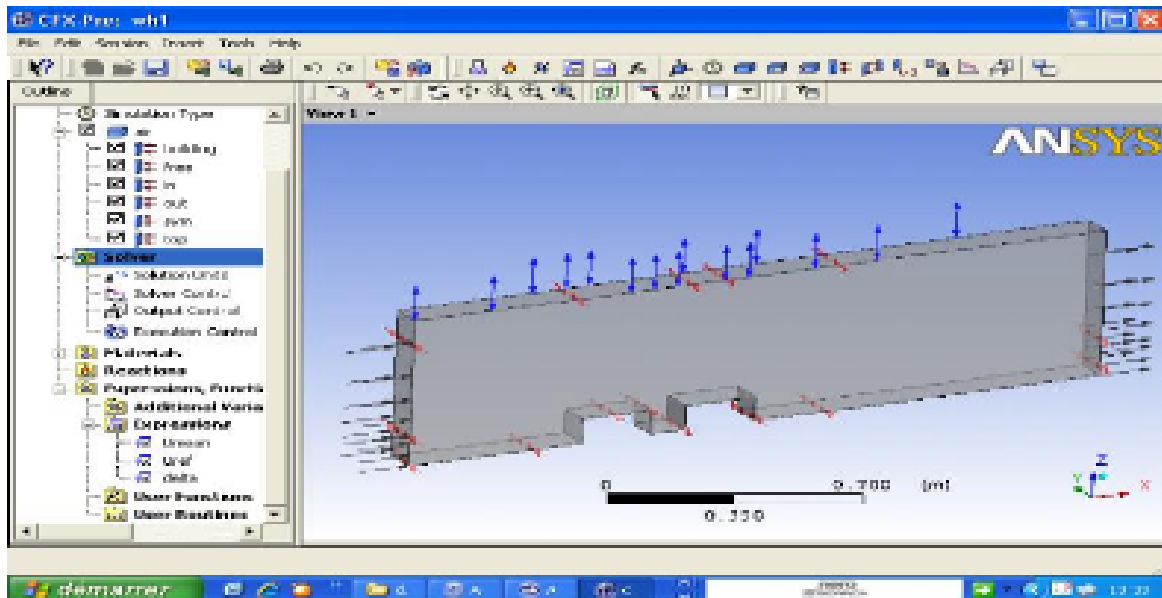


Figure II.2– Interface graphique du module CFX-Pre

Les conditions aux limites sont de 5 types : inlet, outlet, opening, wall et sym.

Les conditions de type inlet sont utilisées dans le cas d'un écoulement entrant à l'intérieur du domaine.

Les conditions de type outlet sont quant à elles utilisées dans le cas d'un écoulement sortant à l'extérieur du domaine.

La condition opening est utilisée dans le cas d'une méconnaissance de la nature entrante ou sortante de l'écoulement.

La condition aux limites de type wall est attribuée aux parois imperméables à l'écoulement.

Enfin, si l'écoulement présente un plan de symétrie, il est possible d'attribuer la condition symmetry à ce plan.

Une fois tous les paramètres définis, CFX-pre génère un fichier «.def» qui contient toutes les informations relatives au maillage, aux conditions aux limites et initiales, ainsi que tous les autres paramètres introduit dans CFX-pre. C'est ce fichier qui va être à la base de travail du solver.

II.2.1.2– CFX-solve

Le module CFX-solve (figure II.3) est le module qui effectue les calculs. Il est basé sur l'intégration des équations de Navier Stokes dans chaque maille et dispose de modèles additionnels pour prendre en compte la turbulence, le rayonnement thermique. L'organigramme de mise en oeuvre d'un calcul est présenté dans la (figure II.4).

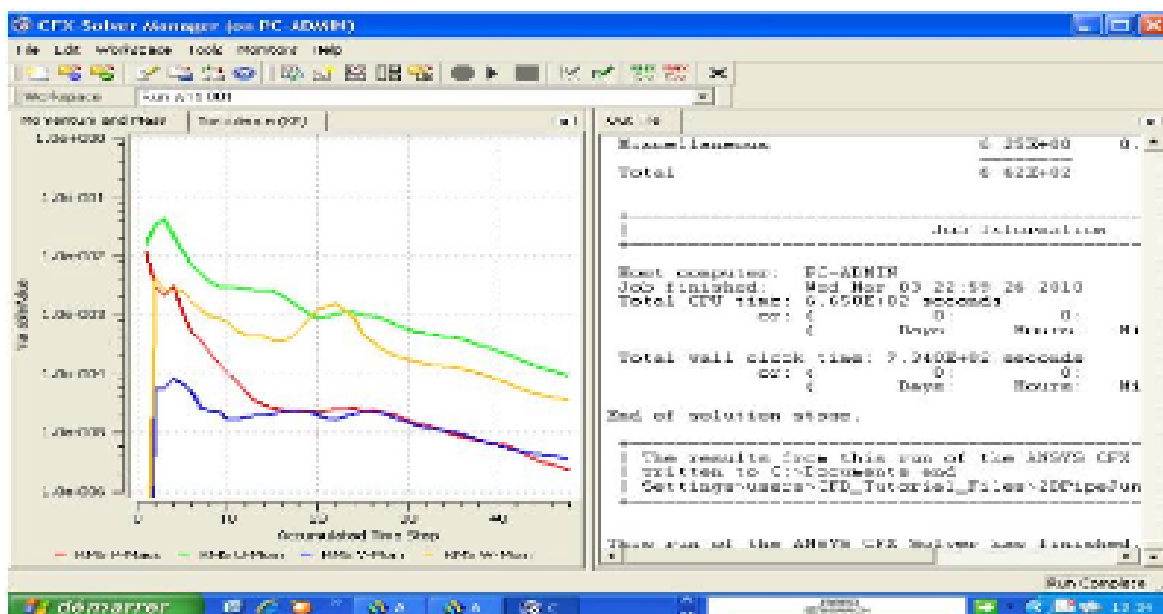


Figure II.3– Interface graphique du module CFX-Solver

Dans le cas d'une résolution en régime permanent, le calcul se poursuit jusqu'à ce que, soit le nombre maximal d'itération demandé par l'utilisateur est atteint, soit la solution satisfait au critère de convergence. Dans le cas d'une résolution en régime transitoire, le calcul prend fin lorsque la durée de résolution du phénomène étudiée est atteinte.

A la fin de son calcul, CFX-solve génère deux types de fichiers :

- un fichier « .out » lisible par un éditeur de texte. Ce fichier résume le déroulement du calcul. Il contient, entre autres, les informations du « .def », ainsi que le bilan masse du système.

- un fichier « .res » qui contient l'ensemble des résultats. Ce fichier est directement exploitable par CFX-post.

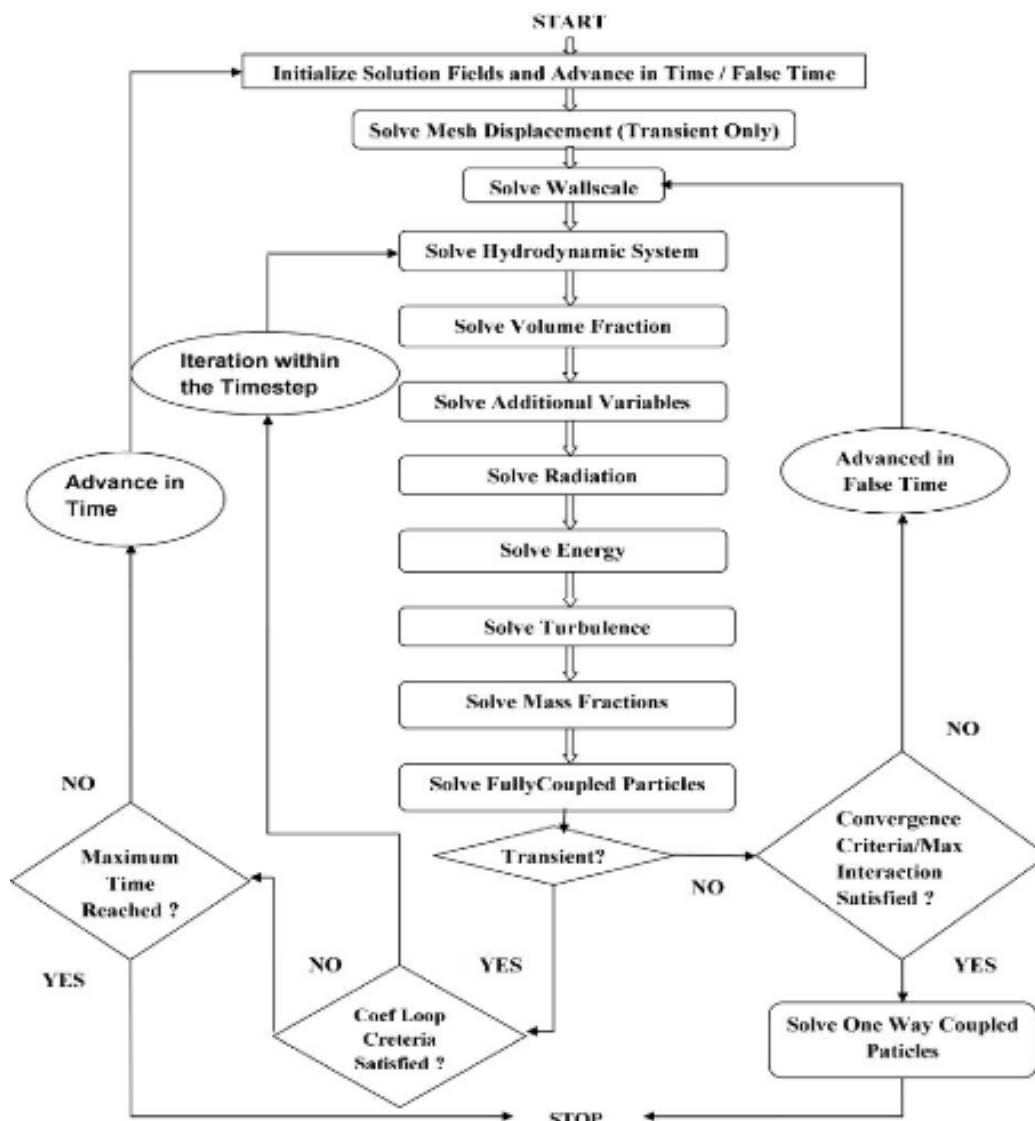


Figure II.4 – Organigramme de mise en œuvre d'un calcul

II.2.1.3– CFX-post

Le module CFX-post (figure II.5) est un outil graphique permettant le traitement et la visualisation des résultats. Il permet d'appliquer des textures sur la géométrie, de visualiser des contours, des iso-surfaces, des lignes de courant, des champs de vitesses. Il permet également l'exportation des résultats sous forme numérique, comme par exemple la valeur

des différentes variables sur chaque nœud, sous forme photographique et même sous forme d'animation.

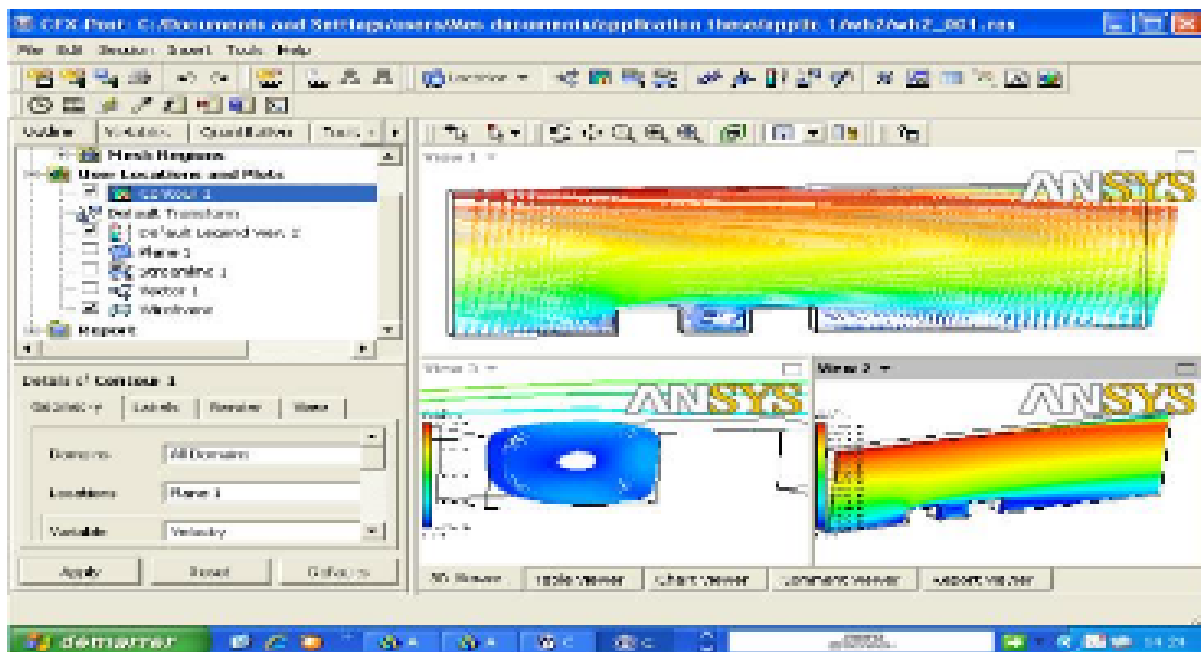


Figure II.5 – Interface graphique du module CFX-Post

II.3– Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons présenté brièvement le code CFD « CFX », basé sur la méthode des volumes finis et les étapes de la simulation numérique.

Chapitre III

Formulation mathématique et modèle physique

III.1– Equations gouvernantes et paramètres

La circulation naturelle regroupe des mécanismes convectifs dans lesquels tout ou une partie du mouvement est généré par l'action conjuguée des gradients de température et du champ de pesanteur.

Généralement, dans les problèmes de convection naturelle, *l'hypothèse de Boussinesq* est souvent utilisée. Soit ρ une fonction décroissante de la température telle que :

$$\rho = \rho(T) \quad (3.1)$$

L'hypothèse de Boussinesq consiste à écrire la relation précédente (3.1) sous la forme :

$$\rho = \rho_0 \{ (1 - \beta(T - T_0)) \} \quad (3.2)$$

Avec β est le coefficient de dilatabilité du fluide.

Les équations de la convection naturelle régissant l'écoulement sont les équations de continuité, de Navier Stokes et l'équation d'énergie, qui expriment la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie.

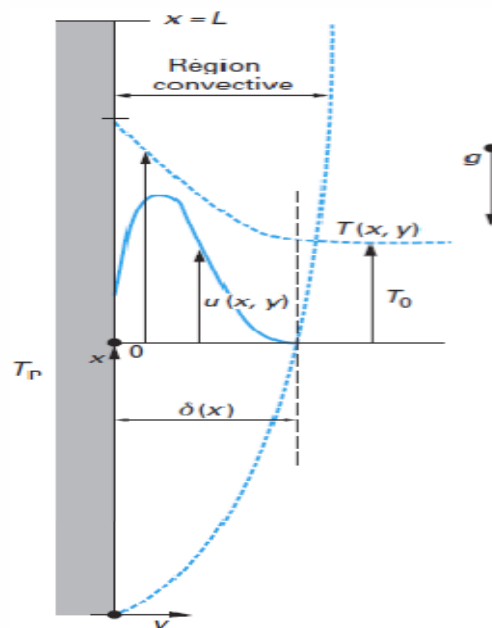


Figure III. 1 – Couche limite le long d'une paroi verticale (Plaque chaude $T_p > T_\infty$) [12]

Bilan de quantité de mouvement (suivant l'axe x vertical) [11]

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - g + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) \quad (3.3)$$

Puisque $P \neq P(y)$, loin de la paroi verticale le liquide est en équilibre hydrostatique et pour $u = v = 0$:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_{\infty} g \quad (3.4)$$

Donc l'équation (3.3) devient,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{g}{\rho} (\rho_{\infty} - \rho) + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) \quad (3.5)$$

Avec $(\rho_{\infty} - \rho)$ Coefficient d'expansion thermique

On a ρ est en fonction de T

$$\rho(T) = \rho(T_{\infty}) + (T - T_{\infty}) \frac{\partial \rho}{\partial T} + (T - T_{\infty})^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial T^2} + \dots$$

Développement en série de Taylor, si on limite au 1er ordre on a :

$$\rho(T) = \rho(T_{\infty}) + (T - T_{\infty}) \frac{\partial \rho}{\partial T} \quad (3.6)$$

Le coefficient de dilatation thermique β défini par :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)$$

Dans le cas d'un gaz parfait : $\beta = \frac{1}{T}$ (K)

$$\rho(T) = \rho_{\infty} - \rho \beta (T - T_{\infty}) \Rightarrow \frac{\rho_{\infty} - \rho}{\rho} = \beta (T - T_{\infty})$$

Donc l'équation de conservation de la quantité de mouvement (Navier-Stokes) (3.3) devient :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = g\beta(T - T_{\infty}) + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) \quad (3.7)$$

L'équation de conservation de la masse (continuité):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.8)$$

L'équation d'énergie thermique :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3.9)$$

Noter que la dissipation visqueuse égale à zéro.

III.1.1– Nombre de Grashof

Rapport des effets thermiques de convection naturelle aux effets visqueux

$$G_r = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L^3}{\nu^2} = \frac{\text{Forces d'archimède}}{\text{Forces visqueuses}} \quad (3.10)$$

Nombre caractéristique dans la convection naturelle.

$$\text{Si } G_r \approx 0 \left\{ \begin{array}{l} \beta \approx 0, \\ T_s - T_{\infty} \approx 0 \Rightarrow \text{Pas de mouvement induit par le } \Delta T. \\ \nu \text{ Très grande} \end{array} \right.$$

Si G_r élevé effet important de convection naturelle.

À flux thermique constant, on utilise le nombre de Grashof modifié

$$Gr^* = \rho^2 g \beta \frac{\varphi D^2}{S \lambda \mu^2} \quad (3.11)$$

On considère le flux thermique constant si la paroi est chauffée par une source nucléaire ou une source radiative à haute température ou une résistance électrique. Le flux thermique constant à travers la paroi est pratiquement toujours un apport d'énergie vers le fluide qui se comporte en réfrigérant. [12]

III.2– Convection naturelle autour d'un cylindre [13]

Les conditions aux limites pour un écoulement se développant le long d'un cylindre de rayon R à température uniforme T_p sont les conditions d'adhérence et les conditions au loin, exactement comme dans le cas d'une plaque plane verticale :

$$\left\{ \begin{array}{l} T(x, R) = T_p(x), \quad u(x, R) = v(x, R) = 0 \\ u = 0, \quad T = T_\infty \quad \text{si } r \rightarrow \infty, \forall x \end{array} \right.$$

La différence entre le cas de la plaque plane et le cylindre est inférieure à 5% si

$$D/H \geq 35/Gr_H^{1/4}$$

III.3– Géométrie de simulation

La boucle d'essai en pile, CALLISTO (Capability for Light water Irradiation in Steady state and Transient Operation), est prototype d'un réacteur à eau pressurisée (PWR) destinée principalement aux tests d'irradiation des crayons combustibles, test des matériaux de structures des réacteurs existants et des réacteurs du futur (Génération IV et fusion nucléaire),...etc. Cette boucle est constituée d'un circuit hors-pile et trois sections d'essais en pile permettant chacune l'irradiation de 9 crayons combustibles dans des conditions représentatives d'un réacteur PWR (Pressurized water Reactor).

La boucle CALLISTO comprend les trois parties principales suivantes, figure (III.2):

1. trois sections en pile 'IPS'
2. panier d'irradiation des crayons combustibles dans l'IPS
3. équipement hors pile y compris le circuit de refroidissement et les systèmes auxiliaires.

Le circuit de l'écoulement dans une I.P.S est constitué des quatre zones suivantes, figure (III.2) :

- le tube support,
- le tube carré,
- le passage annulaire délimité par le tube carré et le tube de pression interne,
- le passage annulaire engendré par le tube support et le tube de pression interne.

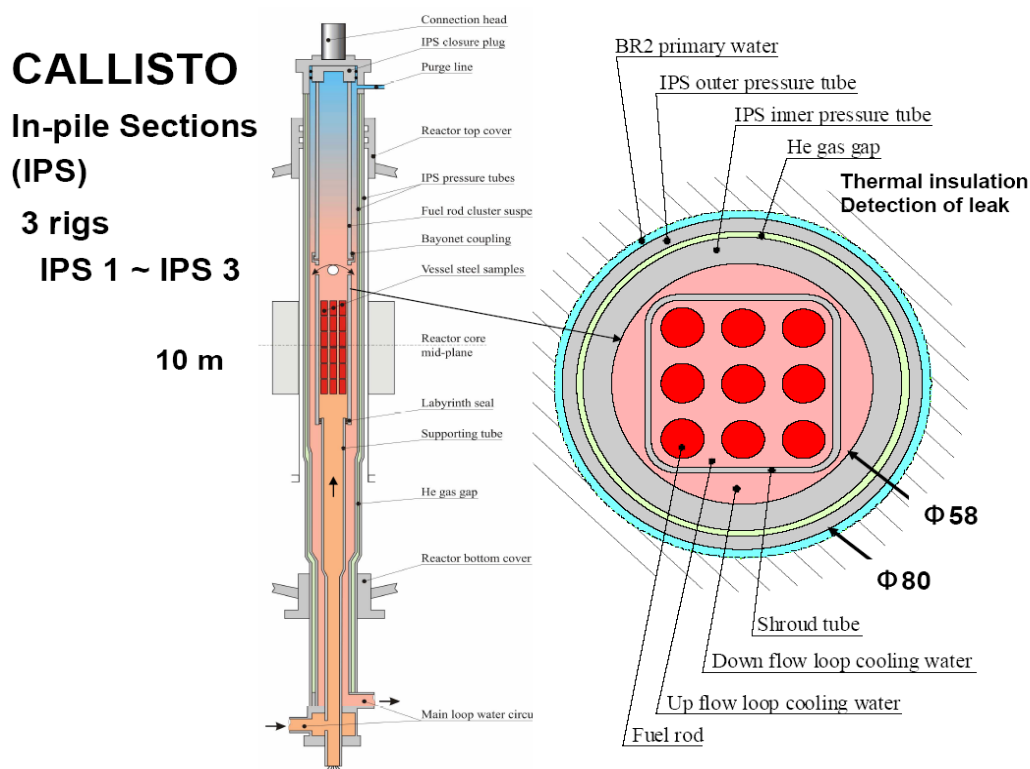


Figure III. 2– Schéma de la section en pile dans le canal de 84 mm du réacteur BR2

Le système physique, considéré, consiste en un canal de réfrigération dans la boucle CALLISTO contenant un élément combustible cylindrique. Le transfert de chaleur s'effectue radialement et on suppose que le transfert de chaleur dans la direction axiale est négligeable.

Les deux extrémités du cylindre étant supposés adiabatiques. Cet élément combustible a une longueur L de un mètre et un diamètre D de 9.5 mm y compris tous leurs constituant tels que : la matière fissile UO_2 , le gaz d'hélium et la gaine

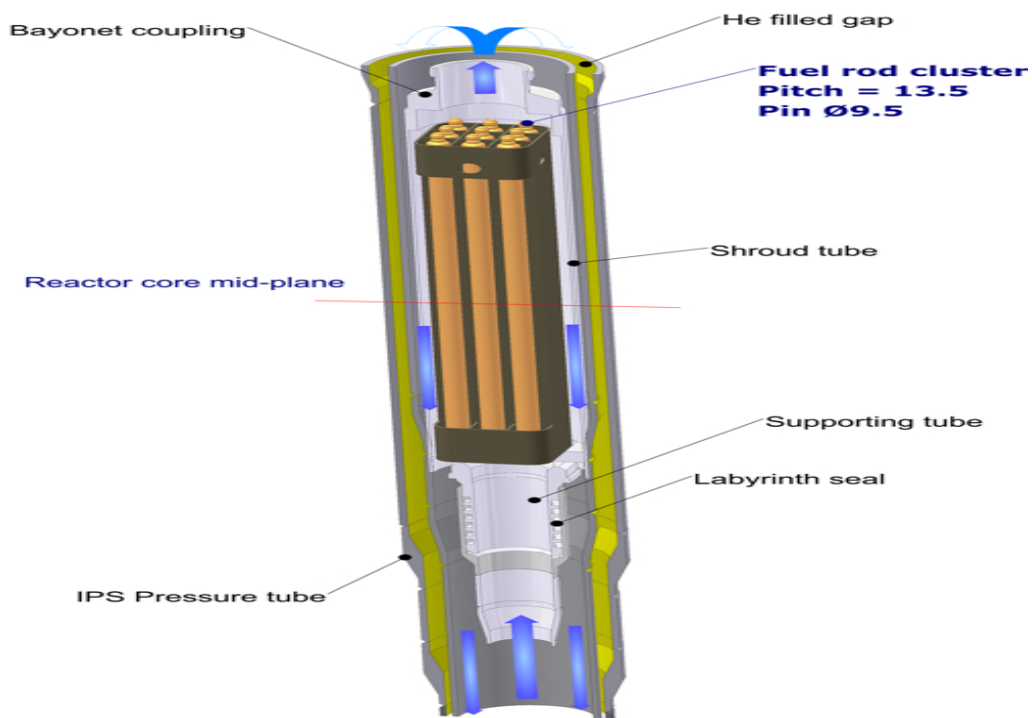


Figure III. 3 – Coupe transversale de la Section d'Essai de la boucle CALLISTO

III.3.1– Distribution radiale de la température dans le combustible [14]

La figure (III.4) illustre la distribution radiale de la température dans un élément combustible d'un canal autour duquel circule un fluide refroidisseur. La forme de base du profil radial de la température dépend principalement du coefficient de la conductivité thermique des différents matériaux constituant le combustible. Le gradient de température dans chaque matériau doit être suffisant pour qu'un transfert de chaleur soit mis en jeu.

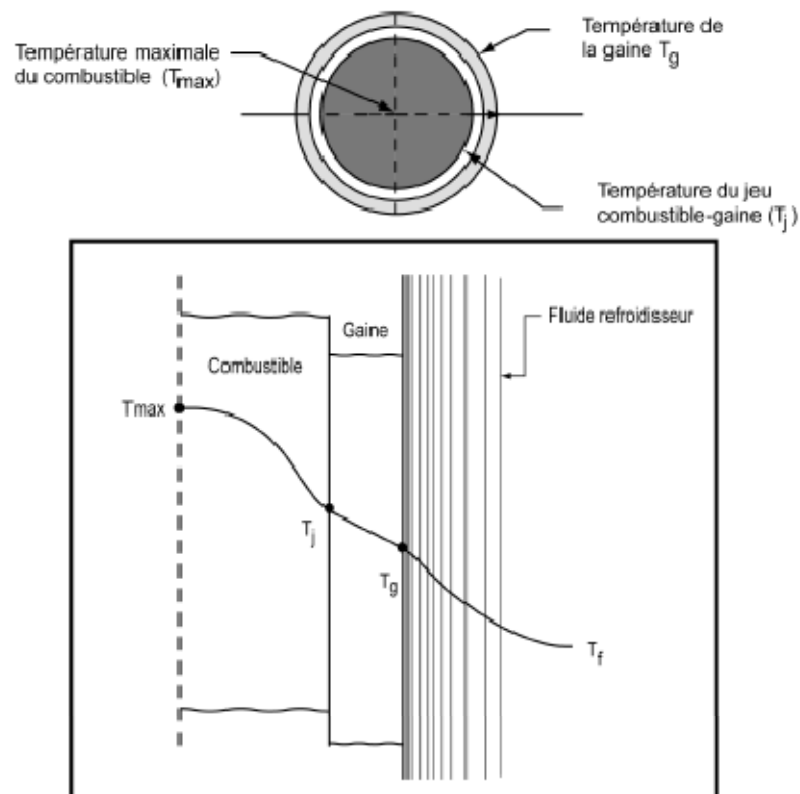


Figure III. 4– Distribution radiale de la température dans un élément combustible

III.3.2–Simplification de la géométrie

Afin de simplifier le temps de calcul CFD, on a pris un quart du canal réfrigérant contenant seulement le réfrigérant et la gaine. Puisque on s'intéresse uniquement au transfert de chaleur à la surface de la gaine, on a supprimé le gap d'hélium et la matière fissile (UO₂), comme indiqué dans la figure ci-dessous.

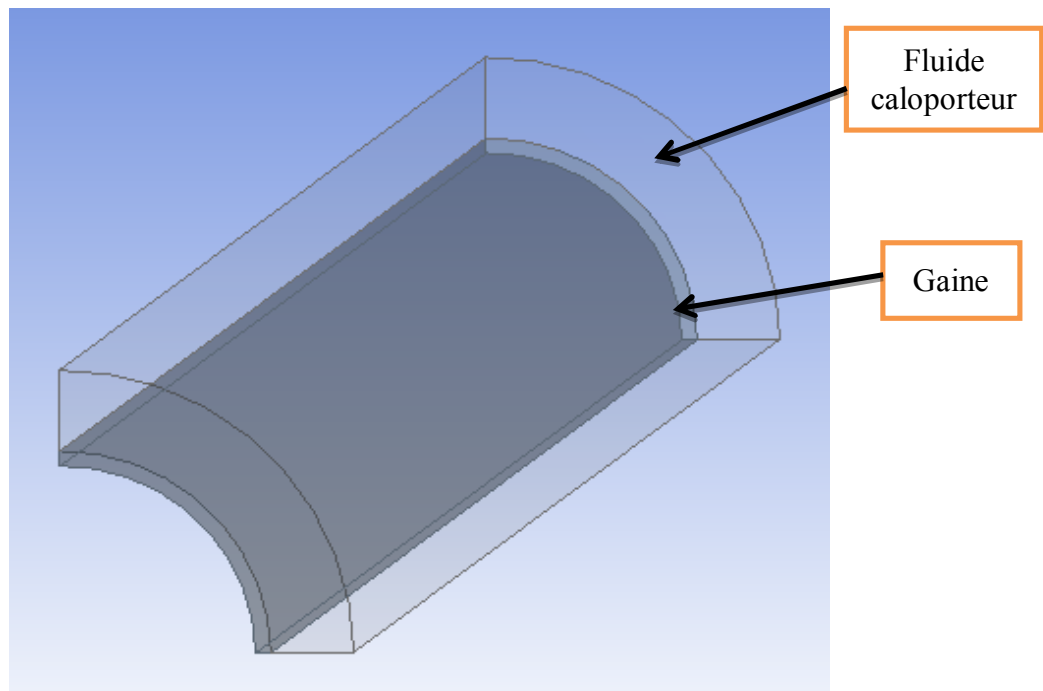


Figure III. 5– Un quart du canal réfrigérant simplifiant le transfert de chaleur

III.3.3–Maillage du domaine

Le maillage par définition est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinale et transversale, dont l'intersection représente un nœud, où on trouve un point central et les composantes du vecteur vitesse se trouvent au milieu des segments, reliant deux nœuds adjacents. Donc, la discrétisation du domaine est obtenue par un maillage, constitué d'un réseau de points (nœuds).

Les grandeurs scalaires : pression, température, énergie cinétique et taux de dissipation sont stockées dans le nœud du point central du maillage, voir figure (III.6), tandis que les grandeurs vectorielles du vecteur vitesse sont stockées au milieu des segments reliant les nœuds.

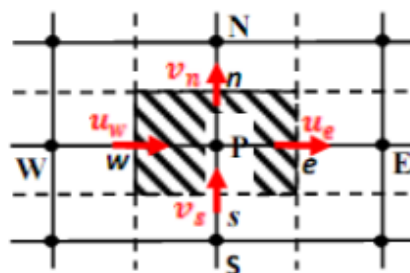


Figure III. 6– Schéma du volume de contrôle

L'équation générale de transport est intégrée sur le volume de contrôle, associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle, associé aux composantes de vitesse.

En générale, le code ANSYS permet de réaliser un maillage automatique de toute la géométrie étudiée. Cependant, ce type de maillage n'est pas toujours adapté à toutes les simulations. En raison de la qualité de la résolution CFD qui dépend fortement de la qualité du maillage effectué et de la faible dimension de l'élément combustible (diamètre extérieur = 9.5mm), nous avons maillé finement l'ensemble de la gaine et du volume fluide caloporteur et plus finement à l'interface entre la gaine et le fluide. Il convient de noter que les caractéristiques finales du maillage généré sont exposées. Ces caractéristiques sont le fruit de plusieurs boucles de calcul et d'amélioration du maillage.

Le code de calcul ANSYS-CFX permet de mailler de deux manières différentes: maillage structuré et non structuré. Nous avons maillé le domaine de simulation par blocs en fonction des spécificités géométriques. Puisque notre géométrie n'est pas complexe, on a utilisé un maillage structuré dans toutes les géométries extrudables (sweepable bodies): gaine du combustible et dans la zone fluide entourant le combustible figure(III.7). En effet, l'alignement des mailles structurées avec la direction principale de l'écoulement améliore le niveau de précision car les vecteurs vitesses sont normaux aux faces des volumes. De plus, ce type de maillage permet de diminuer le temps global de maillage puisqu'il est généré par extrusion à partir d'un maillage surfacique.

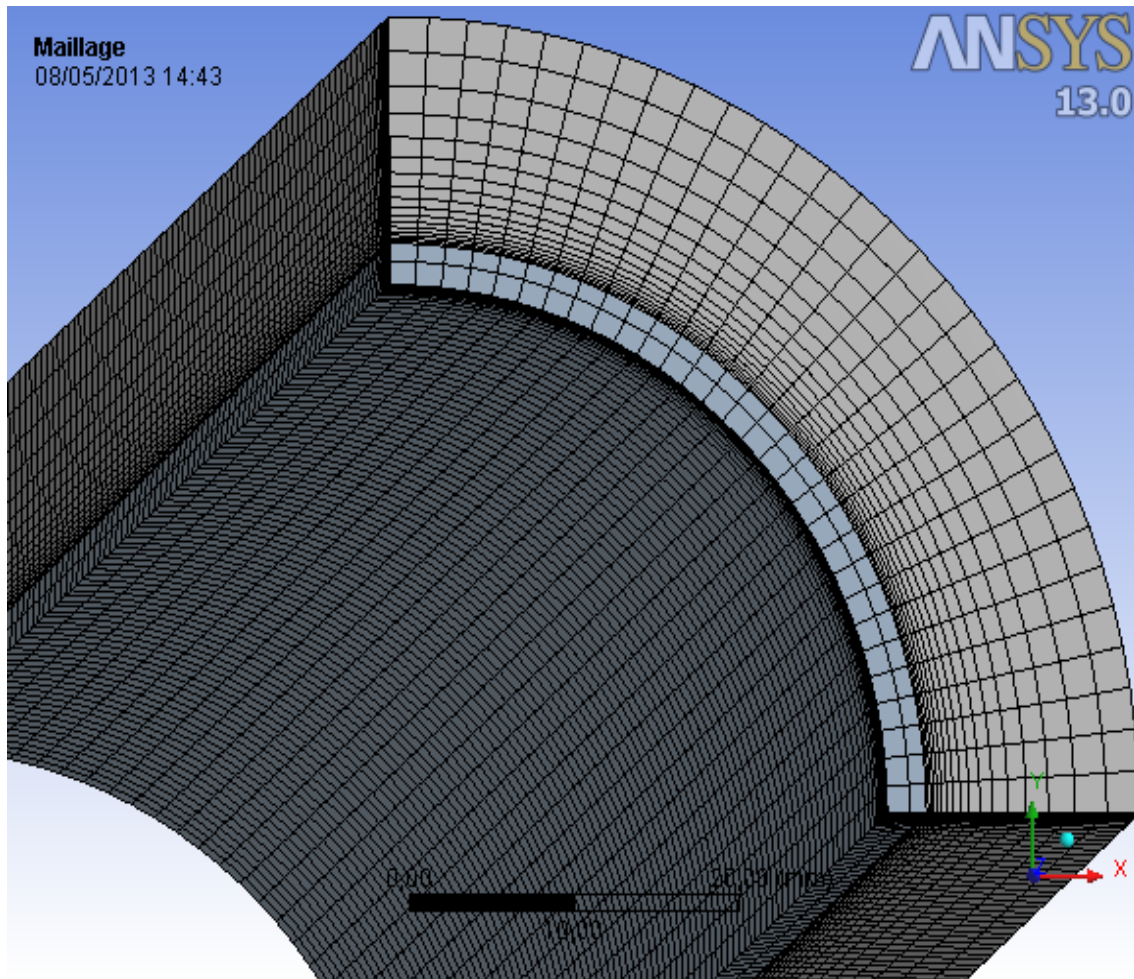


Figure III. 7– Maillage structuré dans les zones fluide et la gaine

Proche parois – couche limite :

Il convient de noter que dans notre étude les effets cinétiques sont plus importants que les effets thermiques du fait que le fluide réfrigérant est de l'eau (son nombre de Prandtl vaut $Pr \approx 6 > 1$).

Autrement-dit, la couche limite dynamique est plus épaisse que la couche limite thermique. Donc si nous affinons le maillage pour modéliser la couche limite dynamique, les effets thermiques en proche paroi seront capturés aussi.

Afin de capter ces phénomènes locaux, il faut densifier le maillage en proche parois (dans les zones fluides) en utilisant juste le nombre optimal de mailles nécessaires. Deux critères nous permettent de juger la qualité de modélisation de couche limite:

- ❖ L'estimation de la distance minimale entre deux nœuds successifs dans la couche limite: ΔY_{min} ,
- ❖ L'estimation du nombre minimal de nœuds nécessaires (placés dans la direction normale à la paroi) afin modéliser toute l'épaisseur de couche limite: $N_{normal,min}$

Nous allons dans la suite estimer ces deux grandeurs en se basant sur la bibliographie fournie avec le code ANSYS-CFX.

❖ Estimation du ΔY_{min}

En se basant sur les corrélations données dans la bibliographie d'ANSYS-CFX (§ Guidelines for MeshGeneration), la distance du premier nœud à la paroi dans le cas d'une plaque de longueur L est donnée par la formule:

$$\Delta y = L \cdot \Delta y^+ \cdot \sqrt{74} \cdot Re_L^{-\frac{13}{14}}$$

Telle que Δy^+ est une distance adimensionnelle, elle représente l'objectif à atteindre pour avoir le premier nœud dans la sous-couche laminaire (LaminarSublayer). Sa valeur dépend de l'état de l'écoulement et du modèle de turbulence que nous allons adopter dans la suite. Pour le modèle de turbulence K- ω par exemple, cette distance doit vérifier: $\Delta y^+ < 2$

Au-delà de cette valeur, un profil de vitesse logarithmique est utilisé pour déterminer la vitesse en proche parois figure (III.8).

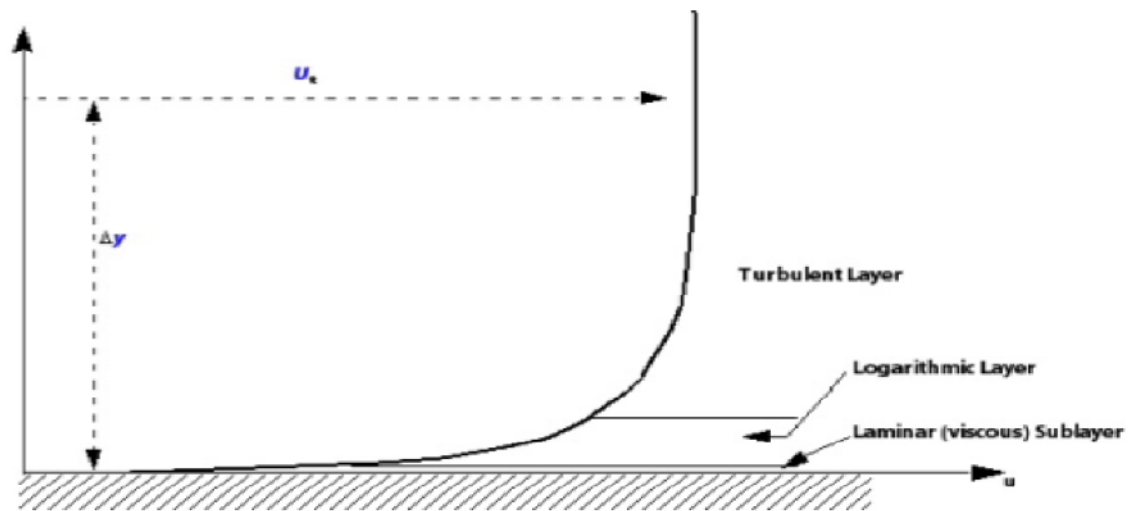


Figure III. 10– Profil de vitesse dans la couche limite – Cas d'un écoulement turbulent

Pour la valeur limite $\Delta y^+ = 2$, l'ordre de grandeur de la distance à prévoir, dans notre cas d'étude, entre la paroi et le premier nœud dans la direction normale à la paroi est:

$$\Delta y^+ \approx 1.10 - 4 \text{ m}$$

❖ **Estimation de :** $N_{normal,min}$

Nous venons de calculer la distance minimale entre deux nœuds successifs au sein de la couche limite. Pour déterminer le nombre minimal de nœuds nécessaires pour modéliser la couche limite, il suffit de calculer l'épaisseur de cette couche. Dans le cas d'une plaque de longueur L, ANSYS-CFX fournit la corrélation suivante:

$$\delta = 0,035 \cdot L \cdot Re_L^{-\frac{1}{7}}$$

Dans notre cas d'étude, l'ordre de grandeur de la couche limite dynamique δ est de 15.10-4 m. Par conséquent, il faut au minimum 15 nœuds (15 couches) en proche paroi surtout dans les zones fluides situées entre les plaques combustibles afin de modéliser toute l'épaisseur des forts gradients cinétique et thermique.

III.3.4–Donnée du maillage du domaine

Domaine	Nœuds	Élément
Gaine (<i>Cladding</i>)	152190	118400
Eau (<i>Water</i>)	547884	503200
Ensemble des domaines (<i>All Domains</i>)	700074	621600

Tableau III.1– données du maillage

III.3.5–Domaine physique du problème pour CFX

Domaine- gaine (<i>Domain – Cladding</i>)	
Type	Solide (<i>Solid</i>)
Location	B45
réglages (<i>Settings</i>)	
Mouvement du domaine (<i>Domain Motion</i>)	Stationnaire(<i>Stationary</i>)
Domaine - Eau (<i>Domain – Water</i>)	
Type	Fluide(<i>fluid</i>)
Location	B18
Matériaux (<i>Materials</i>)	
Eau (<i>Water</i>)	
Définition du Fluide (<i>FluidDefinition</i>)	Bibliothèque de matériaux (<i>Material Library</i>)
Morphologie(<i>Morphology</i>)	Fluide continue (<i>ContinuousFluid</i>)
Vapeur (<i>water idealgas</i>)	
Définition du Fluide (<i>FluidDefinition</i>)	Bibliothèque de matériaux (<i>Material Library</i>)
Morphologie(<i>Morphology</i>)	Fluide continue (<i>ContinuousFluid</i>)
réglages (<i>Settings</i>)	
flottabilité du modèle (<i>Buoyancy Model</i>)	flottable (<i>Buoyant</i>)
Flottabilité référence de densité (<i>Buoyancy Reference Density</i>)	1.2000e+00 [kg m ⁻³]
Composantes X de Gravité (<i>Gravity X Component</i>)	0.0000e+00 [m s ⁻²]

Composantes Y de Gravité (<i>Gravity Y Component</i>)	0.0000e+00 [m s ⁻²]
Composantes Z de Gravité (<i>Gravity Z Component</i>)	-9.8100e+00 [m s ⁻²]
Flottabilité de la référence (<i>Buoyancy Reference Location</i>)	Automatique (<i>Automatic</i>)
Mouvement du domaine (<i>Domain Motion</i>)	Stationnaire (<i>Stationary</i>)
Pression de référence (<i>Reference Pressure</i>)	1.0000e+00 [atm]
modèle du transfert de chaleur (<i>Heat Transfer Model</i>)	Energie thermique (<i>Thermal Energy</i>)
modèle homogène (<i>Homogeneous Model</i>)	On
Inclure terme Dissipation visqueux (<i>Include Viscous Dissipation Term</i>)	On
Modèle de la turbulence (<i>Turbulence Model</i>)	Laminaire (<i>Laminar</i>)
Interface de domaine - Par défaut Fluide interface solide (<i>Domain Interface - Default Fluid Solid Interface</i>)	
Boundary Liste1 (<i>Boundary List1</i>)	Interface Fluide Solide face 1 Par défaut (<i>Default Fluid Solid Interface Side 1</i>)
Boundary Liste2 (<i>Boundary List2</i>)	Interface Fluide Solide face 2 Par défaut (<i>Default Fluid Solid Interface Side 2</i>)
Type d'interface (<i>Interface Type</i>)	Fluide Solide (<i>Fluid Solid</i>)
réglages (<i>Settings</i>)	
Les modèles d'interface (<i>Interface Models</i>)	Connexion général (<i>General Connection</i>)
Transfert de chaleur (<i>Heat Transfer</i>)	Conservation du Flux d'interface (<i>Conservative Interface Flux</i>)
maillage Connexion (<i>Mesh Connection</i>)	GGI

Tableau III.2– Domaine physique du problème pour CFX

III.4–Conditions aux limites et initiales pour CFX

Domaine (<i>Domain</i>)	limites (<i>Boundaries</i>)	
Gaine (<i>Cladding</i>)	Boundary - Interface Fluide Solide face 1 Par défaut (<i>Boundary - Default Fluid Solid Interface Side 1</i>)	
	Type	Interface(<i>INTERFACE</i>)
	Location	F51.45
	réglages (<i>Settings</i>)	
	Transfert de chaleur (<i>Heat Transfer</i>)	Conservation du Flux d'interface (<i>Conservative Interface Flux</i>)
	Boundary - Symétrie de Gainage (SymCladding)	
	Type	Symétrie(<i>SYMMETRY</i>)
	Location	Symétrie de la Gaine (<i>symcladding</i>)
	réglages (<i>Settings</i>)	
	Boundary - paroi interne (<i>Boundary – InnerWall</i>)	
	Type	Mur (<i>WALL</i>)
	Location	Paroi d'entrée de la Gaine (<i>innerwallcladding</i>)
	réglages (<i>Settings</i>)	
	Transfert de chaleur (<i>Heat Transfer</i>)	Flux de chaleur (<i>Heat Flux</i>)
	Flux de chaleur in (d'entrée)(<i>Heat Flux in</i>)	Flux de chaleur (<i>Heat Flux</i>)
	Boundary – faces de gainage (<i>Boundary – facesCladding</i>)	
	Type	Mur (<i>WALL</i>)
	Location	faces de gainage n2 (<i>n2 Faces Cladding</i>)
	réglages (<i>Settings</i>)	
	Transfert de chaleur (<i>Heat Transfer</i>)	Adiabatique (<i>Adiabatic</i>)
L'EAU (<i>Water</i>)	Boundary – Inlet (Entrée) (<i>Boundary – Inlet</i>)	
	Type	Entrée(<i>INLET</i>)

Location	Eau d'entrée (<i>inlet water</i>)
réglages (<i>Settings</i>)	
Régime d'écoulement (<i>Flow Regime</i>)	Subsonique (<i>Subsonic</i>)
Transfert de chaleur (<i>Heat Transfer</i>)	Température Totale (<i>Total Temperature</i>)
Température Totale (<i>Total Temperature</i>)	3.0000e+02 [C]
Masse et mouvement (<i>Mass And Momentum</i>)	Vitesse normale (<i>Normal Speed</i>)
Vitesse normale (<i>Normal Speed</i>)	0.0000e+00 [m s ⁻¹]
Fluide(<i>Fluid</i>)	Eau(<i>Water</i>)
Fraction du volume (<i>Volume Fraction</i>)	valeur (<i>Value</i>)
Fraction du volume (<i>Volume Fraction</i>)	1.0000e+00
Fluide(<i>Fluid</i>)	vapeur(<i>vapor</i>)
Fraction du volume (<i>Volume Fraction</i>)	valeur (<i>Value</i>)
Fraction du volume (<i>Volume Fraction</i>)	0.0000e+00
Boundary - Interface Fluide Solide face 2 Par défaut	
Boundary - Default Fluid Solid Interface Side 2	
Type	Interface(<i>INTERFACE</i>)
Location	F24.18

réglages (<i>Settings</i>)	
Transfert de chaleur (<i>Heat Transfer</i>)	Conservation du Flux d'interface (<i>Conservative Interface Flux</i>)
Masse et mouvement (<i>Mass And Momentum</i>)	No Slip Wall
Boundary –Sortie (<i>Boundary – Outlet</i>)	
Type	Sortie (<i>OUTLET</i>)
Location	Sortie d'eau (<i>outlet water</i>)
réglages (<i>Settings</i>)	
Régime d'écoulement (<i>Flow Regime</i>)	Subsonique (<i>Subsonic</i>)
Masse et Mouvement (<i>Mass And Momentum</i>)	Pression Statique
Pression relative (<i>Relative Pressure</i>)	1.5500e+02 [bar]
Boundary – Symétrie de l'eau (<i>Boundary – SymWater</i>)	
Type	Symétrie (<i>SYMMETRY</i>)
Location	Symétrie de l'eau (<i>sym water</i>)
réglages (<i>Settings</i>)	
Boundary – Mur de l'eau (<i>Boundary – WallWater</i>)	
Type	Mur(<i>WALL</i>)
Location	Mur de l'eau(<i>wall water</i>)
réglages (<i>Settings</i>)	
Transfert de chaleur (<i>Heat Transfer</i>)	Adiabatique (<i>Adiabatic</i>)
Masse et Mouvement (<i>Mass And Momentum</i>)	No Slip Wall

Tableau III.3 – Conditions aux limites et initiales pour CFX

La densité de flux de chaleur imposé à la paroi de la gaine est uniforme sur toute leur surface. Cette densité est décrite par l'expression exponentielle suivante :

$$P = A_1 \exp\left(\frac{-t}{B_1}\right) + A_2 \exp\left(\frac{-t}{B_2}\right) + P_0$$

Avec :

$$P_0=1757,7 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$A_1=17363,3 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$B_1=6,7 \text{ [s]}$$

$$A_2=2042,7 \text{ [W/m}^2\text{]}$$

$$B_2=169,5 \text{ [s]}$$

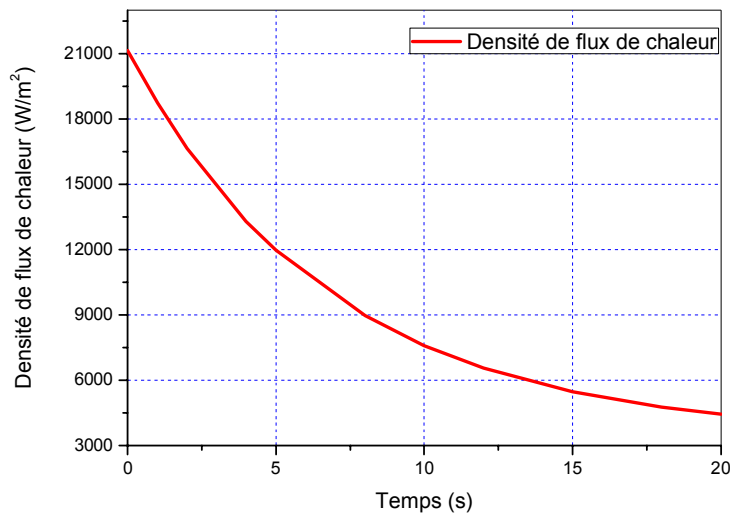


Figure III. 11– Variation de la densité de flux de chaleur imposé à la surface de la gaine

III.5– Conclusion

A la fin de ce chapitre, nous aboutissons au modèle mathématique. Ce dernier est alors constitué d'un système d'équations, complété par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe formé par des équations, qui sont issues de la mécanique des fluides. Les équations de bilan sont donc connues mais :

- ❖ La résolution analytique de ces équations de bilan n'est pratiquement jamais réalisable;

Donc, l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable pour la résolution du système d'équations obtenu. Dans notre étude, on a utilisé le code CFD CFX (v 12.1, basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les différentes équations. Les résultats obtenus par ce code sont présentés dans le chapitre suivant.

Chapitre VI

Résultats et discussion

VI.1– Introduction

Dans ce chapitre, on va procéder à l'analyse des résultats obtenu par la simulation du phénomène de convection naturelle dans le canal de réfrigération. Le temps de simulation est de 05 seconds. Le code utilisé pour cette étude de simulation est le logiciel CFX 12.1 dont la méthode de résolution de base est la méthode des volumes finis. Dans cette étude, nous présentons les champs d'écoulement, dynamique et thermique, ainsi que les profils de la température et de la vitesse dans la direction radiale de l'écoulement.

VI.2– Résultats et discussion

Dans cette étude, nous avons opté pour un maillage structuré, uniforme dans les deux directions, horizontale et verticale, resserré près des parois actives, vu les gradients de température élevés entre la gaine et le réfrigérant.

Une distribution uniforme de la densité de flux de chaleur imposée à la paroi de la gaine est égale à $21163,7 \text{ W/m}^2$. La température de réfrigérant et de la gaine sont respectivement $300 \text{ }^\circ\text{C}$ et $345 \text{ }^\circ\text{C}$ ainsi que la pression de fonctionnement est de l'ordre de 155 bar.

Pour s'assurer de la convergence des solutions, le code CFD « CFX » indique la convergence dès que les itérations de tous les résidus calculés atteignent la valeur du critère de convergence, introduite pour chaque paramètre.

Les figures (VI.3, VI.4, VI.5, VI.6) représentent respectivement le contour de vitesse, le contour des lignes de courant surfacique, la variation radiale de la vitesse et la variation radiale des vecteurs de vitesse. Il est clair que le profil de vitesse radiale prend la forme gaussienne qui nous informe sur l'importance de la vitesse entre les deux sources froide et chaude.

Le champ thermique est représenté par les contours de température, illustrés respectivement sur les figures (VI-8), (a, b, c, d, e) et (VI-9). Ces contours montrent bien l'existence d'une paroi chaude à partir de laquelle se créent des mouvements convectifs du fluides chaud qui se refroidi en contact avec d'autres particules froides.

Les températures maximales sont localisées au niveau de la couche limite. Sous l'effet du mouvement convectif, les bouffées chaudes du liquide sont envoyées loin de la gaine.

Nous présentons sur les figures VI-3, VI-4, VI-5 et VI-6 respectivement le contour de la variation radiale de la vitesse de l'eau, le contour des lignes de courant surfacique, la variation radiale de la vitesse et la variation radiale des vecteurs de vitesse.

La vitesse radiale est représentée sur le plan vertical dans la figure VI-6 et la figure de la courbe VI-5. Alors que la variation axiale de la vitesse est donnée sur la figure VI-7. Nous remarquons que les vitesses radiales sont positives et dirigées vers le haut du canal de réfrigération.

Nous avons jugé utile de montrer ce champ du vecteur vitesse pour bien visualiser le développement de l'écoulement près des parois actives, donné sous forme de contour, de ligne de courant et de vecteur de vitesse, Figures VI-3, VI-4 et VI-6.

Les figures VI-1 et VI-2 représentent respectivement le contour de pression de l'eau et le profil de pression depuis le bas du canal jusqu'à le haut. On observe qu'il y a un gradient de pression entre les deux extrémités du canal qui est dû à la variation de la densité et qui va mettre l'eau en circulation. Le gradient de pression est maximal à l'extrémité haute du canal. En effet, c'est toujours lorsqu'il y a une différence de pression importante que le fluide prend de la vitesse. S'il n'y a pas de différence de pression, il n'a pas de mouvement.

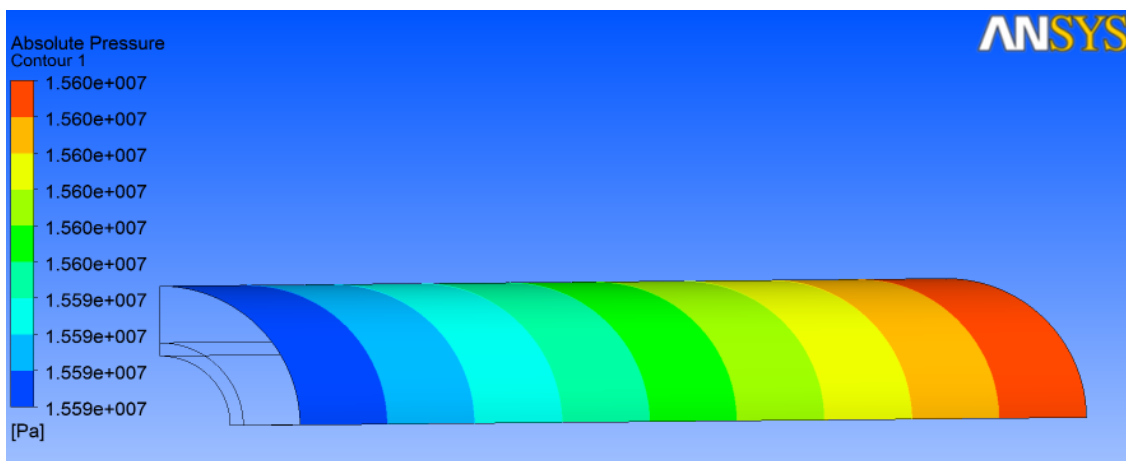


Figure VI. 10– Contour de la variation axiale de la pression

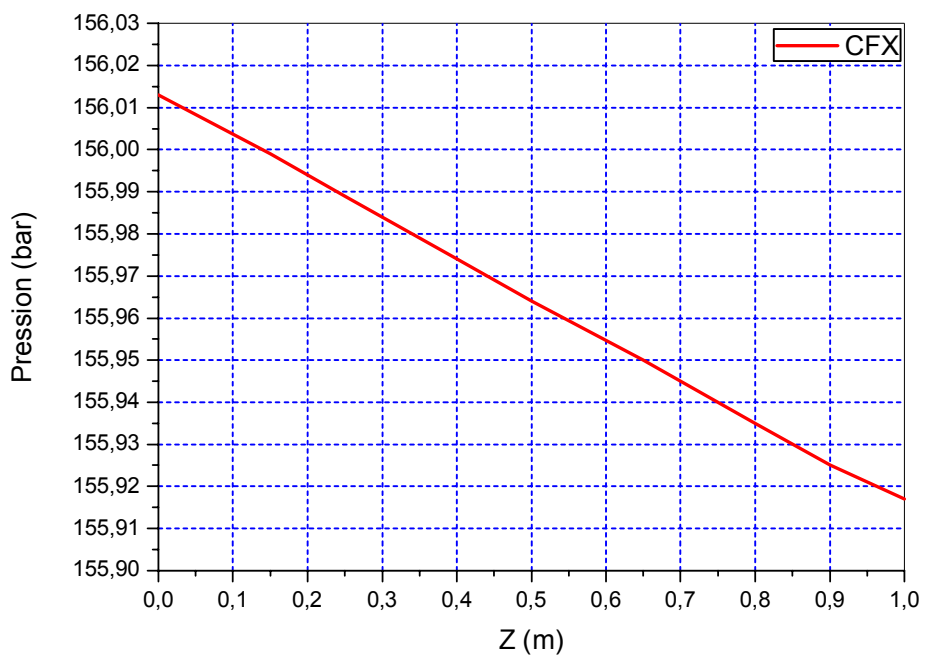


Figure VI. 2– Variation axiale de la pression de l'eau

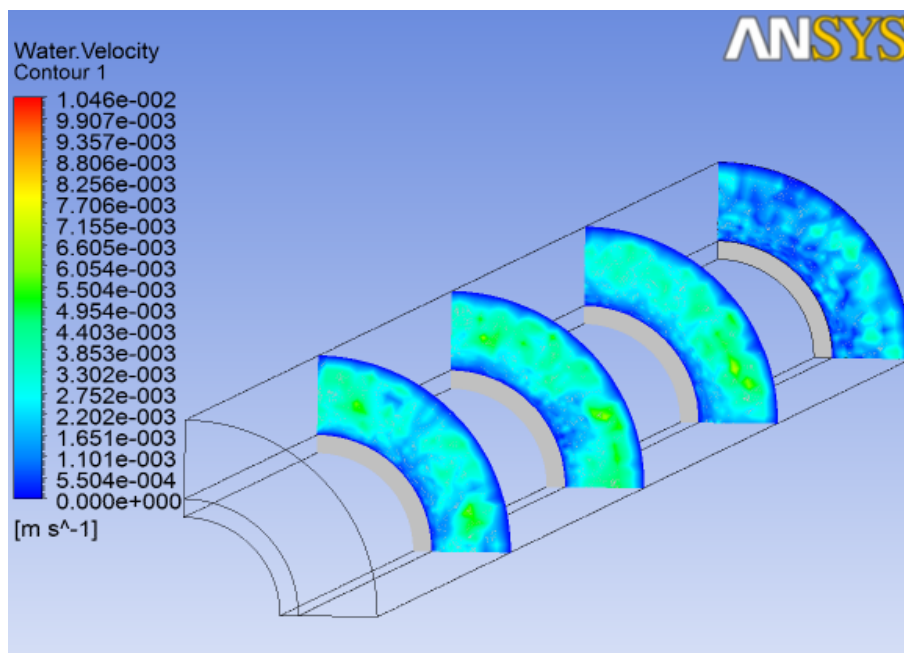


Figure VI. 3– contour de la variation radiale de la vitesse de l'eau

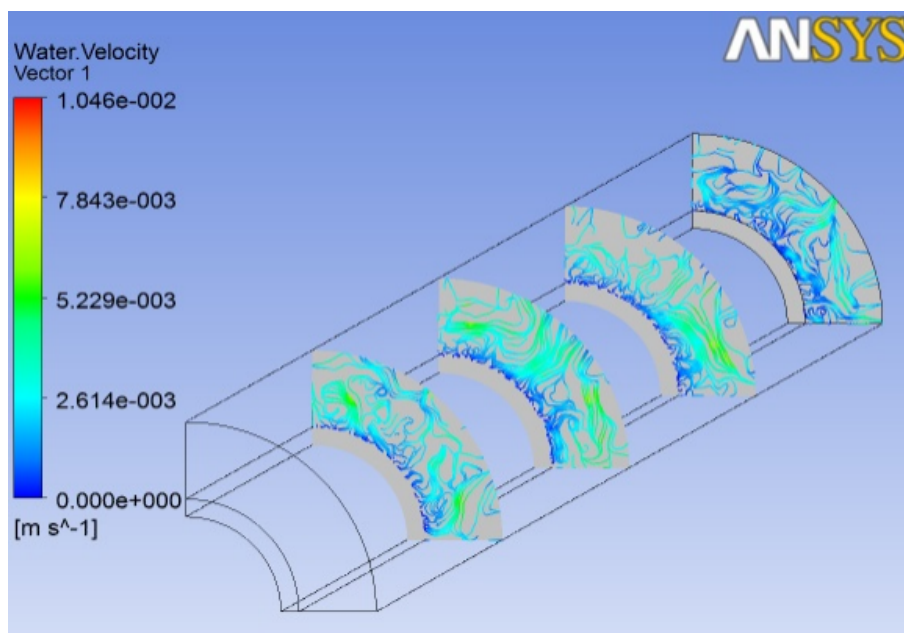


Figure VI. 4– Contour des lignes de courant surfacique

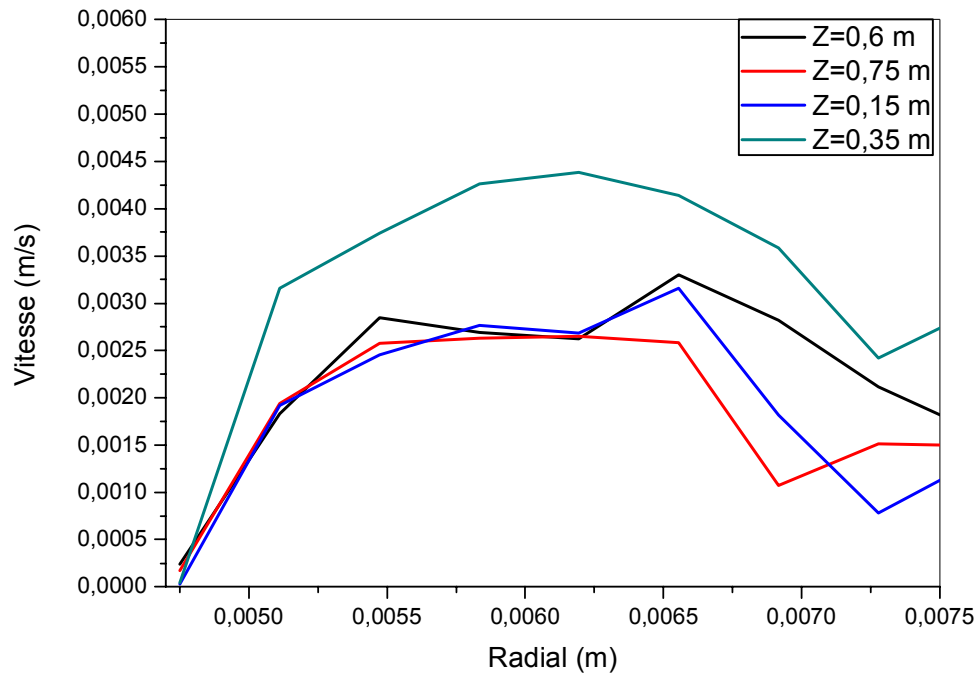


Figure VI. 5– Variation radiale de la vitesse

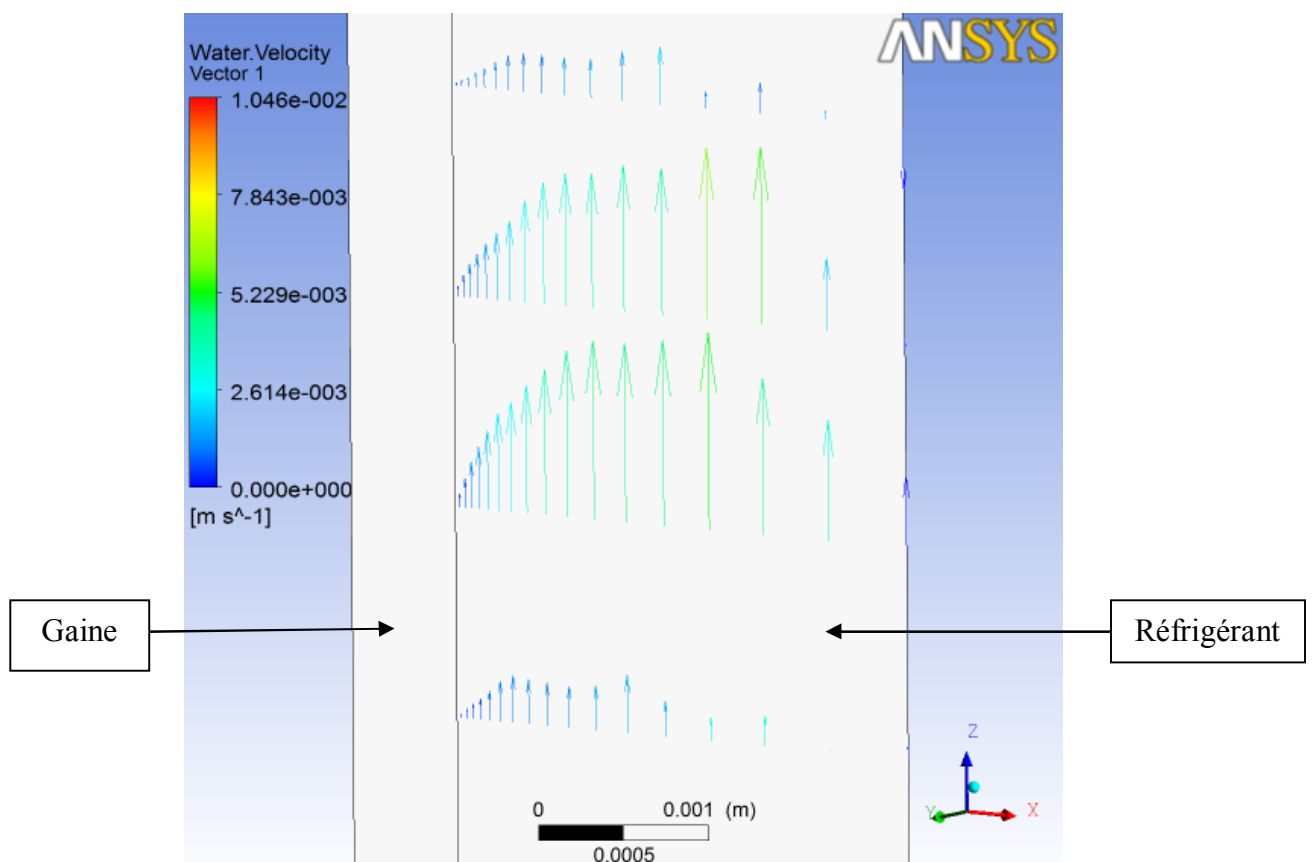


Figure VI. 6– Variation radiale des vecteurs de vitesse

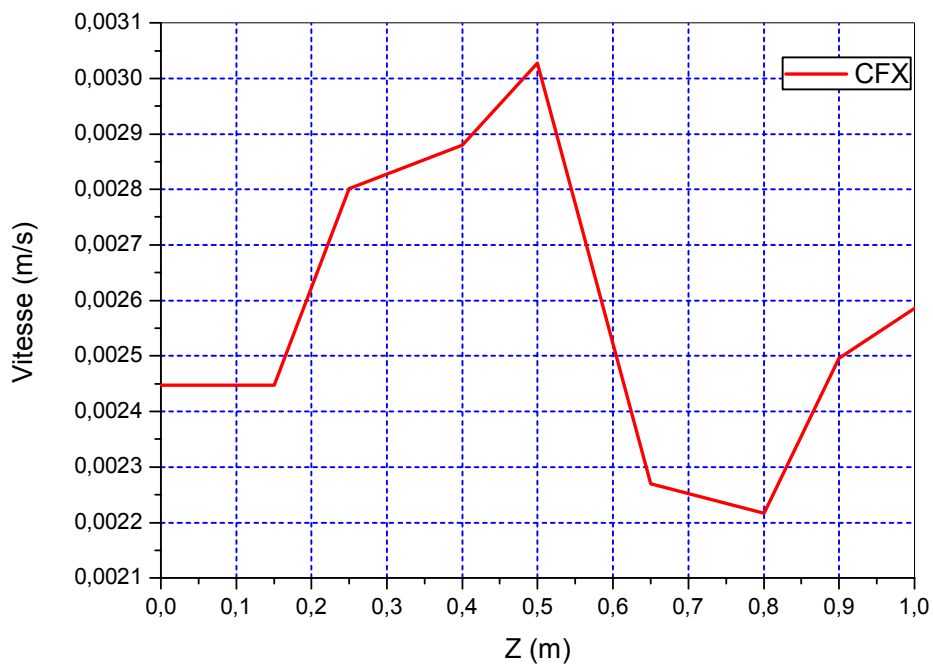


Figure VI. 7– Variation axiale de la vitesse de l'eau

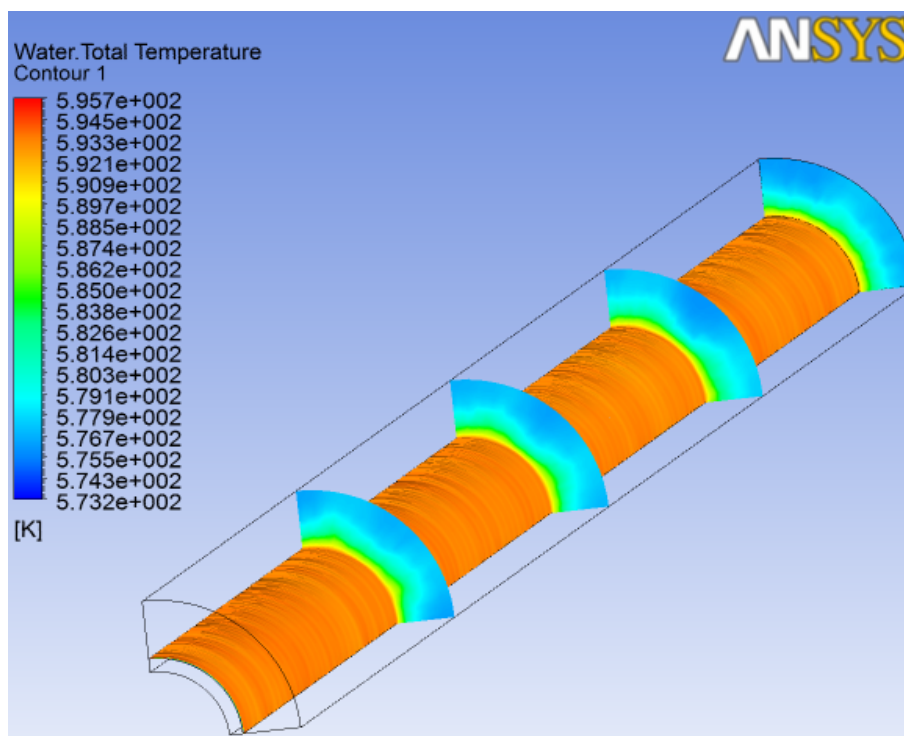
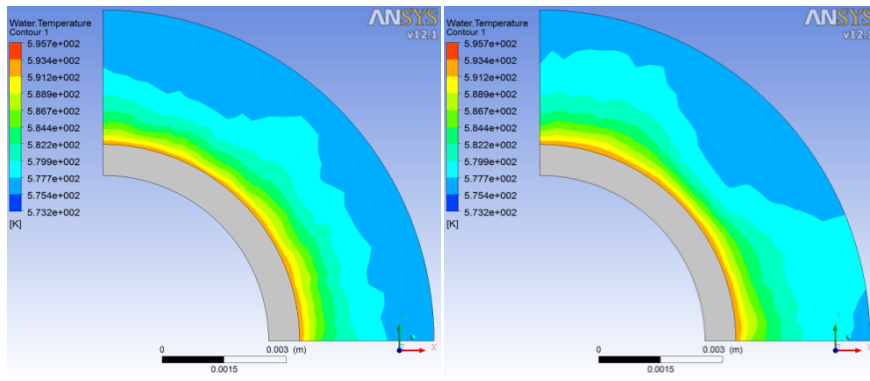
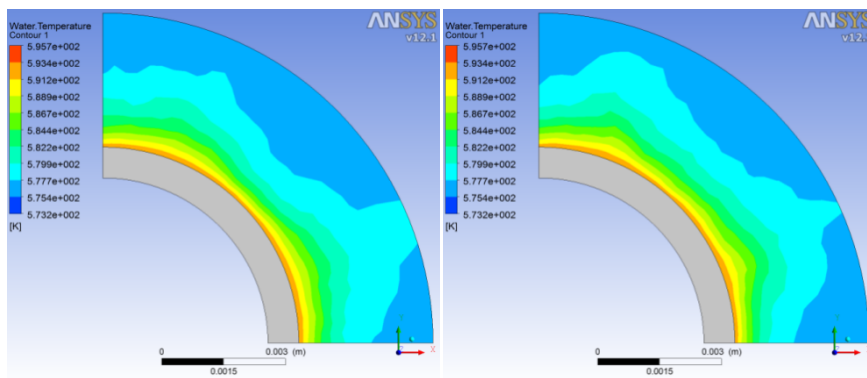


Figure VI. 8– Contour de la variation radiale et axiale de la température de l'eau



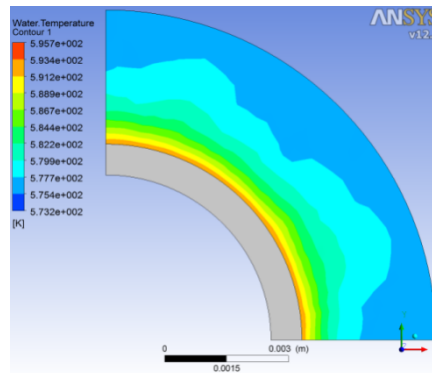
a) $Z=0$ m

b) $Z=0.25$ m



c) $Z=0.5$ m

d) $Z=0.75$ m



e) $Z=1$ m

Figure VI. 9– Variation axiale du contour de la température de l'eau : a, b, c, d, e

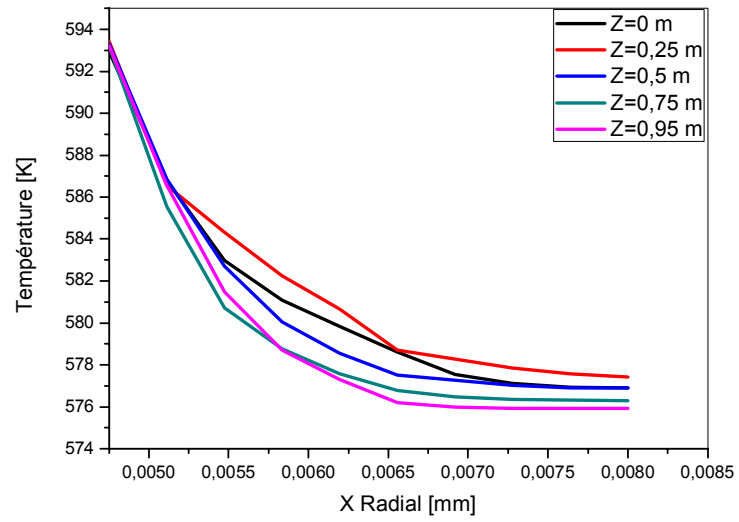


Figure VI. 10– Variation radiale de la température de l'eau

Conclusion générale

Conclusion générale et perspective

Dans ce mémoire, nous avons étudiés numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle au sein d'un canal de réfrigération d'une boucle expérimentale suite à un accident d'arrêt des pompes primaire. L'écoulement du fluide est dû essentiellement à la différence de température entre la gaine et le réfrigérant.

La configuration géométrique du modèle physique est un canal cylindrique contient un élément combustible entouré du fluide caloporteur de type eau, soumis à un gradient de température radial. Les conditions aux frontières sont imposées par une densité de flux de chaleur à la surface de la gaine.

Notre problème se situe en régime instationnaire, c'est-à-dire, que l'on prend en compte l'évolution du phénomène au cours du temps. Nous avons également considéré que le seul échange était le transfert convectif.

En se basant sur l'approximation de Boussinesq, nous avons réalisés un modèle sous ANSYS-CFX décrivant le phénomène de convection naturelle en régime laminaire. La discrétisation des équations de quantité de mouvement et d'énergie a été effectuée avec la méthode des volumes finis qui nous a permis de présenter les champs thermique et dynamique, les profils de vitesse et de la température dans le canal.

La détermination du champ d'écoulement nous a permis d'analyser le comportement du fluide à l'intérieur du canal.

Afin de continuer les recherches dans ce domaine d'étude, qui concerne le transfert de chaleur par convection naturelle dans des canaux de réfrigération, nous recommandons :

- D'étendre cette étude à d'autres formes et configurations plus complexes ;
- L'étude du problème dans le cas de l'écoulement en régime turbulent ;
- Introduire le mode de transfert de chaleur par rayonnement.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] A. Benkhelifa et al, Etude Numérique de la Convection Naturelle dans une Cuve Cylindrique, CDER.
- [2] J.K Plattenet J. C. Legros, Convection in Liquids, Springer-Verlag, 1984.
- [3] A. Bejan, Convection Heat Transfert, John Wiley& Sons, 1984.
- [4] Djimli Samir, Modélisation de la convection à faible Nombre de Prandtl, Thèse, Univ Constantine.
- [5] R. Sanjinés, Echanges de chaleur, Notice TP, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne 2004.
- [6] F. Kreith, Traduction de B. Khodja, Transmission de la chaleur et thermodynamique, ED. Masson, 1967.
- [7] Prof. H.Hofmann, LTP/EPFL / IMX, Phénomènes de transfert de chaleur et de masse.
- [8] Yves Jannot, Livre de Transferts Thermiques, Edition 2003.
- [9] Sébastien paquette, vérification du logiciel CFX pour la simulation de l'interaction Arc-écoulement dans les disjoncteurs haute-tension, Thèse, EPM.
- [10] CFX Ansys, "Ansys CFX–Solver Theory Guide", Release 13.0, 2010.
- [11] B.Grandjean, Transfert de chaleur, Cours GCH-18243,ULaval 2003.
- [12] René LELEU, Transfert de chaleur, Dossier Tech IngJ 1 080 -1.
- [13] G. Lauriat et D. Gobin, Convection naturelle Cas particuliers, Dossier Tech Ing 2008.
- [14] MerrounOssama, Développement d'un code de calcul thermohydraulique pour les réacteurs refroidis à eau sous convection naturelle...., Thèse, U Tétouan 2009.
- [15] Hua SUN, Modélisation et simulation numérique de la convection naturelle dans des mélanges binaires de gaz parfaits contenus dans des cavités. Application `a la condensation ou à l'évaporation surfaciques, thèse de doctorat de l'Université PARIS-EST, Décembre 2010
- [16] Sadia REMILI, Optimisation des méthodes de modélisation de la pollution du trafic automobile
Thèse, Université USTO

Résumé

La convection naturelle dans certaines centrales nucléaires considérée comme un système passif pour l'évacuation de la chaleur de désintégration des produits de fission. La puissance résiduelle générée par le combustible continue à chauffer le réfrigérant créant ainsi un gradient de masse volumique qui, avec la force de gravité, génère une circulation naturelle du fluide à faible vitesse (quelques cm/s) où seule la différence de température pilote l'écoulement. Dans ce travail, on s'intéresse au transfert de la chaleur produite par l'échauffement gamma dans un matériau de structure suite à une irradiation neutronique dans un dispositif d'irradiation.

Ce travail de mémoire sert à évaluer les paramètres thermohydrauliques dans un canal de réfrigération suite à un arrêt accidentel des pompes de circulation ; en se basant sur les équations de Navier -Stokes et en adoptant l'approximation de Boussinesq, ces équations ont été résolues par la technique de CFD, en utilisant la méthode des volumes finis. La résolution de la grille de maillage est choisie de telle façon que le raffinement du maillage soit à une grande précision dans l'interface paroi fluide. Les solutions ont été obtenues à l'aide du code CFX.

Mots clés : convection naturelle, accélération de la pesanteur, paramètres thermohydrauliques, code CFD.

Abstract

Natural convection in some nuclear power plants considered as a passive system for removing decay heat of the fission products. The residual power generated by the fuel continues to heat the refrigerant thereby creating a density gradient which, with the force of gravity, generates natural circulation of fluid at low speed (a few cm / s), where only the temperature difference pilot the flow. In this work we are interested in the heat transfer produced by the gamma heating in the structural material after neutron irradiation in the In Pile Section.

The aim of this work is to evaluate the thermohydraulics parameters in a cooling channel following an accidental interruption of the primary pumps. For this study, we use a CFD code which enable us to achieve the geometry and the mesh of this unsteady state; founded on the equation of Navier-Stokes and adopting the Boussinesq approximation, these equations were solved using a code with finite volume method. The resolution of the mesh grid is chosen so that the mesh refinement is a high precision in the fluid wall interface. The solutions were obtained using the CFX code.

Key words: Natural convection, force of gravity, thermohydraulics parameters, CFD code.

ملخص

يعتبر الحمل الحراري الطبيعي في بعض محطات القوى النووية نظام مطاوع لنقل الحرارة الناتجة عن عملية الانشطار التسلسلي. كمية الطاقة المتبقية الناتجة من اشتعال الوقود النووي تستمر في تسخين السائل المبرد مما ينتج التدرج في كثافته التي، مع قوة الجاذبية، تولد الانتقال الطبيعي للسائل على سرعة منخفضة (بضع سم/ ثانية)، حيث الفرق في درجة الحرارة هو العامل الوحيد لتدفق المبرد. في هذا العمل نولي الأهمية لنقل الحرارة المنبعثة عن الإشعاعات (γ) غاما الناتجة عن التشعيع النيوتروني لمادة هيكلية في جهاز الإشعاع.

نقوم في هذه الأطروحة بتقييم العوامل الهيدر حرارية في قناة التبريد بعد انقطاع عرضي للمضخات. وسوف يتم ذلك باستخدام برنامج ديناميكيات الموائع الحسابية (CFD) الذي يمكننا من تحقيق الهندسة والشبكة للتصميم الرقمي لهذه الحالة غير المستقرة و بالاستناد إلى معادلة Navier-Stokes واعتماد تقريب Boussinesq، حلت هذه المعادلات بواسطة تقنية (CFD)، التي تستخدم طريقة الحجم المحدودة. حيث تم اختيار و صقل الشبكة بدقة عالية في واجهة الجدار والسائل المبرد، وتم الحصول على الحلول و النتائج باستخدام برنامج CFX.

الكلمات المفتاحية : الحمل الحراري الطبيعي، قوة الجاذبية، العوامل الهيدر حرارية، ديناميكيات الموائع الحسابية.