

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

Par :

ABKHOUKH Mehrez

HOUD Kousseila

Thème

**Étude du refroidissement d'une paroi chaude par un
film liquide ruisselant.**

Soutenu le 22/06/2025 devant le jury composé de:

Mr. ALLOUCHE Moussa

Président

Mr. NAIT BOUDA Fayçal

Rapporteur

Mr. MOULOUD Smail

Examineur

Année Universitaire 2024-2025



Déclaration sur l'honneur
Engagement pour respecter les règles d'authenticité
scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020()
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat*

Je soussigné,

Nom : **ABKHOUKH**

Prénom : **Mehrez**

Matricule : **191933003420**

Spécialité et/ou Option : **Énergétique**

Département : **Génie mécanique**

Faculté : **Technologie**

Année universitaire : **2024 / 2025**

et chargé de préparer un mémoire de *Master*

Intitulé : **Étude de refroidissement d'une paroi chaude par un film liquide ruisselant.**

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques,
et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans
l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

18/06/2025

Signature de l'intéressé

(*) Lu et approuvé

(*) Arrêté ministériel disponible sur le site www.univ-bejaia.dz/formation (rubrique textes réglementaires)



Déclaration sur l'honneur
Engagement pour respecter les règles d'authenticité
scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020()
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat*

Je soussigné,

Nom : **HOUD**

Prénom : **Kousseila**

Matricule : **191933012001**

Spécialité et/ou Option : **Énergétique**

Département : **Génie mécanique**

Faculté : **Technologie**

Année universitaire : **2024 / 2025**

et chargé de préparer un mémoire de **Master**

Intitulé : **Étude de refroidissement d'une paroi chaude par un film liquide ruisselant.**

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

18/06/2025

Signature de l'intéressé

(*) Lu et approuvé

Remerciements

Toute notre gratitude, grâce et remerciement vont à dieu puissant qui nous a donné la force, la patience, le courage et la volonté pour élaborer ce travail.

*C'est avec une profonde reconnaissance et considération particulière que nous remercions notre encadreur Mr : **F. Naït Bouda** pour la sollicitude avec laquelle il a suivi et guidé ce travail, Nous remercions également Mr : **Hamza Mahdaoui** pour son aide et ses conseils. Comme nous tenons à remercier les membres de jury d'avoir accepté d'évaluer ce travail. Sans oublier bien sûr de remercier aussi les membres du jury pour le temps qu'ils ont consacré à examiner ce travail et on n'oublie jamais à exprimer nos sincères remerciements et gratitudes à tous les enseignants du département de génie mécanique qui ont contribué à notre formation durant tout ce cycle.*

Dédicaces

Ce modeste travail est dédié

Aux êtres les plus chers de ma vie ma Mère et mon Père qui ont été la clé de mon chemin vers la réussite ; qui m'ont tout donné, sur tous leurs sacrifices pour que nous puissions suivre notre cursus d'études dans des conditions agréables.

À mes chers frères et ma chère sœur

À toute ma famille

À tous mes amis sans exception.

ABKHOUKH Mehrez

Dédicaces

Je dédie ce travail

Aux êtres les plus chers de ma vie ma Mère et mon Père, pour leur soutien constant et leurs sacrifices tout au long de mon parcours et pour leur présence, leur encouragement et leur confiance ont été une source précieuse de motivation.

A mes chers frères et chères sœurs.

A toute ma famille

A tous mes amis sans exception.

HOUD Kousseila

Sommaire

Remerciements.....	i
Dédicaces	ii
Dédicaces	iii
Sommaire.....	iv
Liste des figures	vii
Liste des tableaux	ix
NOMENCLATURE	x
 Introduction générale.....	 1
 Chapitre I : Généralités et recherches bibliographiques	
I.1. Introduction	2
I.2. Modes de transfert de chaleur	2
I.2.1. Conduction.....	3
I.2.2. Convection.....	3
I.2.3. Rayonnement	5
I.3. Film liquide	7
I.3.1. Propriétés physiques	7
I.3.2. Dynamique et forces influençant de l'écoulement d'un film liquide	8
a. L'épaisseur du film (δ)	8
b. La stabilité de l'écoulement	8
c. Les forces de gravité	8
d. La tension superficielle	8
e. L'interaction avec l'air ambiant	9
f. Interaction avec l'air environnant	10
I.3.4. Régime d'écoulement de film liquide.....	10
a. Ecoulement laminaire.....	11
b. Ecoulement turbulent	11
I.4. Introduction au refroidissement par film liquide	12
I.4.1. Propriétés et comportement des films liquide	12
I.4.2. Refroidissement par liquide	12
a. Convection forcée.....	13
b. Convection naturelle.....	13
I.4.3. Applications industrielles	13
I.5. Ecoulement à surface libre	13

I.6.	Signification des nombres adimensionnels	14
I.6.1.	Nombre de Reynolds	14
I.6.2.	Nombre de Nusselt	15
I.6.3.	Nombre de Grashof	15
I.6.4.	Nombre de Prandtl	16
I.6.5.	Nombre de Richardson	16
I.6.6.	Nombre de Rayleigh	17
I.7.	Recherche bibliographique.....	18
I.8.	Conclusion	23

Chapitre II : Formulation mathématique et position du problème

II.1.	Introduction	24
II.2.	Description du problème	24
II.3.	Les hypothèses simplificatrices.....	25
II.4.	Méthode de volume de fluide (VOF)	26
II.5.	Propriétés physiques du fluide dans un volume de contrôle	27
II.5.1.	Tension de surface	27
II.5.2.	Angle de contact.....	28
II.5.3.	Le schéma explicite sous Fluent	29
II.6.	Equations sous forme dimensionnel en 2D	30
II.6.1.	Équation de continuité (conservation de la masse).....	30
II.6.2.	Équations de la quantité de mouvement	30
II.6.3.	Équation de l'énergie	31
II.7.	Les conditions initiales et aux limites	32
II.7.1.	Conditions initiales	32
II.7.2.	Conditions aux limites	32
II.8.	Condition à la surface libre.....	33
II.8.1.	Condition cinématique à la surface libre.....	33
II.8.2.	Conditions dynamiques	33
a.	Condition normale.....	33
b.	Condition tangentielle	33
II.9.	Conditions aux limites thermiques.....	33
II.10.	Condition thermique sur la paroi :	34
II.11.	Température entre la paroi chaude et le film liquide ruisselant	35
II.11.1.	Loi de conduction thermique au contact de la paroi	35
II.11.2.	Coefficient de transfert de chaleur (Convection).....	36
II.12.	Modèles de turbulence – k - ϵ	37
II.13.	Conclusion	37

Chapitre III : Résultats numériques et discussions	
III. 1. Introduction	38
III.2. La méthode des volumes finis	39
III.3. Présentation des Logiciels	40
III.3.1. Présentation du Logiciel GAMBIT	40
III.3.2. Présentation du Logiciel ANSYS-Fluent.....	41
III .4. Maillage de la géométrie	42
III.4.1. Création de la géométrie	42
III.4.2. Choix de maillage	43
III.4.3. Résultats du test de maillage.....	43
III.5. Résultats et discussion	45
III.5.1. Contours de phases pour $u=0.05$ m/s	46
a. Début d'entrée du fluide.....	46
b. Moment de sortie du fluide	46
III.5.2. Contours et profils des températures	48
a. Contours température	48
i. A différents temps	48
ii. A différents position (zoom des contours précédents de $t=2.4s$)	49
b. Profils de température	50
i. Cas laminaire.....	50
ii. Modèle de turbulence.....	53
III.5.3. Contours et profils de vitesses	55
a. Les contours de vitesse.....	55
i. A différent temps	55
ii. A différents position (zoom des contours précédents).....	56
b. Profil de vitesse	57
i. Cas laminaire.....	57
ii. Cas turbulent	60
III.5.4 Profil des nusselt local	62
a. Cas laminaire.....	62
b. Cas turbulent	65
III.6 Conclusion	66
Conclusion générale	67
Références Bibliographiques.....	69
Résumé	72
Abstract.....	72

Liste des figures

Figure I.1 : Schéma des deux phases du transfert de chaleur par convection : conduction près de la paroi, puis déplacement du fluide.....	5
Figure I.2 : Principe de l'expérience de William Herschell	6
Figure I.3 : Interactions au sein d'un fluide.....	9
Figure I.4: Schématisation d'un écoulement laminaire de film.....	11
Figure I.5 : schématisation d'un écoulement turbulent de film.....	11
Figure I.6 : Diagramme Re-Sh montrant les régimes d'instabilité du film ruisselant. Adaptée de Demekhin et al.....	18
Figure I.7 : Comportement de l'épaisseur du film, instantanée et moyenne dans le temps, pour $t = 700 - 1\,000$, $Re_0=103.5$; $We_0= 0,536$; $Fr_{y0}= -\infty$, $\varepsilon = 0,03$: (a) $f = 9,61 \cdot 10^{-3}$; (b) $f=3,33 \cdot 10^{-2}$	20
Figure I.8 : Illustration du phénomène de séparation d'écoulement pouvant avoir lieu sous un creux capillaire par des lignes de courant à l'intérieur de films liquides, les deux schémas ne correspondent pas à une même configuration.....	22
Figure II .1 : Ecoulement d'un film liquide sur une paroi chaude, plan incliné.....	25
Figure II.2 : Représentation de taux de présence dans les volumes de contrôle.....	26
Figure III.1 : Vue global de GAMBIT.....	40
Figure III.2 : Vue globale du FLUENT.....	41
Figure III.3: Schéma de la géométrie étudiée.....	42
Figure III.4 : l'évolution de la température moyenne des différents maillages.....	44
Figure III.5: Contour de la fraction volumique à différents temps.....	46
Figure III.6: Illustration schématique des positions auxquelles les profils de vitesse sont analysés.....	47
Figure III.7: Contour de la température à différents temps pour la vitesse 0.05 m/s ($t=2s$, $t=2.2s$ et $t=2.4s$).....	48
Figure III.8: Contour de la température à différentes positions (début, milieu, la fin) pour la vitesse 0.1 m/s à $t=2.4 s$	49
Figure III.9: Évolution de la température à différentes positions X pour la vitesse d'entrée 0.05 m/s.....	50
Figure III.10 : Évolution de la température à différentes positions X pour la vitesse d'entrée 0.1m/s.....	50

Figure III.11: Évolution de la température à divers position X pour la vitesse d'entrée 0.3 m/s.....	51
Figure III.12: Évolution de la température à divers position X pour la vitesse d'entrée 0.5 m/s.....	51
Figure III.13: Évolution de la température a $y=0.0015$ en fonction X(m) pour la vitesse d'entrée 0.5m/s.....	52
Figure III.14: Évolution de la température a $y=0.0015$ en fonction de X(m) pour la vitesse d'entrée 0.3m/s (cas turbulent).....	53
Figure III.15: Évolution de la température à divers position X pour la vitesse 0.3 m/s. (Cas turbulent)	54
FigureIII.16: Contour de la vitesse 0.05 m/s a déferent temps ($t=2s$; $t=2.2s$ et $t=2.4s$).....	55
Figure III.17: Contour vitesse a déferent position (début, milieu, la fin) pour la vitesse 0.1 m/s, $t=2.4s$	56
FigureIII.18: Évolution de vitesse V(y) à divers position X pour vitesse d'entrée de 0.05 m/s.....	57
Figure III.19: Évolution de vitesse V(y) à divers position X pour vitesse d'entrée de 0.1 m/s.....	57
Figure III.20: Évolution de vitesse V(y) à divers position X pour vitesse d'entrée de 0.3m/s.....	58
Figure III.21: Évolution de vitesse V(y) à divers position X pour vitesse d'entrée de 0.5 m/s.....	58
Figure III.22: Évolution de vitesse V(x) à divers position X pour vitesse d'entrée de 0.5 m/s.....	59
Figure III.23: Évolution de vitesse 0.5 m/s à divers position X.....	60
Figure III.24 : Évolution de vitesse 0.5 m/s à divers position X.....	61
Figure III.25 : Profil du nombre de nusselt local le long de la paroi chaude a $t=2$ s pour différents vitesses.....	62
Figure III.26: Profil du nombre de nusselt local le long de la paroi chaude a $t=2.2$ s pour différents vitesses.....	62
Figure III.27 : Profil du nombre de nusselt local le long de la paroi chaude a $t=2.4$ s pour différents vitesses.....	63
Figure III.28: Profil du nombre de nusselt local le long de la paroi chaude pour différents temps cas turbulent.....	65

Liste des tableaux

Tableau I.1 : propriétés physiques d'un film liquide.....	7
Tableau III.1 : Caractéristiques des maillages testés.....	43
Tableau III.2 : Nombres du nusselt moyennes pour différents maillages.....	44
Tableau III.3 : propriétés physique d'un film liquide (eau).....	45
Tableau III.4 : Nombre de Reynolds.....	46
Tableau III.5 : Nombre nusselt global cas laminaire pour différents vitesse.....	63
Tableau III.6 : Nombre nusselt global cas turbulent pour $u=0.3$ m/s.....	65

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
A	: constant	-
b	: constant	-
C	: Chaleur spécifique	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
G	: Accélération de la pesanteur	m s^{-2}
K	: Conductivité thermique	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
P	: Pression	Pa
X	: Coordonnée horizontale	m
Y	: Coordonnée verticale	m
U	: Composante de la vitesse selon l'axe x	m/s
V	: Composante de la vitesse selon l'axe y	m/s
T	: Température locale du fluide	K
T_w	: Température de la paroi chaude	K
T_∞	: Température ambiante	K
T_0	: Température d'entrée du fluide	K
h_0	: Épaisseur initial du film liquide	m
T_m	: température moyenne du film liquide	K
P_{atm}	: Pression atmosphérique	Pa
$h(x,t)$: Hauteur de l'interface a la position x au temps t	m
H	: Épaisseur locale du film liquide	m
h_c	: Coefficient de convection entre la paroi et le film	
G	: Accélération gravitationnelle	m/s^2
M	: Viscosité dynamique	Pa·s
N	: Viscosité cinématique	m^2/s
P	: Masse volumique (densité)	kg/m^3
A	: Diffusivité thermique	m^2/s
C_p	: Capacité thermique massique	$\text{J/kg}\cdot\text{K}$
Re	: Nombre de Reynolds $Re = \frac{\rho \cdot U_0 \cdot h_0}{\mu}$	-

Nu	: Nombre de Nusselt $Nu = hL / k$	–
Pr	: Nombre de Prandtl $Pr = \frac{\nu}{a}$	–
Gr	: Nombre de Grashof $Gr = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\nu^2}$	–
Ri	: Nombre de Richardson $Ri = \frac{Gr}{Re^2}$	–
Ra	: Nombre de Rayleigh $Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\nu a}$	–
T	: Temps	s
S	: Surface	m^2
Θ	: Température adimensionnée	–
P	: Pression	Pa
ΔT	: Ecart entre la température de la paroi $\Delta T = (T - T_{ref})$	K
$\nabla \cdot \vec{V}$: Divergence du champ de vitesse	–
∇T	: Gradient de température	k
Φ	: Flux de chaleur	W
\mathbf{n}	: Vecteur normal à l'interface	–
\mathbf{t}	: Vecteur tangent à l'interface	–
α_0	: Coefficient de transfert de chaleur	W/($m^2 \cdot K$)

Symboles grecs

μ	: Viscosité dynamique	Pa·s
ν	: Viscosité cinématique	m^2/s
ρ	: Masse volumique (densité)	kg/m^3
α	: Diffusivité thermique	m^2/s
λ	: Conductivité thermique	W/m·K
σ	: Constante de Stefan-Boltzmann	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$
β	: Coefficient de dilatation thermique à pression constante $\beta = -1/\rho \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$	K^{-1}

Indices

c, f	: Surface chaude, surface froide
------	----------------------------------

Introduction générale

Introduction générale

Le refroidissement des surfaces chaudes est un enjeu crucial dans de nombreux domaines industriels. Parmi les techniques de refroidissement, l'utilisation d'un film liquide ruisselant s'est avéré, particulièrement efficace pour extraire la chaleur des parois chaudes et maintenir une température stable. Ce phénomène, qui combine à la fois des aspects dynamiques (écoulement du fluide) et thermiques (transfert de chaleur), est un sujet d'étude riche et complexe, relevant à la fois de la mécanique des fluides et de la thermodynamique.

Le principe de base du refroidissement par film liquide repose sur l'écoulement d'une fine couche de liquide sur une surface chaude. Sous l'effet de la gravité ou d'autres forces externes, le liquide ruisselle et absorbe la chaleur de la paroi par convection et conduction. Ce processus permet non seulement de refroidir la surface, mais aussi de maintenir une température homogène, évitant ainsi les risques de surchauffe.

Cependant, la modélisation de ce phénomène reste un défi scientifique et technique. En effet, l'écoulement du film liquide est influencé par de nombreux paramètres, tels que la viscosité du fluide, la tension superficielle, le débit du liquide, et la température de la paroi. De plus, la présence d'une surface libre (interface entre le liquide et l'air) introduit une complexité supplémentaire, nécessitant des méthodes numériques avancées pour capturer précisément l'évolution de cette interface.

Dans ce contexte, ce projet de fin d'études vise à étudier le refroidissement d'une paroi chaude par un film liquide ruisselant, en combinant une approche théorique et une modélisation numérique. L'objectif principal est de comprendre les mécanismes de transfert de chaleur entre la paroi et le liquide, et d'évaluer l'efficacité du refroidissement en fonction des paramètres clés du système. Pour ce faire, nous utiliserons des outils de simulation numérique, tels que le logiciel ANSYS Fluent, afin de résoudre les équations gouvernantes de l'écoulement du fluide et les transferts de chaleur.

Chapitre I :

**Généralités et recherches
bibliographiques**

Chapitre I : Généralités et recherches bibliographiques

I.1. Introduction

Le refroidissement par film liquide ruisselant est largement utilisé dans les systèmes où une gestion thermique efficace est essentielle: échangeurs de chaleur, panneaux solaires, turbomachines, ou même réacteurs nucléaires. Il repose sur l'écoulement contrôlé d'un fluide le long d'une surface chaude, ce qui permet une dissipation thermique par convection et conduction. Ce procédé est apprécié pour sa capacité à maintenir des gradients thermiques faibles à la surface et pour sa consommation d'énergie relativement faible comparée à d'autres méthodes actives de refroidissement.

Nous présentons dans ce chapitre quelques généralités sur les différents modes de transfert thermique et aussi des généralités sur les films liquides, et ensuite nous allons aborder l'étude bibliographique sur les différents travaux menés au refroidissement des parois chaude par des films liquides.

I.2. Modes de transfert de chaleur

Se produit principalement par trois mécanismes :

- La conduction thermique ou diffusion thermique
- La convection
- Le rayonnement thermique

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques. Cependant, seule la conduction et le rayonnement sont des modes fondamentaux de transmission d la chaleur ; la convection, tout en étant très importante, ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide.

En outre il est rare qu'une situation particulière ne concerne qu'un seul mode : le plus souvent deux si non trois modes entrant en jeu. Il sera donc nécessaire de poser correctement les problèmes pour prendre en compte ces différents mécanismes.

I.2.1. Conduction

La conduction intervient dans la zone proche de la paroi, où la vitesse du fluide est faible et où la chaleur est transférée par diffusion thermique [1].

Ce phénomène est crucial dans le cas de films très fins. Il est connu que la température augmente avec l'intensification de l'agitation moléculaire dans une substance, qu'elle soit sous forme solide, liquide ou gazeuse. Considérons momentanément un corps solide où la température présente des variations. La zone chaude, grâce à son agitation moléculaire accrue, transmette de l'énergie cinétique aux zones plus froides via un processus connu sous le nom de conduction thermique.

La conduction est le processus de transfert thermique où l'énergie est transmise par contact direct entre les molécules, sans mouvement de matière, en réponse à un gradient de température. On identifie deux processus de transfert de chaleur par conduction à l'intérieur d'un matériau : un transfert via les vibrations des atomes ou molécules, et un autre via les électrons libres. La densité du flux thermique transféré par conduction est proportionnelle.

$$\phi = -\lambda \cdot \text{grad}(T) \quad (\text{I.1})$$

Avec :

λ : représente la conductivité thermique du matériau ($\text{W.m}^{-1} .\text{K}^{-1}$).

I.2.2. Convection

La convection est le principal mode de transfert thermique dans un film liquide en mouvement. Le nombre de Nusselt (Nu), qui est une mesure de l'intensité de ce transfert, est souvent utilisé pour décrire l'efficacité de l'échange thermique [2].

Le transfert de chaleur par écoulement de fluide reste l'un des mécanismes les plus importants dans le transfert d'énergie au sein des milieux fluides, ou lorsqu'un fluide circule autour d'un solide. Ce phénomène se produit entre deux phases, l'une généralement au repos et l'autre en mouvement,

en présence d'un gradient de température. En raison de ce transfert thermique entre les phases, la phase mobile présente des variations de température au sein du fluide (ou de ses agrégats). Volumique résultant des différences de température, ce qui correspond à la convection libre ou naturelle, ou bien par des moyens purement mécaniques, ce qui désigne la convection forcée. Lorsque le fluide est en écoulement, une partie du transfert thermique se réalise également par conduction.

En convection, on caractérise le flux de chaleur par Φ qui est extrait par le fluide de température T_0 d'une paroi de surface S à la température T_p par :

$$\Phi = h.S(T_p - T_0). \quad (I.2)$$

Φ : Watt.

S : La surface en (m^2).

T : La température en (K).

h : désigne le coefficient d'échange convective entre la paroi et le fluide en ($W.m^{-2}.K^{-1}$).

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et un solide.

La quantité de chaleur échangée par unité de temps dépend de plusieurs paramètres :

- La différence de température entre le solide et le fluide.
- La vitesse du fluide.
- La capacité thermique massique du fluide.
- La surface d'échange.
- L'état de surface du solide.
- Sa dimension ...etc.

Le transfert de chaleur par convection s'effectue classiquement en deux phases, selon le modèle décrit par Incropera et DeWitt [3] :

Phase 1 : la chaleur est transmise de la paroi au fluide via une mince couche de fluide immobile, selon un mécanisme de conduction thermique.

Phase 2 : le fluide réchauffé (ou refroidi) dans cette couche se déplace ensuite dans la masse fluide, transportant la chaleur avec lui. Ce déplacement peut être naturel (variation de densité) ou forcé (pompe, écoulement imposé).

Ces deux étapes sont représentées dans la Figure ci-dessous :

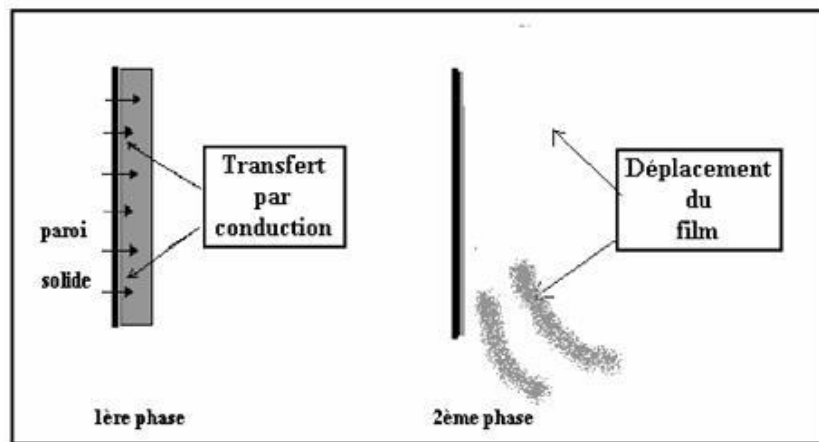


Figure I.1 : Schéma des deux phases du transfert de chaleur par convection : conduction près de la paroi, puis déplacement du fluide.

Comme le transfert d'énergie par convection est très fortement lié au mouvement du fluide, il est nécessaire de connaître le mécanisme de l'écoulement du fluide avant d'examiner celui de l'écoulement de chaleur. Un des plus importants aspects de l'étude hydrodynamique est d'établir si le mouvement du fluide est laminaire ou turbulent.

I.2.3. Rayonnement

Le transfert de chaleur par rayonnement est un phénomène électromagnétique par lequel l'énergie thermique est émise sous forme d'ondes électromagnétiques, principalement dans le domaine infrarouge, sans nécessiter de support matériel.

Le rayonnement thermique est directement lié à la température des corps. Tout corps dont la température est supérieure au zéro absolu émet un rayonnement électromagnétique.

Ce phénomène devient significatif à haute température, notamment dans les échanges entre surfaces solides, ou entre une surface et un gaz semi-transparent.

Le principe fondamental de cette forme de transfert a été démontré par William Herschel en 1800, à travers une expérience où il découvrit le rayonnement infrarouge, en mesurant la température de différentes couleurs issues de la décomposition de la lumière blanche par un prisme optique [4].

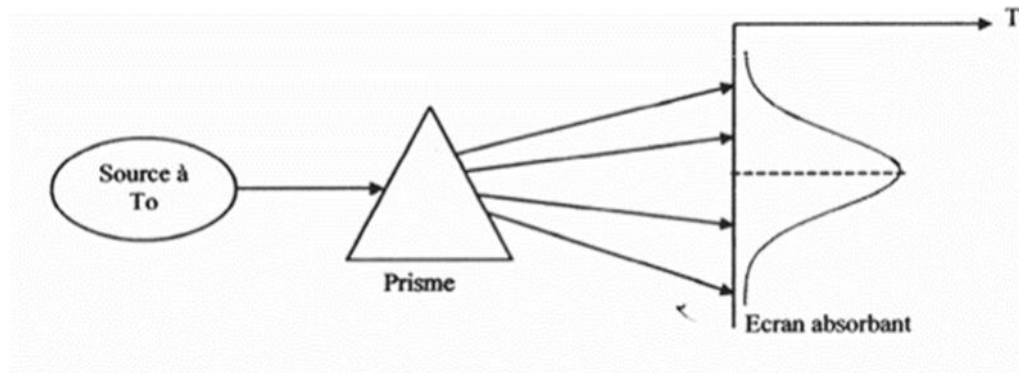


Figure I.2 : Principe de l'expérience de William Herschel.

Cette expérience met en évidence que la chaleur reçue est maximale dans une zone située au-delà du rouge visible, c'est-à-dire dans l'infrarouge.

À température élevée, le rayonnement thermique entre la paroi et le film liquide peut également jouer un rôle significatif dans le transfert de chaleur, en particulier dans les systèmes où la paroi atteint des températures extrêmement élevées [5]. Un point matériel chauffé émet un rayonnement électromagnétique dans toutes les directions situées du même côté d'un plan tangent au point chauffé. Ce dernier est diathermique, c'est-à-dire totalement transparent au rayonnement), et le reste de la chaleur est absorbée sous forme de rayonnement. Si deux corps capables d'émettre un rayonnement thermique sont placés dans une enceinte à des températures différentes, un échange de se produit entre eux, dû à l'absorption et à l'émission de rayonnements thermiques.

Les transferts par rayonnement persistent même une fois l'équilibre thermique atteint, bien que le débit net de chaleur échangé devienne nul. Ce type de transfert est analogue à la propagation de la lumière et ne nécessite aucun support matériel, contrairement aux transferts liés aux écoulements de fluides. Les gaz, les liquides et les solides sont tous capables d'émettre et d'absorber des rayonnements thermiques.

I.3. Film liquide

Un film liquide est une couche mince de fluide s'écoulant sur une surface solide sous l'effet de la gravité, des forces capillaires ou d'un écoulement imposé. L'épaisseur du film, généralement faible, joue un rôle clé dans l'efficacité des échanges thermiques [6].

I.3.1. Propriétés physiques

Propriété	Symbole	Influence
Viscosité	M	Régule la résistance à l'écoulement et la stabilité du film.
Tension superficielle	Σ	Affecte la formation des instabilités et la transition vers des structures complexes.
Conductivité thermique	λ	Détermine l'efficacité du transfert thermique par conduction.
Masse volumique	ρ	Influence la dynamique du film et les forces inertielles.
Capacité thermique	c_p	Joue un rôle clé dans l'accumulation et le transport de la chaleur.

Tableau I.1 : propriétés physique d'un film liquide.

I.3.2. Dynamique et forces influençant de l'écoulement d'un film liquide

L'écoulement d'un film liquide mince sur une surface solide constitue un phénomène complexe, régi par les équations fondamentales de la mécanique des fluides. La description complète du mouvement repose sur les équations de Navier-Stokes (pour la conservation de quantité de mouvement), couplées à l'équation de continuité (conservation de la masse) et à l'équation d'énergie (conservation de l'énergie thermique) [7].

Plusieurs paramètres physiques influencent le comportement dynamique du film liquide [8] :

a. L'épaisseur du film (δ)

Elle varie en fonction de la distance le long de la paroi et conditionne à la fois la vitesse d'écoulement et l'efficacité du transfert de chaleur. Un film trop mince peut se rompre, tandis qu'un film trop épais ralentit l'évacuation thermique.

b. La stabilité de l'écoulement

Des ondulations peuvent apparaître à la surface libre du film sous l'effet de perturbations hydrodynamiques, pouvant amplifier les instabilités capillaires ou gravitationnelles [9].

c. Les forces de gravité

La gravité constitue la force motrice essentielle de l'écoulement du film. Elle entraîne le fluide vers le bas le long de la paroi inclinée sous l'effet de son propre poids. Dans les équations de Navier-Stokes, elle est représentée par le terme de force volumique ρg , où ρ est la masse volumique du fluide et g l'accélération gravitationnelle.

Cette force tend à étirer le film dans le sens de l'écoulement, affectant à la fois la vitesse d'écoulement et l'épaisseur du film au fil du temps.

d. La tension superficielle

La tension superficielle joue un rôle stabilisateur fondamental dans la dynamique des films liquides. Elle agit à l'interface liquide-gaz et tend à minimiser les perturbations de surface. Cependant, sous certaines conditions (comme une variation locale de température ou d'épaisseur), elle peut également induire des instabilités de surface, favorisant la formation de rides, vagues, voire de gouttes détachées du film.

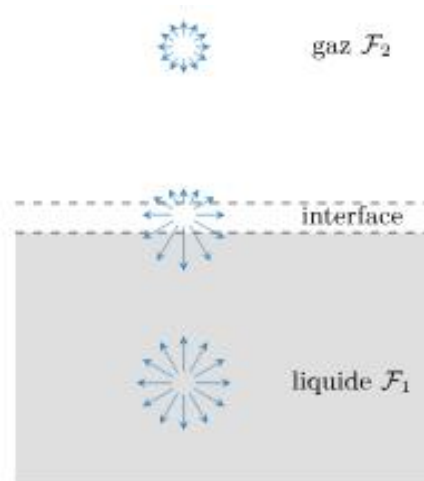


Figure I.3 : Interactions au sein d'un fluide.

Cette figure peut illustrer les différentes forces en jeu dans un film liquide, y compris la tension superficielle qui agit tangentiellement à la surface libre, stabilisant ou déstabilisant l'écoulement selon le contexte thermique ou mécanique.

D'après Levich (1962), la tension superficielle intervient de manière complexe dans l'apparition de modes instables et dans le développement de motifs ondulatoires à la surface du film. Ces phénomènes peuvent modifier significativement le transfert de chaleur, en particulier si des zones plus fines ou plus épaisses apparaissent localement.

La tension superficielle joue un rôle important dans la stabilité du film. Elle influence la formation de vagues et de gouttes à la surface du film [10].

e. L'interaction avec l'air ambiant

Elle peut générer des instabilités supplémentaires à la surface libre, notamment sous l'effet du cisaillement aérodynamique. Selon Dussan V, ces interactions air/film jouent un rôle significatif dans la transition vers des régimes instables ou ondulatoires [11].

Dans le cas de films liquides ruisselants sur une paroi chauffée, la dynamique de l'écoulement est intimement liée au transfert thermique : la variation locale de température modifie les propriétés du fluide, influençant à son tour l'épaisseur et la vitesse du film.

f. Interaction avec l'air environnant

L'interface entre le film liquide et l'air joue un rôle crucial dans la stabilité de l'écoulement. L'interaction fluide-fluide à cette interface peut générer des instabilités hydrodynamiques, notamment lorsque des gradients de vitesse, de température ou de pression sont présents.

Ces instabilités peuvent provoquer la formation de vagues à la surface du film, voire conduire à sa fragmentation sous certaines conditions. Leur développement dépend fortement des propriétés physico-chimiques du fluide (viscosité, tension superficielle) ainsi que des conditions ambiantes (température, vitesse de l'air).

Pour modéliser ces phénomènes complexes, la méthode Volume of Fluid (VOF), développée par Hirt et Nichols [12], est largement utilisée. Cette méthode permet de suivre l'évolution de l'interface liquide-air en calculant la fraction volumique de fluide dans chaque cellule du maillage. Elle est particulièrement adaptée aux simulations multiphasiques impliquant des interfaces mobiles et déformables, comme dans le cas des films ruisselants.

I.3.4. Régime d'écoulement de film liquide

L'écoulement d'un film liquide peut être caractérisé par différents régimes d'écoulement, qui dépendent de plusieurs facteurs tels que la vitesse du fluide, la viscosité, et la géométrie de la surface de la paroi. Ces régimes influencent grandement le comportement du fluide ainsi que son interaction thermique avec la paroi chaude. Il est donc essentiel de bien comprendre ces différents régimes pour mieux maîtriser le transfert de chaleur.

a. Écoulement laminaire

Dans ce type d'écoulement les couches du fluide ne se mélangent pas et la trajectoire des particules restent parallèles [13].

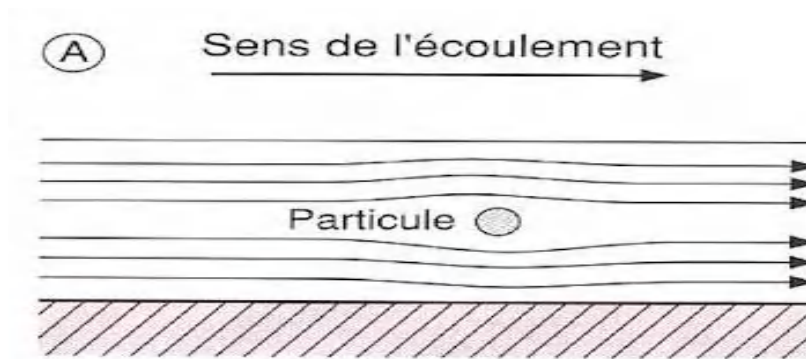


Figure I.4: Schématisation d'un écoulement laminaire de film.

b. Écoulement turbulent

Dans un écoulement turbulent, le transfert de chaleur par conduction est amplifié par la présence de nombreux tourbillons. Ces tourbillons provoquent un mélange intense des petites particules de fluide, facilitant ainsi le transport de l'énergie thermique à travers le fluide. Ce phénomène améliore considérablement l'efficacité du transfert de chaleur par convection. Par conséquent, une augmentation du niveau de turbulence conduit à une augmentation significative de la quantité de chaleur transférée par convection [13].

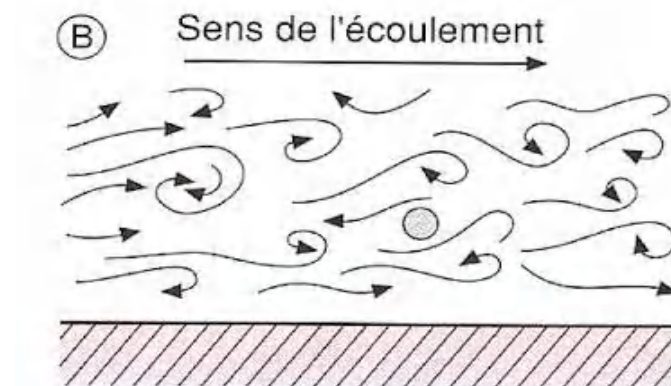


Figure I.5 : schématisation d'un écoulement turbulent de film.

I.4. Introduction au refroidissement par film liquide

Le refroidissement par film liquide ruisselant est une technique largement utilisée dans les applications industrielles où la dissipation thermique efficace des parois chaudes est essentielle. Ce phénomène consiste en l'écoulement d'un film de liquide le long d'une paroi chaude, où le liquide extrait la chaleur de la paroi pour maintenir une température stable et éviter la surchauffe [16]. Ce processus est utilisé dans des domaines comme les moteurs à combustion interne, les échangeurs thermiques, et les systèmes électroniques nécessitant un contrôle thermique précis [17]. Le film liquide joue donc un rôle central dans l'efficacité de ce refroidissement, et les échanges thermiques sont particulièrement influencés par la configuration de l'écoulement et la température de la paroi [18].

I.4.1. Propriétés et comportement des films liquide

Les films liquides sont des couches minces de liquide qui se déplacent le long de la surface d'un solide, en contact avec un fluide, généralement de l'air. Dans les systèmes de refroidissement par film liquide, la dynamique du film est influencée par plusieurs paramètres, tels que la viscosité du liquide, la vitesse d'écoulement et la géométrie de la surface [19]. Les films sont caractérisés par une épaisseur très faible par rapport à la longueur de la surface sur laquelle ils s'écoulent, ce qui permet de simplifier leur modélisation par une approche de film mince [20].

I.4.2. Refroidissement par liquide

Le refroidissement liquide repose sur l'utilisation d'un fluide caloporteur, généralement de l'eau en raison de sa capacité thermique élevée et de sa chaleur latente importante. Toutefois, cette méthode présente certains inconvénients. Elle exige la présence d'aubes creuses pour permettre la circulation du liquide, ce qui complexifie leur conception. De plus, l'eau devant être embarquée (notamment en milieu aéronautique), cela entraîne une augmentation du poids et une diminution de la charge utile. Cette technique présente également des difficultés telles que la corrosion, la formation de dépôts, et l'impossibilité d'obtenir une surface d'échange thermique optimale.

Le refroidissement interne à l'aide d'un liquide peut être classé selon deux régimes d'écoulement [14]:

a. Convection forcée

L'échange thermique s'effectue dans le cadre d'un écoulement forcé du fluide réfrigérant (typiquement de l'eau) au sein de l'aube.

b. Convection naturelle

Ici, l'échange se produit par des mouvements naturels du fluide dus aux différences de densité engendrées par les gradients de température.

I.4.3. Applications industrielles

Le refroidissement par film liquide est utilisé dans une variété d'industries. Dans les moteurs à combustion interne, par exemple, il permet de contrôler la température des parois des cylindres et des pistons, réduisant ainsi l'usure et améliorant l'efficacité du moteur[18]. Dans les échangeurs thermiques, ce type de refroidissement est utilisé pour augmenter le rendement énergétique des systèmes de transfert thermique en améliorant l'efficacité du transfert de chaleur [17].

Les technologies de refroidissement par film liquide sont également importantes dans les systèmes électroniques, où les composants doivent être maintenus à une température stable pour éviter la dégradation [5].

I.5. Ecoulement à surface libre

La surface libre est l'interface entre l'air et un fluide quelconque, nous supposons que la pression y est égale à la pression atmosphérique. L'écoulement dans les canaux naturels et artificiels est dans la plupart des cas, des écoulements à surface libre. Dans un fluide, spécifiquement pour chaque particule, il y a un ensemble de forces appliquées qui diffèrent par leur nature. Il y a en effet deux types de forces, des forces volumiques (telles que les forces de gravité et les forces électromagnétiques) et des forces surfaciques (les forces d'origine visqueuse par exemple et la pression) [15].

I.6. Signification des nombres adimensionnels

L'étude des transferts thermiques par convection repose en grande partie sur l'analyse des nombres adimensionnels. Ces paramètres, indépendants du système choisi, des unités utilisées et des propriétés thermo physiques des fluides, permettent de comparer différentes situations et de généraliser les résultats expérimentaux ou numériques. Dans le cadre du refroidissement d'une paroi chaude par un film liquide ruisselant, plusieurs nombres adimensionnels jouent un rôle fondamental pour caractériser les régimes d'écoulement et les mécanismes de transfert de chaleur.

I.6.1. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est un nombre qui lie entre les fluides de déférente échelle, la viscosité, la masse volumique, et une longueur de référence comme l'étude de la trainée des corps géométrique, la traine de friction des surfaces planes, et il permet de déterminer le Régime d'écoulement, laminaire, transitoire ou turbulent, Redéfinie comme suit :

$$Re = \frac{\rho \cdot U_0 \cdot h_0}{\mu} \quad (I.3)$$

ρ = Masse volumique du fluide.

U_0 = Vitesse caractéristique de l'écoulement.

h_0 = Longueur caractéristique.

μ = Viscosité dynamique de fluide.

I.6.2. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est utilisé pour caractériser l'efficacité du transfert thermique au niveau de la paroi :

$$Nu = hL / k \quad (I.4)$$

h = Coefficient de transfert thermique.

L = Longueur caractéristique.

k = Conductivité thermique du fluide.

I.6.3. Nombre de Grashof

Le nombre de Grashof caractérise le rapport des effets thermiques de convection naturelle aux effets visqueux [21].

$$Gr = \frac{\text{forces de flotabilité}}{\text{forces visqueuses}} = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\nu^2} \quad (I.5)$$

Avec :

g : Accélération de pesanteur.

ν : La viscosité cinématique.

H : La dimension caractéristique de la géométrie étudiée.

$\Delta T = (T - T_{ref})$: Ecart entre la température de la paroi, et la température de fluide à une distance éloignée de la paroi.

β : Coefficient de dilatation thermique a pression constante, définie par

$$\beta = -1 \rho \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (I.6)$$

Et pour un gaz parfait $\beta = \frac{1}{T}$.

Ce nombre indique la nature du régime d'écoulement en convection naturelle, qu'il soit laminaire ou turbulent. On définit souvent une valeur critique caractéristique définissant ainsi la limite de chaque régime.

Si $Gr < Gr_c$ le régime est dit laminaire;

$Gr > Gr_c$ Le régime est dit turbulent.

I.6.4. Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl caractérise l'importance relative de deux mécanismes qui pilotent la convection du fluide qui sont : la diffusion de quantité de mouvement (viscosité cinématique, ν) et la diffusion de chaleur (thermique, α) [21].

$$Pr = \frac{\text{la diffusivité de la matière}}{\text{la diffusivité thermique}} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{I.7})$$

Les valeurs du nombre de Prandtl nous renseignent sur les caractéristiques thermo-physiques du fluide choisi.

I.6.5. Nombre de Richardson

Il sert à déterminer la prédominance d'un des modes convectifs vis à vis de l'autre. Le nombre de Richardson mesure l'importance relative des forces de poussée d'Archimède ($g\beta\Delta T$) aux forces d'inertie relatives à la convection forcée.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (\text{I.8})$$

Si : $Ri \gg 1$: La convection naturelle domine.

$Ri \ll 1$: La convection forcée domine.

$Ri \approx 1$: La convection est dite mixte.

I.6.6. Nombre de Rayleigh

Le nombre de Rayleigh est obtenu en multipliant les expressions de nombre de Grashof et du nombre de Prandtl, il est souvent plus pertinent que le nombre de Grashof pour caractériser la convection naturelle [21].

$$Ra = Gr.Pr = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\nu a} \quad (I.9)$$

β = Coefficient de dilatation thermique.

ν = Viscosité cinématique du fluide.

a = Diffusivité thermique.

En fonction de nombre de Rayleigh, on peut définir différents régimes du transfert de chaleur en convection naturelle.

$Ra < 103$: Convection négligeable ; le transfert a lieu essentiellement par conduction.

$103 < Ra < 109$: Le transfert a lieu en régime de convection libre laminaire.

$Ra > 109$: Le transfert a lieu en régime de convection libre turbulente.

I.7. Recherche bibliographique

Lorsqu'une paroi est chauffée, il existe un fort couplage entre l'hydrodynamique, les transferts de chaleur et de masse. Ce couplage complique encore l'étude des films ruisselants, car de nouveaux paramètres, tels que la température et la composition, doivent être pris en compte pour la caractérisation expérimentale et la modélisation. Selon Killion et Garimella [22], de nombreux modèles réduits ont été proposés, supposant un écoulement établi. Toutefois, ces modèles ignorent souvent l'impact des gradients de température sur l'établissement du champ de vitesses, réduisant leur précision dans les configurations réelles. Demekhin et al. [23] ont introduit une cartographie des différents régimes d'instabilité hydrodynamique dans les films minces, en fonction du nombre de Sherwood (Sh).

En supposant une analogie entre Sh et le nombre de Nusselt (Nu), ces auteurs suggèrent que les régimes d'instabilité ont un effet direct sur l'intensification des transferts thermiques, comme illustré dans la figure I.6.

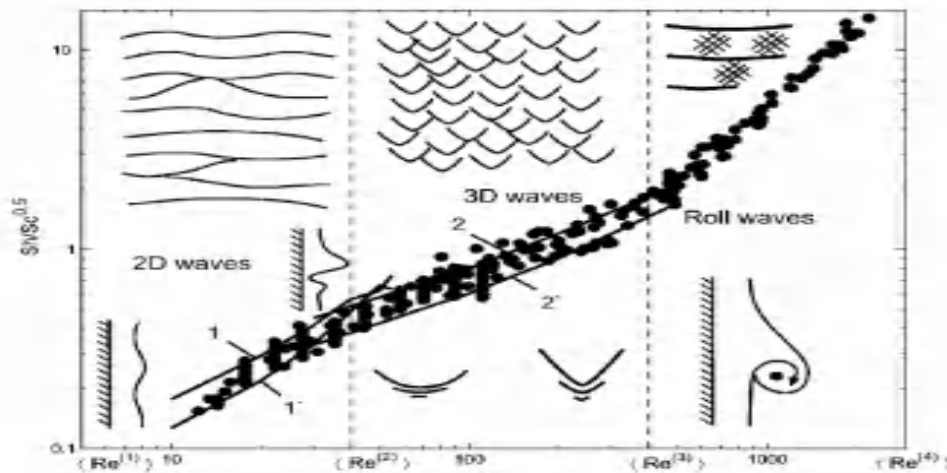


Figure I.6 : Diagramme Re- Sh montrant les régimes d'instabilité du film ruisselant. Adaptée de Demekhin et al. [23].

$Sh = K \cdot \delta Nu / D$ avec K le coefficient de transfert de masse à l'interface entre liquide et gaz, δNu l'épaisseur du film plat de Nusselt équivalent (à même débit volumique) et D le coefficient de diffusion massique de la vapeur dans l'air. Dans cette représentation, l'axe des ordonnées est gradué pour $Sh/Sc^{0.5}$, le rapport des nombres de Sherwood et de Schmidt, le nombre de Schmidt Sc étant défini par le rapport entre la viscosité cinématique et la diffusivité massique, $Sc = \nu/D$.

Cette figure nous apprend que le régime dit de vagues 2D est moins efficace en termes d'intensification des transferts que les deux autres régimes qui ont un nombre de Sherwood plus élevé. Sh augmente avec le nombre de Reynolds. En supposant une analogie entre le nombre de Sherwood Sh et le nombre de Nusselt Nu , la même tendance peut être anticipée pour les transferts de chaleur, les vagues 2D assurant un transport de chaleur moins efficace parmi les trois types de vagues. Il s'agit cependant du régime le plus étudié, sa structure plus simple permettant de mieux appréhender les mécanismes mis en jeu, autant par une approche expérimentale que par la modélisation théorique.

Plusieurs mécanismes ont été proposés dans la littérature pour expliquer l'intensification des transferts de chaleur dans les films minces présentant des instabilités de surface s'écoulant sur une paroi inclinée.

Parmi ces mécanismes principaux, on trouve :

Instabilités longues-ondes : À la surface d'un film mince, les instabilités longues-ondes peuvent se développer, naturellement ou par forçage, en ondes solitaires. Lorsque le débit volumique du liquide est suffisant, la vitesse du fluide dépasse la vitesse de phase de l'onde, créant ainsi une zone de recirculation dans la crête de la vague observée dans un référentiel mobile lié à l'onde. Ces zones de recirculation entraînent un mélange du liquide, ce qui peut considérablement intensifier les transferts de chaleur à travers le film [24, 25].

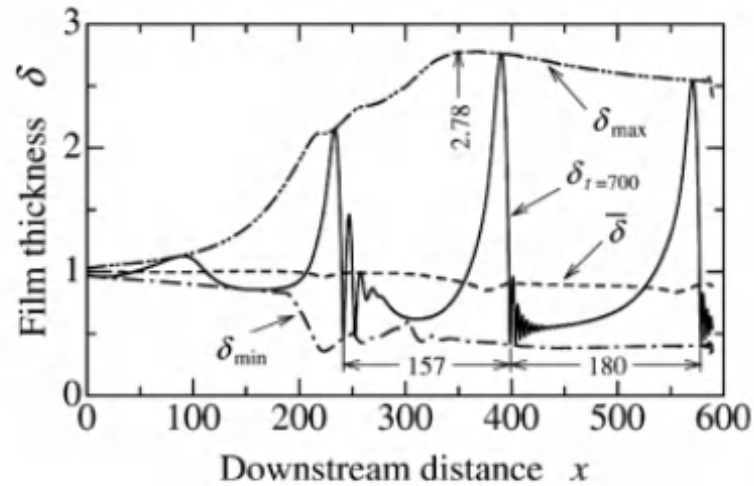
Miyara[26] a démontré que des zones de recirculation se forment à l'intérieur des ondes de grande amplitude, notamment lorsque la vitesse du fluide dépasse celle de l'onde. Ces zones, caractérisées par des écoulements tourbillonnaires, favorisent le mélange thermique en transportant la chaleur de la paroi vers l'interface du film. Ce phénomène est particulièrement prononcé dans les ondes solitaires, qui se composent d'une grande onde principale accompagnée de petites ondulations capillaires en amont. Selon ces travaux, la longueur de développement et la taille de ces recirculations dépendent de plusieurs paramètres de l'écoulement, tels que :

Nombre de Reynolds (Re) : Une augmentation de Re intensifie les zones de recirculation, améliorant ainsi le transfert thermique.

Nombre de Prandtl (Pr) : Des valeurs élevées de Pr accentuent l'effet des recirculations sur le transfert de chaleur.

Angle d'inclinaison (β) : Sur des parois légèrement inclinées, les recirculations sont moins marquées, voire absentes, en raison de l'effet gravitationnel.

Amplitude et fréquence des ondes : Une amplitude plus grande favorise la formation de recirculations, tandis qu'une fréquence optimale maximise le transfert thermique.



a)

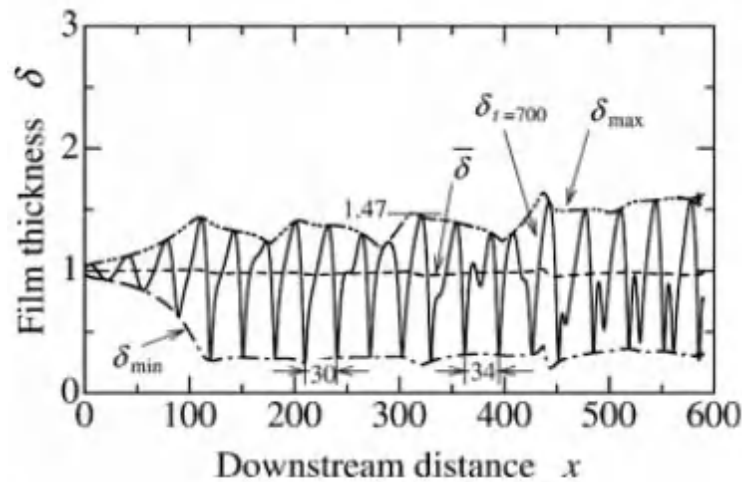


Figure I.7: Comportement de l'épaisseur du film, instantanée et moyenne dans le temps, pour $t = 700$ – $1\,000$, $Re_0 = 103.5$; $We_0 = 0.536$; $Fr_{y0} = -\infty$, $\varepsilon = 0.03$: (a) $f = 9.61 \cdot 10^{-3}$; (b) $f = 3.33 \cdot 10^{-2}$

Les petites ondulations capillaires, bien que présentes en amont des grandes ondes, ne génèrent pas de recirculation significative. Cependant, elles influencent la dynamique globale du film en modulant la stabilité et la propagation des ondes principales.

La compréhension de ces mécanismes est essentielle pour optimiser les systèmes de transfert thermique, tels que les échangeurs de chaleur à film tombant. En ajustant les paramètres d'écoulement et la géométrie des surfaces, il est possible d'exploiter les zones de recirculation pour améliorer l'efficacité thermique des dispositifs industriels.

Variation d'épaisseur du film : Un autre mécanisme d'intensification des transferts de chaleur est lié à la variation de l'épaisseur du film [27]. Lorsqu'une perturbation se propage sur un film liquide, l'épaisseur moyenne du film devient plus faible que celle d'un film laminaire transportant le même débit volumique de liquide. Cela est dû au profil de vitesse, qui n'est pas linéaire, mais parabolique dans l'épaisseur du film. Une réduction de l'épaisseur du film diminue la résistance thermique par conduction à travers celui-ci. En effet, la vitesse du liquide étant plus faible près de la surface, l'advection thermique est moins importante que la conduction dans la direction transversale à l'écoulement. Kapitza [27] a évalué l'influence de l'amincissement du film sur la résistance thermique par conduction dans le cas de vagues sinusoïdales.

Il a proposé une relation entre l'épaisseur moyenne du film et le coefficient de transfert de chaleur: $h = 1.21\lambda\delta$,

Où δ : est l'épaisseur moyenne du film.

Cette relation suggère qu'en présence de vagues sinusoïdales, les transferts de chaleur sont intensifiés de 21 % par rapport à un film laminaire sans vagues, simplement en raison de la variation de l'épaisseur moyenne du film.

Convection transverse : Yu et al. [28] ont suggéré que la composante transverse de la vitesse, qui n'est pas négligeable sous une vague, joue un rôle dans l'intensification des transferts. Cette composante augmente avec l'amplitude de l'onde. Dans le cas d'une vague sinusoïdale, Yu et al. [28] ont montré que la vitesse dans la direction transverse peut atteindre 14 % de la vitesse moyenne du liquide dans la direction de l'écoulement. Cette composante transverse de la vitesse améliore les transferts de masse et de chaleur à travers le film.

Cependant, une telle intensification n'a été observée que pour des vagues à haute fréquence de perturbation et non pour des ondes solitaires.

Séparation de l'écoulement : Une autre proposition de mécanisme d'intensification des transferts de chaleur se réfère à la séparation de l'écoulement dans la région des vagues capillaires [29]. En raison de la forte courbure de l'interface libre du film au niveau d'une vague capillaire, un gradient de pression négatif peut apparaître à l'intérieur du liquide. Si ce gradient est suffisamment élevé, il peut contrebalancer la composante de la force de gravité tangentielle à l'écoulement. Cela induit alors une inversion de l'écoulement et un détachement de l'écoulement de la paroi. Une illustration de cette séparation de l'écoulement est présentée à la **Figure I.8**.

Ce phénomène pourrait entraîner une intensification notable des transferts de chaleur au niveau de la paroi localisée sous les creux capillaires. Des études numériques et expérimentales ont montré que le coefficient de transfert thermique atteint un maximum local dans les minimums capillaires [30, 31].

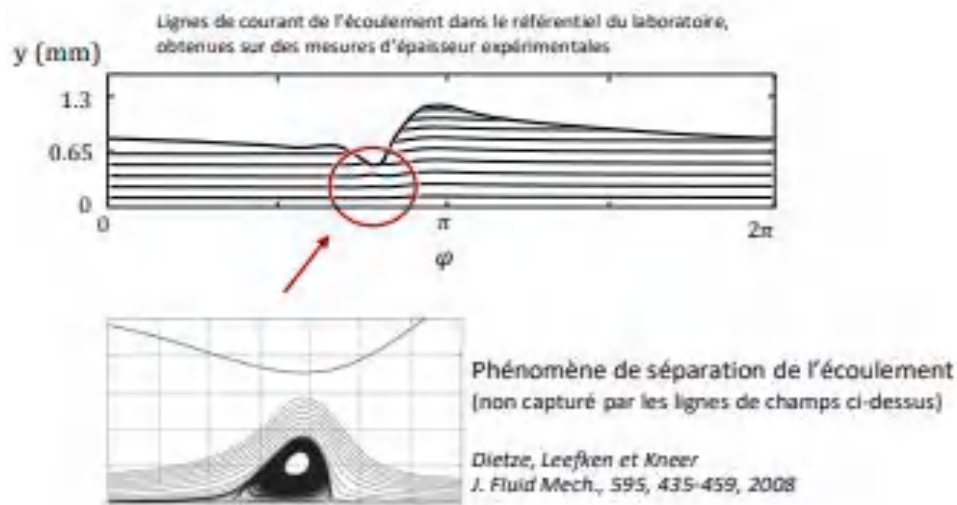


Figure I.8 : Illustration du phénomène de séparation d'écoulement pouvant avoir lieu sous un creux capillaire par des lignes de courant à l'intérieur de films liquides, les deux schémas ne correspondent pas à une même configuration. En partie adaptée de Dietze et al [21].

I.8. Conclusion

Cette revue bibliographique met en évidence l'importance du film liquide ruisselant pour le refroidissement efficace des parois chaudes, principalement via le mécanisme de convection. Les études antérieures soulignent que les instabilités de surface, l'épaisseur variable du film, ainsi que la dynamique des vagues influencent fortement l'intensité du transfert thermique. Ces phénomènes doivent donc être pris en compte dans la modélisation théorique comme dans la simulation numérique.

Chapitre II :

Formulation mathématique et position du problème

Chapitre II : Formulation mathématique et position du problème

II.1. Introduction

L'étude d'un phénomène physique passe par la formulation des lois sous forme d'équations mathématique reliant les différentes variables intervenant dans le déroulement du phénomène.

Dans ce chapitre, nous allons présenter la formulation mathématique du problème de refroidissement d'une paroi chaude par un film liquide ruisselant. Les équations aux dérivées partielles, basées sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, décrivant le phénomène physique avec les conditions aux limites appropriées, seront présentées sous leurs formes dimensionnelle et adimensionnelle.

II.2. Description du problème

L'étude porte sur le refroidissement d'une paroi par un film liquide ruisselant, avec un écoulement d'un fluide visqueux incompressible sur une paroi inclinée soumis aux seules forces de pesanteur. Soit α l'angle du plan incliné avec un plan horizontal. L'orientation du repère est la suivante : x est la direction de l'écoulement (direction horizontale), y est la direction perpendiculaire au plan incliné (voir la figure II.1), tandis que le film liquide est en contact avec l'air ambiant à la pression atmosphérique p_{atm} , L'épaisseur du film est notée $h(x)$, T_w pour la paroi chaude, T_∞ pour l'air environnant.

Le fluide est supposé s'écouler sous l'effet de la gravité et du gradient de température.

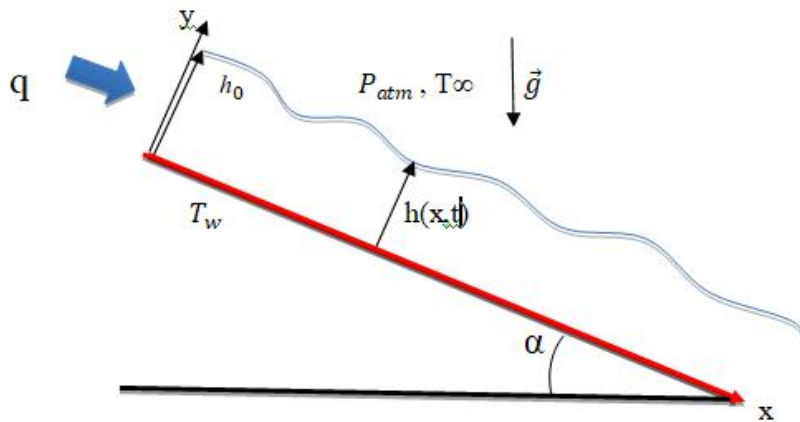


Figure II .1 : Ecoulement d'un film liquide sur une paroi chaude, plan incliné.

II.3. Les hypothèses simplificatrices

Afin de simplifier le modèle mathématique et étudier les phénomènes complexes mis en jeux dans le présent travail, nous considérons quelques hypothèses et approximations :

- Fluide est visqueux newtonien
- Ecoulement incompressible
- Ecoulement bidimensionnel
- L'approximation de Boussinesq est valide, elle repose sur deux hypothèses, d'une part, elle postule que la masse volumique est constante dans tous les termes sauf pour le cas de force d volume (ρg), d'autre part, elle suppose un écart se température inférieur à dix pour cent de la température de référence.

II.4. Méthode de volume de fluide (VOF)

La méthode de volume de fluide est utilisée en mécanique des fluides numériques, elle repose sur le fait que deux ou plusieurs fluides (ou phases) qui ne s'interpénètrent pas. Cette méthode est particulièrement adaptée dans le cas à interfaces fortement déformées, puisque elle permet de suivre la position de l'interface dans un maillage fixe ou en mouvement du domaine dans lequel se propage l'interface.

L'idée fondatrice de la méthode VOF est d'utiliser une fonction discrète liée au maillage et qui représente la fraction volumique d'un fluide dans chaque volume de contrôle ; le taux de présence, notée α_k , représente la fraction volumique d'un fluide dans chaque volume de contrôle. Si elle vaut 0 ou 1, le volume ne contient qu'un seul des deux fluides. Par contre si sa valeur est comprise entre ces deux bornes ; le volume contient un mélange diphasique, donc l'interface est présente.

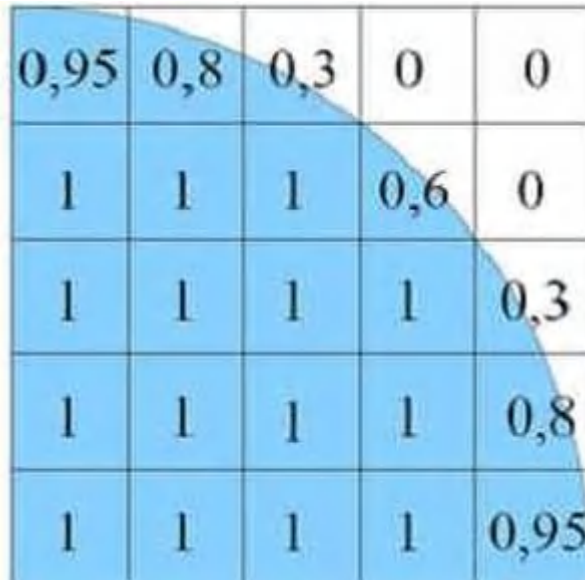


Figure II.2 : Représentation de taux de présence dans les volumes de contrôle.

II.5. Propriétés physiques du fluide dans un volume de contrôle

Un milieu multiphasique, est traité comme un fluide unique dont les propriétés physique (masse volumique, viscosité) dans chaque cellule de calcul sont moyennées en fonction de taux de présence :

La masse volumique d'un fluide dans un volume de contrôle :

$$\rho = \sum \alpha_k \rho_k \quad (\text{II.1})$$

α_k : Représente La fraction volumique d'un fluide dans chaque maille, et varie entre 0 et 1 pour un fluide considéré.

ρ_k : La masse volumique de la phase k .

La viscosité dynamique du mélange, en utilisant aussi les taux de présence comme coefficient, s'écrit comme suit :

$$\mu = \frac{\sum \alpha_k \rho_k \mu_k}{\sum \alpha_k \rho_k} \quad (\text{II.2})$$

μ_k : La viscosité dynamique de la phase k .

II.5.1. Tension de surface

Pour le cas où la tension de surface est considérée comme constante le long de la surface et où seules les forces normales à l'interface sont considérées, montre que la chute de pression, appelée pression capillaire, à travers la surface dépend de coefficient de surface σ , et de la courbure de surface mesuré par deux rayon dans les directions orthogonales et :

$$P_1 - P_2 = \sigma \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \quad (\text{II.3})$$

σ : coefficient de tension superficielle.

La Force à la surface peut être exprimée comme une force volumique en utilisant le théorème de divergence. Cette force de volume est le terme source dans l'équation de quantité de mouvement qui dépend aussi de coefficient de surface σ :

$$\mathbf{F}_{SF} = \sigma k \mathbf{n} \left[\frac{\alpha_1 \rho_1 + \alpha_2 \rho_2}{\frac{1}{2}(\rho_1 + \rho_2)} \right] \quad (\text{II.4})$$

k : Courbure de l'interface.

\mathbf{n} : Vecteur normal.

Ou \mathbf{n} est la normale à l'interface et k la courbure, qui sont définies respectivement par :

$$\mathbf{n} = \nabla \alpha_2$$

Avec :

α_2 : Fraction volumique de l'eau

Et :

$$k = -(\nabla \cdot \mathbf{n})$$

II.5.2. Angle de contact

En cas d'adhérence à la paroi, l'angle de contact que fait le fluide avec les parois pour ajuster la surface normale dans les cellules proches de la paroi. Cette condition aux limites dites dynamique entraîne l'ajustement de la courbure de la surface est calculé comme suit :

$$\mathbf{n} = \mathbf{n}_w \cos \theta_w + \mathbf{t}_w \sin \theta_t \quad (\text{II.5})$$

\mathbf{n}_w et \mathbf{t}_w : sont respectivement les vecteurs unitaires normale et tangentiel à la paroi.

θ_w : L'angle entre la paroi et la tangente à l'interface de la paroi.

II.5.3. Le schéma explicite sous Fluent

L'équation de la fraction volumique ne sera pas résolue pour la phase primaire ; cette dernière sera calculée en fonction de la contrainte suivante :

$$\sum_{k=1}^n \alpha_k = 1 \quad (\text{II.6})$$

L'équation de la fraction volumique peut être résolue soit par une discrétisation temporelle implicite ou explicite. Pour cette étude la résolution par la discrétisation explicite est la plus adéquate. Les schémas de discrétisation disponibles avec le schéma VOF explicite sont : First Order Upwind, Second Order Upwind, CICSAM, HRIC modifier et QUICK.

$$\frac{\alpha_k^{n+1} + \rho_k^{n+1} - \alpha_k^n \rho_k^n}{\Delta t} \mathbf{v} + \sum_f (\rho_k U_f^n \alpha_{k,f}^n) = \left[\sum_{\alpha=1}^n (\dot{m}_{p\alpha} - \dot{m}_{\alpha p}) + S_{ak} \right] \mathbf{v} \quad (\text{II.7})$$

$n+1$: indice pour le nouveau pas de temps (actuel).

n : indice pour le pas de temps précédent.

$\alpha_{k,f}$: La valeur de la fraction volumique, calculée à partir de First Order Upwind, Second Order Upwind, ou bien CICSAM, HRIC modifié et QUICK.

v : le volume de la cellule.

U_f : le flux de volume, basé sur la vitesse normale.

II.6. Equations sous forme dimensionnel en 2D

Après la considération des hypothèses de simplification suscitées, les équations générales régissant notre problème, écoulement d'un film liquide sur une paroi chaude représenté sur la figure et rapportées à un système de coordonnées cartésiennes sont données par :

II.6.1. Équation de continuité (conservation de la masse)

En se plaçant dans le cadre d'un fluide incompressible, l'équation de continuité obtenue en appliquant le principe de conservation de la masse, s'écrit en coordonnées cartésiennes et pour un écoulement bidimensionnel, sous la forme suivant :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (\text{II.8})$$

ρ : La densité.

\mathbf{V} : vecteur vitesse (u, v).

$$\rho = \rho_1 \alpha + (1 - \alpha) \rho_2$$

II.6.2. Équations de la quantité de mouvement

Les équations de la conservation de la quantité de mouvement sont données par les équations de Navier-Stokes :

Fluent utilise la forme conservée non linéaire, incluant les termes convectifs, diffusifs, pression et forces volumiques:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \mathbf{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \rho \mathbf{f}_b + \mathbf{F}_s \quad (\text{II.9})$$

En coordonnées cartésiennes 2D (x, y) pour fluide newtonien :

La projection de cette équation sur l'axe des x :

$$\rho \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + F_s + \rho f_{b,x} \quad (\text{II.10})$$

La projection de cette équation sur l'axe des y :

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + F_s + \rho f_{b,y} \quad (\text{II.11})$$

et $F_s = \nabla k \nabla n$

On a :

μ : Viscosité dynamique.

ρ : La densité.

τ : Tenseur des contraintes,

f_b : Force volumique.

$\nabla n = f(\alpha)$

$k = f(\alpha)$

II.6.3. Équation de l'énergie

ANSYS fluent l'exprime de manière conservée, en énergie totale ($e + V^2/2$) + conduction + travail des forces de pression et visqueuses :

$$\left[\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) V \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) V \right] \right] = \rho \dot{q} - \nabla \cdot (\rho V) + \nabla (k \nabla T) + \nabla (\tau \cdot V) + \rho f_b \cdot V \quad (\text{II.12})$$

e : Énergie interne.

$\frac{V^2}{2}$: Énergie cinétique.

Pour un cas incompressible sans énergie cinétique élevée et conduction, la version simplifiée en température T :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi + \dot{q} \quad (\text{II.13})$$

Φ : dissipation visqueuse.

\dot{q} : source de chaleur.

II.7. Les conditions initiales et aux limites

II.7.1. Conditions initiales

- Pour $x=0$:

$$T(x, y, t = 0) = T_{\text{entrée}} \quad T = T_w$$

$$\mathbf{V}(x, y, t=0) = (U_{\text{entrée}}, 0)$$

II.7.2. Conditions aux limites

Non-glissement et imperméabilité à la paroi : $\mathbf{V} = 0$

Contraintes de cisaillement nulles et Pression atmosphérique à l'interface libre :

$$\frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad \text{et} \quad p = p_{\text{atm}}$$

II.8. Condition à la surface libre

II.8.1. Condition cinématique à la surface libre

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \mu \frac{\partial h}{\partial x} = \quad (y = h(x, t)) \quad (\text{II.14})$$

Elle exprime que la surface libre suit le fluide.

II.8.2. Conditions dynamiques

a. Condition normale

$$(\mathbf{n} \cdot \mathbf{T})_l \cdot \mathbf{n} + \sigma \kappa = - (\mathbf{n} \cdot \mathbf{T})_g \cdot \mathbf{n} \quad (\text{II.15})$$

\mathbf{T} : tenseur des contraintes.

σ : tension superficielle

κ : la courbure de l'interface.

Cette formule exprime l'équilibre mécanique normal (pression + effet de courbure) entre les phases.

b. Condition tangentielle

$$(\mathbf{n} \cdot \mathbf{T})_l \cdot \mathbf{t} = (\mathbf{n} \cdot \mathbf{T})_g \cdot \mathbf{t} \quad (\text{II.16})$$

II.9. Conditions aux limites thermiques

D'après les expériences reportées dans la littérature, la paroi rigide peut être maintenue à température constante grâce à un bain thermostatique.

En $y = 0$ on peut donc écrire :

$$T(y = 0, t) = T_w \quad (\text{II.17})$$

Avec :

T_w : Température à la paroi chaude.

<u>Surface</u>	<u>Condition appliquée</u>
➤ Entrée ($x=0$)	Débit massique imposé (vitesse d'entrée)
➤ Sortie ($x=L$)	Condition de sortie naturelle (pression relative nulle)
➤ Paroi chaude ($y=0$)	Température imposée T_w et condition d'adhérence $u=0$ et imperméabilité $v=0$
➤ Surface libre ($y=h$)	Pression atmosphérique, interface liquide-air traitée par VOF

Dans ces expériences, il est généralement observé que la conductivité thermique du fluide est environ dix fois supérieure à celle de l'air. Par conséquent, une première approximation consiste à considérer la surface libre comme thermiquement isolante. Néanmoins, nous appliquerons ici la loi de Newton, utilisée dans des études antérieures [29], pour estimer le transfert thermique entre le fluide et l'air avec une approche simplifiée.

En $y = h(x, t)$, on aura :

$$T=T_{\infty} \quad \text{ou} \quad -k \frac{\partial T}{\partial y} = h_c(T - T_{\infty}) \quad (\text{II.18})$$

II.10. Condition thermique sur la paroi :

Le flux de chaleur convectif total échangé

$$q = h_f(T_w - T_f) + q_{rad} \quad (\text{II.19})$$

h_f : Coefficient de transfert thermique local du coté fluide.

q_{rad} : Flux thermique radiatif reçu par la paroi.

II.11. Température entre la paroi chaude et le film liquide ruisselant

Le transfert de chaleur entre la paroi chaude (T_w) et le film liquide en écoulement est déterminé par la conduction thermique dans la couche limite du liquide et la convection induite par l'écoulement.

II.11.1. Loi de conduction thermique au contact de la paroi

Le flux thermique q entre la paroi chaude et le liquide est donné par la loi de Fourier :

$$q = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (\text{II.20})$$

Où :

λ : La conductivité thermique du liquide,

$\frac{\partial T}{\partial y}$: Gradient de température perpendiculaire à la paroi.

D'après le profil de température établi précédemment :

$$T(y) = T_w + \frac{T_\infty - T_w}{h} y \quad (\text{II.21})$$

Le gradient de température à la paroi est donc :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = \frac{T_\infty - T_w}{h} \quad (\text{II.22})$$

Ainsi, le flux thermique devient :

$$q = h_f (T_\infty - T_w) + q_{rad} \quad (\text{II.23})$$

II.11.2. Coefficient de transfert de chaleur (Convection)

Le transfert thermique entre la paroi et le film liquide peut être modélisé par la loi de convection de Newton :

$$q = hc(T_w - T_m) \quad (\text{II.24})$$

Où :

h_c : Le coefficient de convection entre la paroi et le film.

T_m : La température moyenne du film liquide.

T_w : La température de la paroi.

En égalisant les expressions de q

$$hc(T_w - T_m) = -\lambda \frac{(T_\infty - T_w)}{h} \quad (\text{II.25})$$

Le coefficient de convection peut être déterminé par une approche adimensionnelle en utilisant le nombre de Nusselt :

$$N_u = \frac{hc}{\lambda} \quad (\text{II.26})$$

Où

N_u Dépend du régime d'écoulement du film.

Pour un écoulement gravitaire de film mince, on utilise une corrélation empirique du type:

$$N_u = C Re^m Pr^n \quad (\text{II.27})$$

Avec :

C : Constante empirique.

Re : Nombre de Reynolds,

Pr : Nombre de Prandtl.

II.12. Modèles de turbulence -k-ε

Les équations générales sont :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \vec{V}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma k} \right) \nabla k \right] + Gr - \rho \epsilon \quad (\text{II.28})$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \epsilon \vec{V}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma \epsilon} \right) \nabla \epsilon \right] + C_1 \frac{\epsilon}{k} G_k - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (\text{II.29})$$

II.13. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons établi la formulation mathématique du problème de refroidissement d'une paroi chaude par un film liquide ruisselant. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie ont été présentées avec leurs conditions aux limites. Nous avons également introduit une formulation adimensionnée permettant une analyse plus générale du phénomène. Dans le chapitre suivant, nous procéderons à la résolution numérique de ces équations à l'aide d'un code CFD.

Chapitre III :

Résultats numériques et discussions.

Chapitre III : Résultats numériques et discussions

III. 1. Introduction

Devenu un outil de plus en plus important dans le domaine de la recherche scientifique, la simulation numérique a apporté une révolution sur la méthodologie d'investigation car elle permet de reproduire par calcul les différentes étapes de fonctionnement d'un processus. L'utilisation de logiciels de simulation numérique pour la résolution de problèmes physiques est de nos jours très fréquent. En effet, La simulation numérique en dynamique des fluides (appelée encore CFD – Computational Fluid Dynamics), Cette méthode consiste à caractériser les écoulements fluides par la résolution des équations fondamentales de mécanique des fluides, moyennant différents modèles en fonction de la nature de l'écoulement (Laminaire, turbulent, multiphasique ...).

Les calculs par CFD ont pris de l'ampleur après la publication des équations de Navier-Stokes. Par contre, c'est qu'au début des années 1950 que le développement de la CFD a commencé, et ceci grâce au développement des méthodes de calcul numérique et surtout grâce à l'apparition de machine de calcul qui ont permis la résolution des équations pour des géométries complexes. Par contre, durant cette période la puissance des machines n'était pas encore suffisante pour exploiter au maximum cette technique. Ce n'est que pendant les années 90, avec l'apparition de puissantes machines de calculs, que des temps de calcul raisonnable ont pu être envisageables pour la résolution de ces équations. Principalement, la méthode CFD a été utilisée en génie des mécaniques des fluides afin de caractériser les écoulements en présence d'obstacle pour mieux les profiler.

De nos jours, la CFD est de plus en plus présente dans différents domaines et industries (aéronautique, automobile, chimie...).

Dans cette partie nous portons à la présentation du programme Gambit et le code ANSYS Fluent et les méthodes employées par celui-ci, ainsi le maillage de domaine de calcul et les conditions aux limites appliqués lors de simulations sous l'outil de résolution seront abordés.

Le cas étudié est celui d'un film liquide d'eau ruisselant le long d'une paroi verticale chauffée. Le but est d'étudier l'interaction thermique entre le fluide et la paroi chaude, en suivant notamment :

- l'évolution du champ de température dans le film,
- le développement du profil de vitesse,
- l'efficacité du transfert thermique (via les contours et les courbes de Nusselt).

La simulation est menée en 2D, sous ANSYS Fluent, avec un modèle multiphasique basé sur la méthode VOF (Volume of Fluid) pour capturer l'interface liquide-air.

III.2. La méthode des volumes finis

Parmi les méthodes numériques utilisées, on cite la méthode des différences finis, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis, ce dernier reste la plus utilisée dans la plupart des codes de calcul CFD (Computational Fluid dynamic). La méthode des volumes finis est une méthode de discrétisation qui est bien adaptée pour la simulation numérique de divers types (elliptique, parabolique ou hyperbolique, par exemple) de lois de conservation, elle a été intensivement employée dans plusieurs domaines de technologie, tels que la mécanique des fluides, le transfert de la chaleur et de la masse, la technologie de pétrole ou la rhéologie.

III.3. Présentation des Logiciels

III.3.1. Présentation du Logiciel GAMBIT

Il permet à l'utilisateur de construire la géométrie du domaine de calcul et de subdiviser ce dernier en petits volumes de contrôles ou cellules de calculs. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage. La définition des conditions aux limites appropriées se fait aussi à ce niveau. Après avoir lancé le logiciel, l'interface d'utilisation apparaît (Figure III.1).

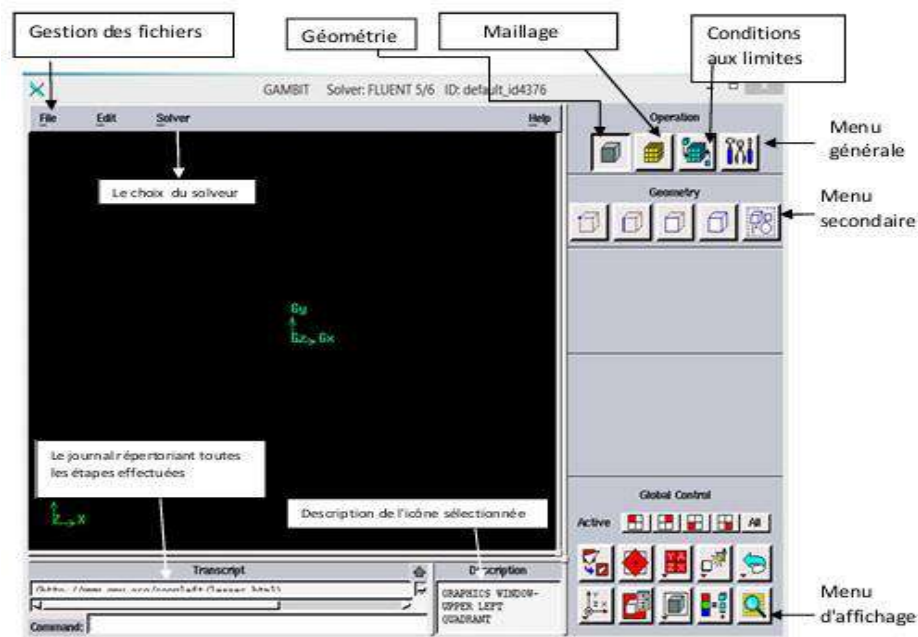


Figure III.1 : Vue global de GAMBIT

L'utilisation de Gambit est simple : principalement il faut prendre les menus en haut adroite et effectuer les tâches en partant du menu de gauche pour aller jusqu'à celui de droite (où normalement on doit avoir fini notre maillage). Si on désire ouvrir un projet déjà existant, on utilise le menu file, open ou import dans le cas d'un maillage. Il se peut que cette combinaison ne marche pas alors il faudra lire le journal (Run journal) ce qui refera pas à pas les étapes réalisées dans la géométrie sauvegardée.

III.3.2.Présentation du Logiciel ANSYS-Fluent

Fluent est un code de calcul qui permet de simuler les écoulements des fluides avec et sans les transferts thermiques dans des géométries complexes. Il existe un certain nombre de codes industriels, aux meilleurs performants, permettant la prédiction d'écoulements de fluides (FLUENT, CFX, PHOENICS, FEMLAB, CFD-ACE, FLOTRAN, CFDS-FLOW3D ...) Dans ce code on ne définit que la nature et les valeurs de ces conditions (vitesses, températures, pression...) seront à définir sous Fluent. Fluent est un code de calcul qui permet de simuler les écoulements des fluides avec et sans les transferts thermiques dans des géométries complexes.

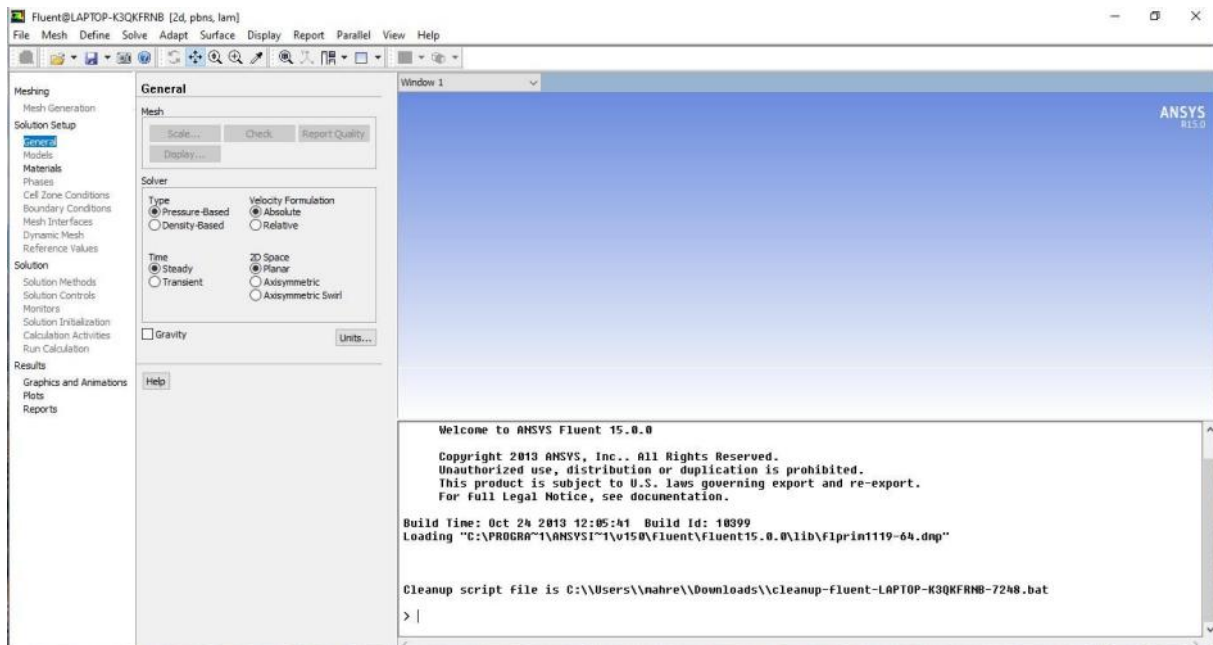


Figure III.2 : Vue globale du FLUENT

Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles structurées et non structurées produites grâce à des géométries complexes avec une facilité relative. Les mailles supportées en 2D sont de types triangulaires ou quadrilatéraux. Elles sont tétraédriques/hexaédriques/pyramidales en 3D ou des mailles (hybrides) mélangées. Le code "Fluent" est écrit en langage C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de la mémoire dynamique). En plus, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter autant que plusieurs processus simultanés sur le même poste de travail ou sur des postes séparés pour une exécution plus efficace. Pour réaliser nos simulations, nous avons choisi le code de calcul ANSYS-Fluent, que nous présentons dans cette partie.

III .4.Maillage de la géométrie

III.4.1.Création de la géométrie

Notre géométrie est construite sur GAMBIT en 2D, vu sa complexité on a choisi de l'établir point par point, relier entre eux dans différentes direction les lignes sont créés, pour obtenir les faces. Etapes à suivre pour la création de la géométrie : Création des points : On positionne les points avec leurs coordonnées pour définir les Frontières et les dimensions de la géométrie. Création des lignes : On rejoint les points existants pour créer des lignes. Créations des faces : On façonne les faces à partir des lignes existantes. Maillage des lignes : On subdivise chaque ligne en sous -domines et on augmente la Densité des nœuds, pour chaque ligne. Chaque un segment il a un Raffinement spécifique dans une zone précise.

Maillage des faces : On maille les grandes faces avec l'élément carré et pour la face d'obstacle, on utilise l'élément triangulaire. Enregistrement et exportation du fichier maillé : Une fois, la géométrie a été créée et les On exporte le fichier maillé vers Fluent 5/6 et donner un nome pour enregistrer.

Le domaine est divisé en deux régions :

- une zone inférieure occupée initialement par le film liquide,
- une zone supérieure représentant l'air ambiant.

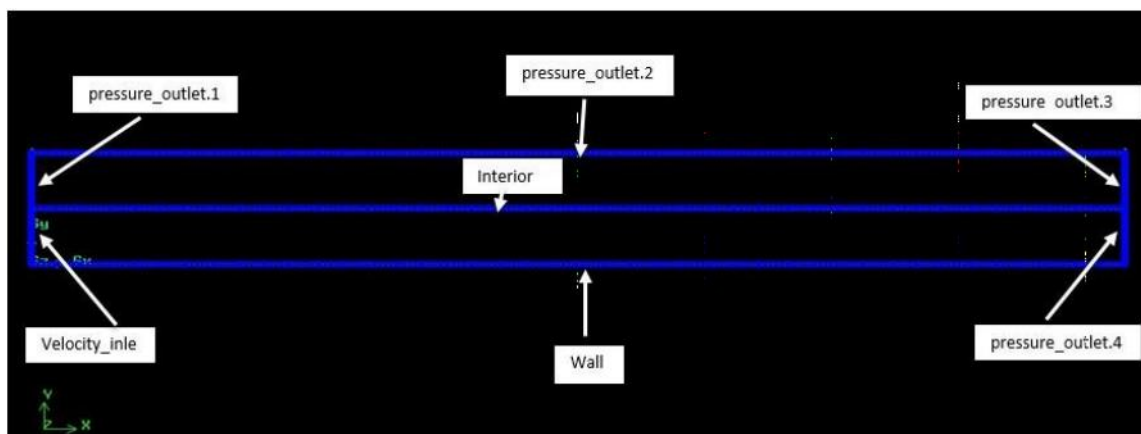


Figure III.3: Schéma de la géométrie étudiée.

III.4.2.Choix de maillage

Test de Maillage pour l'étude du Refroidissement d'une Paroi Chaude par un Film Liquide Ruisselant est une étape cruciale dans une simulation numérique (notamment sous ANSYS Fluent) car il permet de s'assurer que les résultats ne dépendent pas de la taille du maillage.

Le but de ce test est de déterminer la taille de maillage optimale pour l'étude du refroidissement d'une paroi chaude par un film liquide ruisselant. L'objectif principal d'un test de maillage (ou étude de convergence du maillage) est de s'assurer que la solution numérique (vitesse, température, nombre de Nusselt, etc.) ne varie pas significativement lorsque le maillage est affiné. Cela garantit que les résultats ne sont pas affectés par des erreurs numériques liées à une discrétisation trop grossière.

Trois tailles de maillage ont été testées :

Maillage 1 : 20 x 200

Maillage 2 : 40 x 300

Maillage 3 : 60 x 400

Pour chaque maillage, les paramètres suivants ont été analysés :

Température moyenne de la paroi chaude, Temps de calcul, Comportement du champ thermique et d'écoulement.

Les résultats obtenus ont été comparés afin d'évaluer la stabilité et la précision numérique.

III.4.3. Résultats du test de maillage

Maillage	Nombre de cellules	Nombre de faces	Nombre de nodes	Appréciation
20 x 200	12000	24260	12261	Acceptable
40 x 300	24000	48380	24381	Bon
60 x 400	48000	96520	48521	Très bon

Tableau III.1 : Caractéristiques des maillages testés.

t(s) \ maillages	2.2	2.3	2.4
20x200	11.6013	11.5623	11.6121
40x300	11.6774	11.7650	11.6185
60x400	10.6967	11.1870	11.7506

Tableau III.2 : les nombres du nusselt moyennes pour différents maillages.

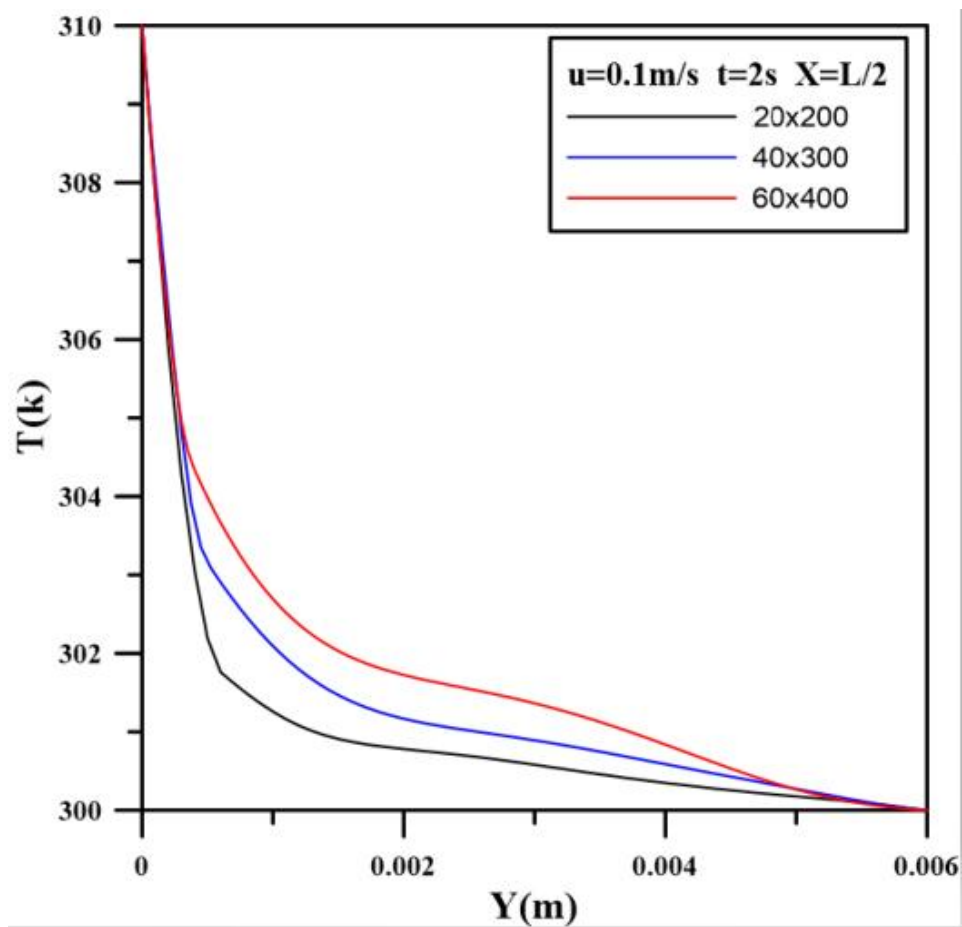


Figure III.4 : l'évolution de la température moyenne des différents maillages.

Le maillage 60×400 montre un bon compromis entre précision et temps de calcul, avec un écart relatif très faible par rapport aux autres maillages. Toutefois, Les autres maillages reste acceptable pour une première analyse ou des simulations à faible coût. Pour des résultats plus robustes et une validation finale, le maillage 60×400 est recommandé.

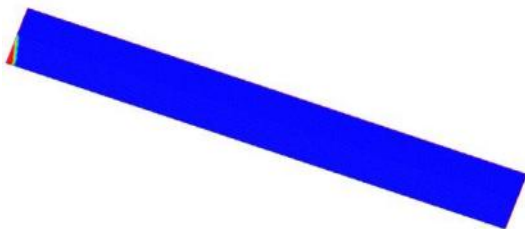
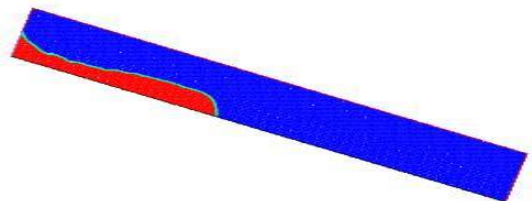
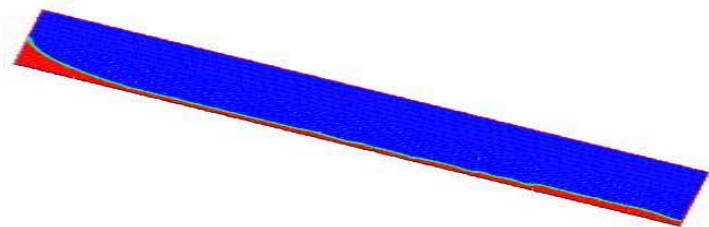
III.5. Résultats et discussion

Dans ce problème on considère une paroi chaude à la température $T=310$ K et $L=0.5$ m, qui est supérieur à celle de fluide. Le fluide considéré comme l'eau avec une température d'entrée $T=300$ K. Les simulations numériques ont été réalisées pour plusieurs vitesses d'entrée du film liquide : 0.05 m/s, 0.1 m/s ; 0.2 m/s ; 0.5 m/s.

Propriété	Symbole	Unité	Méthode	Valeur
Coefficient expansionthermique	β	K^{-1}	Constant	0.00021
Viscosité cinématique	ν	m^2/s	Constant	1.003×10^{-6}
Viscosité dynamique	μ	Kg/m^1s^{-1}	Constant	0.001003
Tension superficielle	γ	N/m	Constant	0.072
Conductivité thermique	λ	$W/m\ k$	Constant	0.6
Diffusivité thermique	α	m^2/s	Constant	1.4347×10^{-7}
Densité	ρ	Kg/m^3	Boussinesq	1000
Chaleur spécifique	c_p	$J/kg\ k$	Constant	4182

Tableau III.3 : propriétés physique d'un film liquide (eau)

$u(\text{m/s})$	0.05 m/s	0.1 m/s	0.3 m/s	0.5 m/s
Re	150	300	900	1500

Tableau III.4 : Nombre de Reynolds.**III.5.1. Contours de phases pour $u=0.05$ m/s****a. Début d'entrée du fluide** $t=0.04\text{s}$  $t=1\text{s}$ **b. Moment de sortie du fluide** $t=1.9\text{s}$ **Figure III.5:** Contour de la fraction volumique a déferent temps.

Les profils de température et de vitesse en fonction de y sont tracés dans les zones ($X1 = L/5$; $X2=L/3$; $X3=L/2$; $X4= 2L/3$; $X5=4L/5$), de sorte que ces profils à diverses positions peuvent être dessinés dans un seul graphe. Les positions où les profils de température et de vitesse tracé sont indiquées et numérotées par des lignes discontinuantes dans la figure accompagnant figure III.6.

Des profils des vitesses ont été extraits à plusieurs positions x .

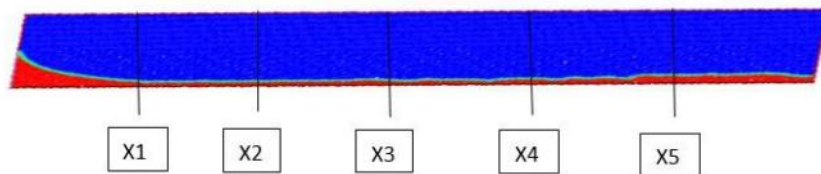


Figure III.6: Illustration schématique des positions aux quelles les profils sont analysés.

III.5.2. Contours et profils des températures

a. Contours température

i. A différents temps

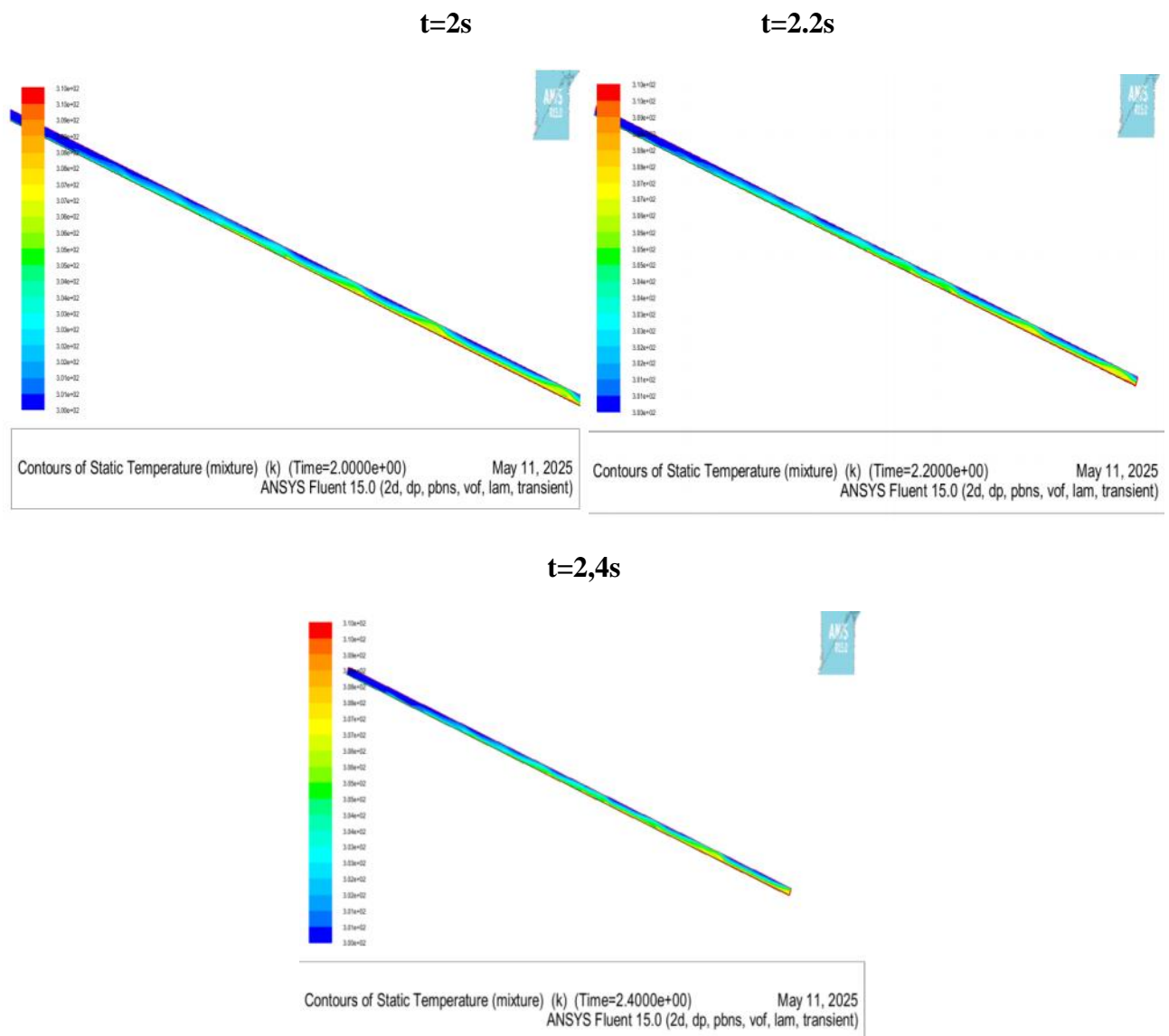


Figure III.7: Contour de la température a déférent temps pour la vitesse 0.05 m/s ($t=2s$, $t=2.2s$ et $t=2.4s$).

ii. A différents position (zoom des contours précédents de $t=2.4s$)

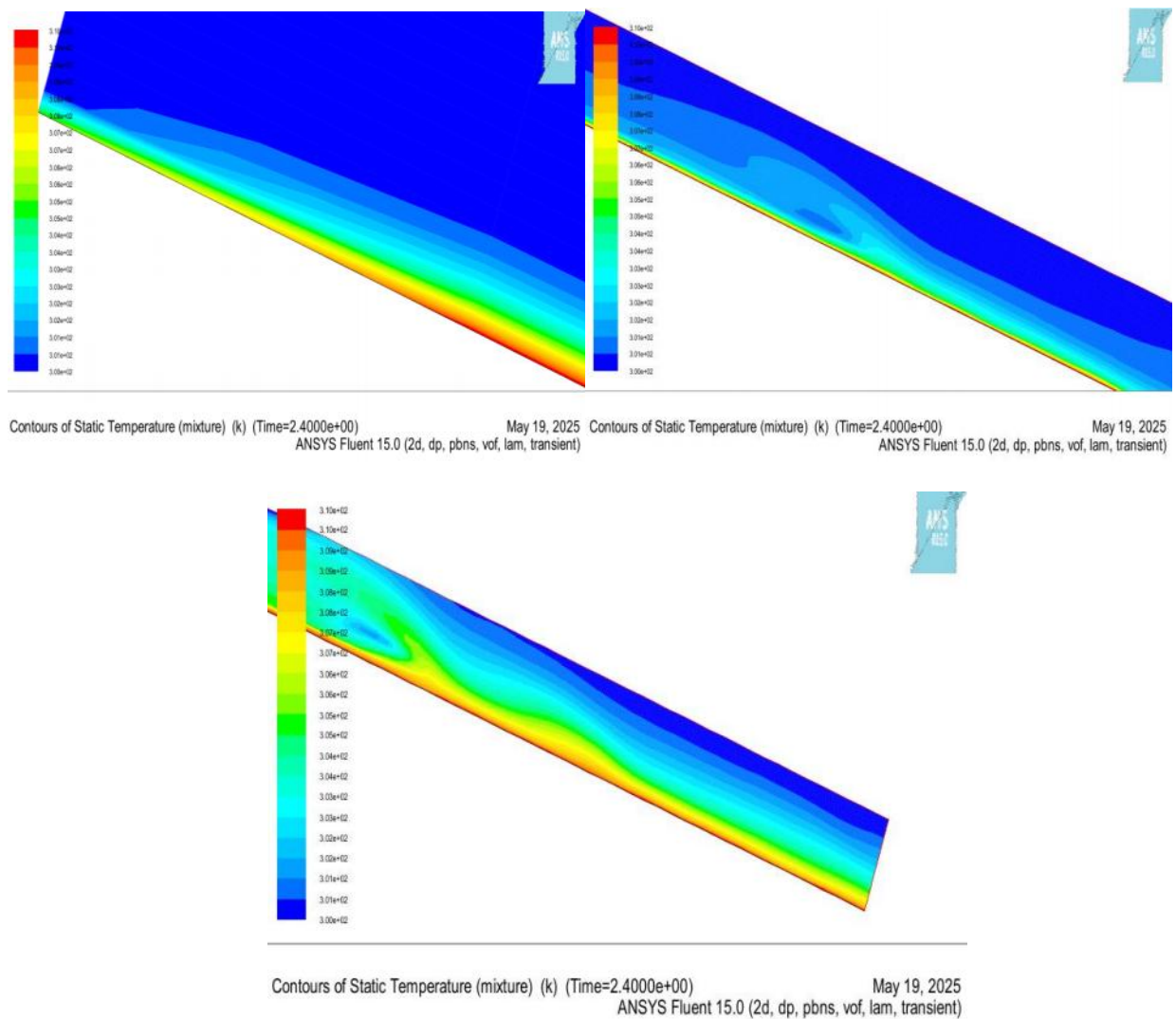


Figure III.8: Contour de la température a déférent position (début, milieu, la fin) pour la vitesse 0.05 m/s a $t=2.4$ s

b. Profils de température

i. Cas laminaire

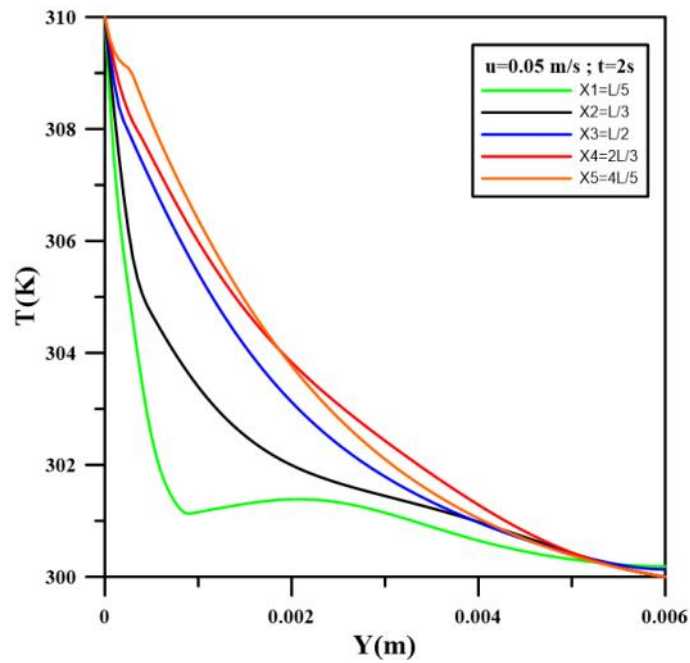


Figure III.9: Évolution de la température à divers position X pour la vitesse d'entrée 0.05 m/s .

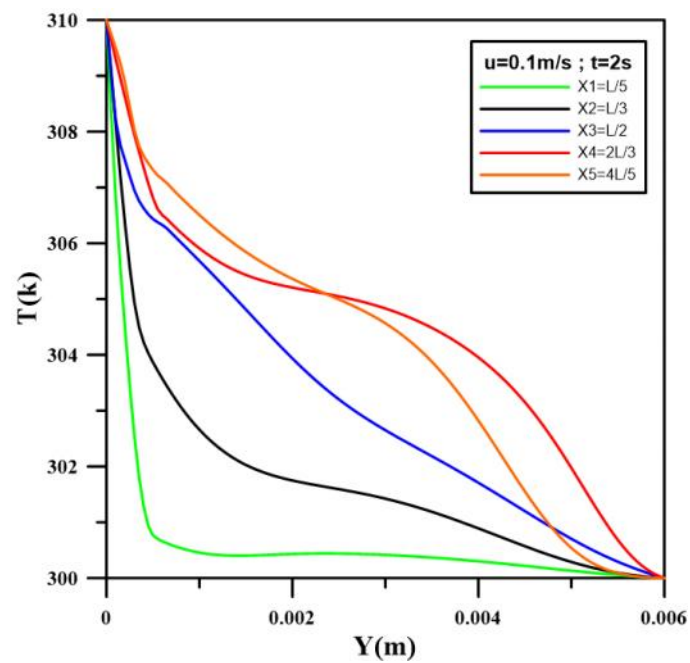


Figure III.10: Évolution de la température à divers position X pour la vitesse d'entrée 0.1 m/s .

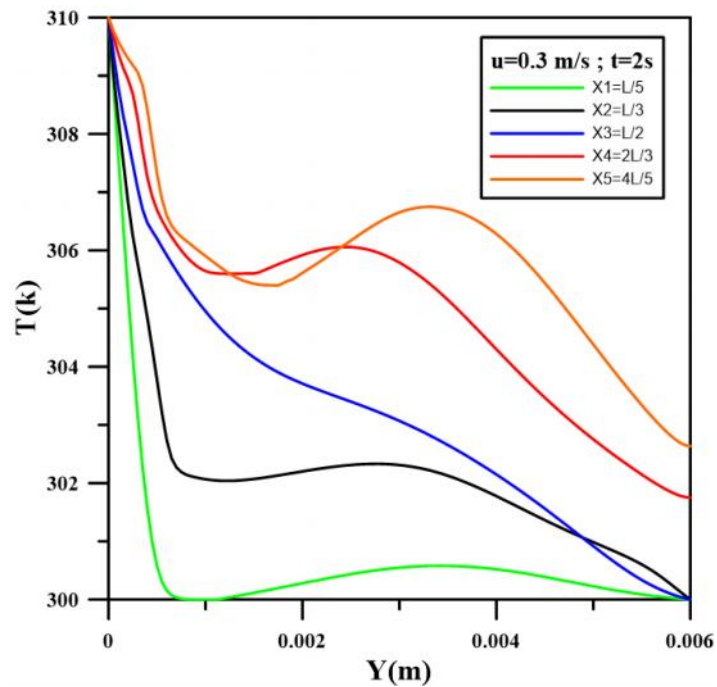


Figure III.11: Évolution de la température à divers position X pour la vitesse d'entrée 0.3 m/s.

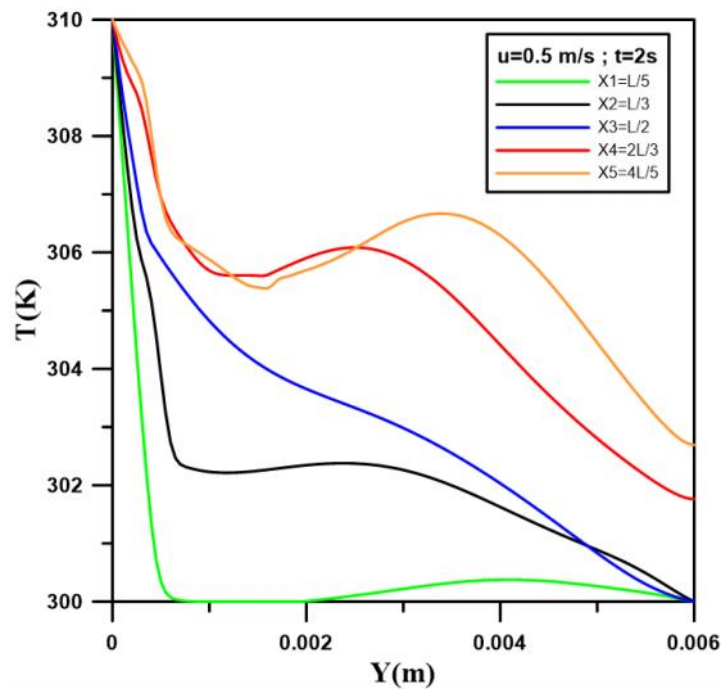


Figure III.12: Évolution de la température à divers position X pour la vitesse d'entrée 0.5 m/s.

On observe une diminution significative de la température le long de la surface chauffée à mesure que la vitesse d'entrée augmente.

Pour une vitesse faible (0.05 m/s), le fluide a plus de temps pour absorber la chaleur, mais sa capacité de renouvellement est limitée, ce qui donne lieu à des zones chaudes persistantes. En revanche, pour des vitesses plus élevées (0.5 m/s à 1 m/s), le front froid progresse rapidement le long de la paroi, ce qui favorise un meilleur échange thermique.

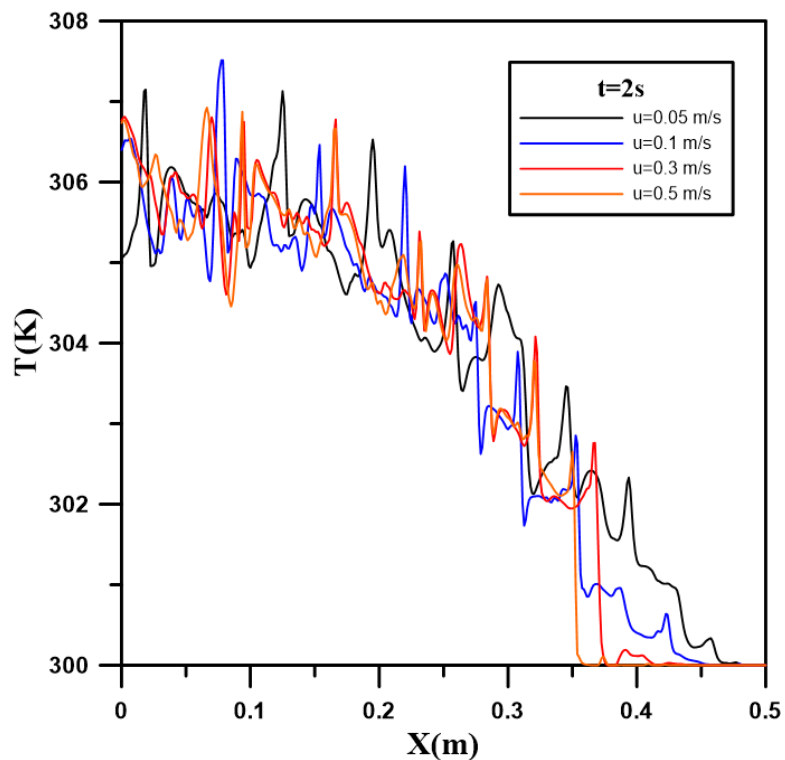


Figure III.13: Évolution de la température à $y=0.0015$ en fonction $X(m)$ pour la vitesse d'entrée 0.5 m/s.

Afin de visualiser l'évolution thermique du film liquide au voisinage immédiat de la paroi chaude, une ligne iso-surface a été tracée à $y = 0.0015$ m.

Cette ligne permet d'extraire la variation de température en fonction de la position X (m), pour différentes vitesses d'injection du film liquide à l'instant $t = 2$ s.

La figure présente les résultats obtenus pour les vitesses $U = 0.05$ m/s, 0.1 m/s, 0.3 m/s et 0.5 m/s. On observe que la température diminue progressivement le long de la paroi dans tous les cas.

Cependant, l'effet de la vitesse est clairement visible : plus la vitesse est faible, plus le fluide reste en contact prolongé avec la paroi, ce qui favorise un échange thermique plus intense au départ.

À l'inverse, à haute vitesse, le temps de contact est réduit, et la température diminue plus lentement sur la longueur.

Pour les faibles vitesses (0.05 et 0.1 m/s), la température diminue rapidement : le fluide a plus de temps pour s'échauffer. Pour les vitesses élevées (0.3 et 0.5 m/s).

ii. Modèle de turbulence

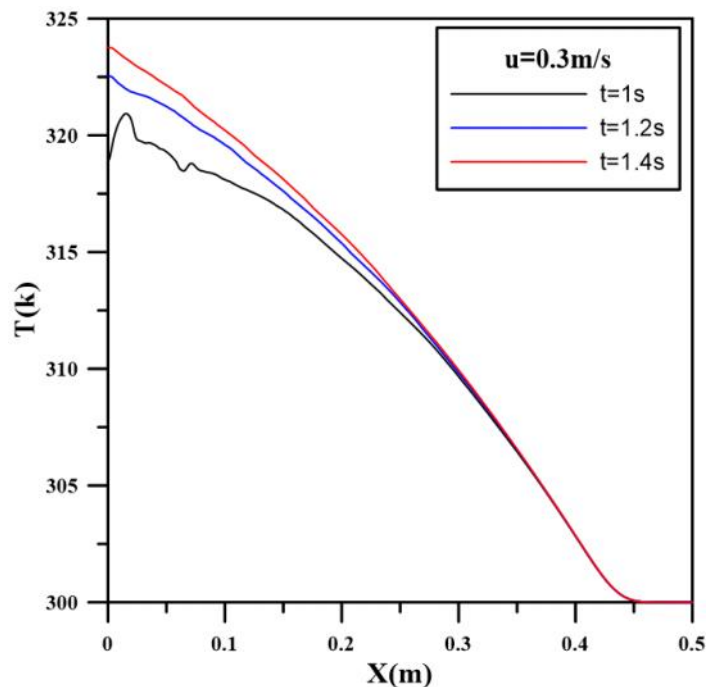


Figure III.14: Évolution de la température à $y=0.0015$ en fonction de $X(m)$ pour la vitesse d'entrée 0.3 m/s (cas turbulent).

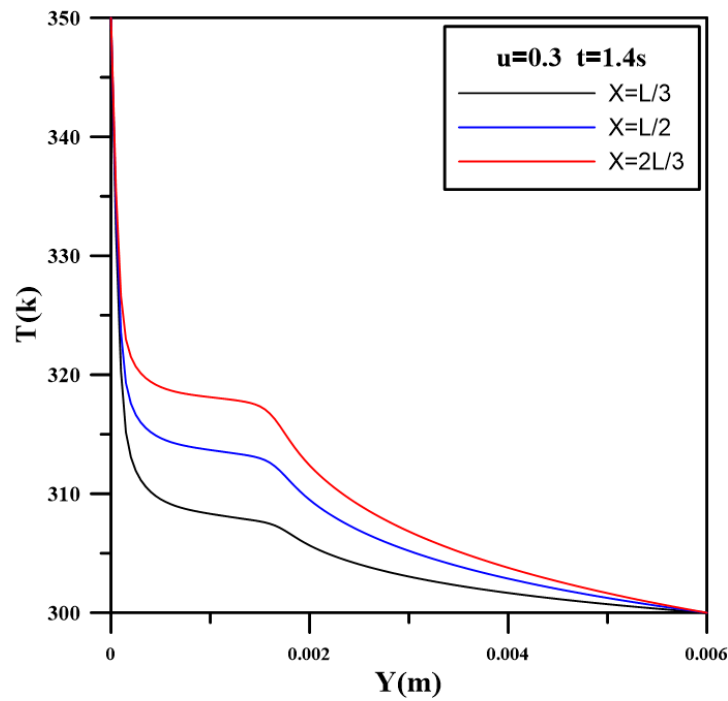


Figure III.15: Évolution de la température à divers position X pour la vitesse 0.3 m/s.

(Cas turbulent).

La figure III.14 présente l'évolution de la température le long de l'axe X pour une position fixe $y = 0.0015$ m, à différentes échelles de temps ($t = 1$ s, 1.2 s et 1.4 s) pour une vitesse d'entrée $U = 0.3$ m/s. On observe une décroissance progressive de la température en fonction de la position X , ce qui traduit le transfert thermique continu entre la paroi chaude et le film liquide. À mesure que le temps augmente, la température du fluide à cette hauteur augmente légèrement, signe d'un réchauffement global du film.

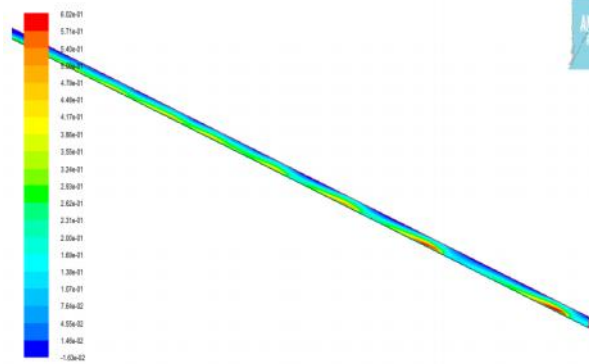
La figure III.15 montre quant à elle la distribution verticale de température (selon Y) pour différentes positions horizontales $X = L/3$, $L/2$ et $2L/3$, à l'instant $t = 1.4$ s et pour la même vitesse $U = 0.3$ m/s. On note que la température est maximale au voisinage immédiat de la paroi chaude, puis diminue rapidement vers l'extérieur du film. L'évolution selon X montre que plus on s'éloigne de l'entrée, plus le fluide a eu le temps de s'échauffer, ce qui se traduit par des profils plus élevés à $X = 2L/3$ qu'à $X = L/3$.

III.5.3. Contours et profils de vitesses

a. Les contours de vitesse

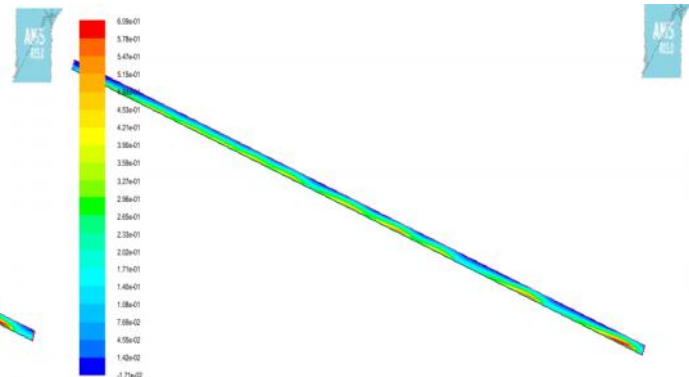
i. A différent temps

t=2 s



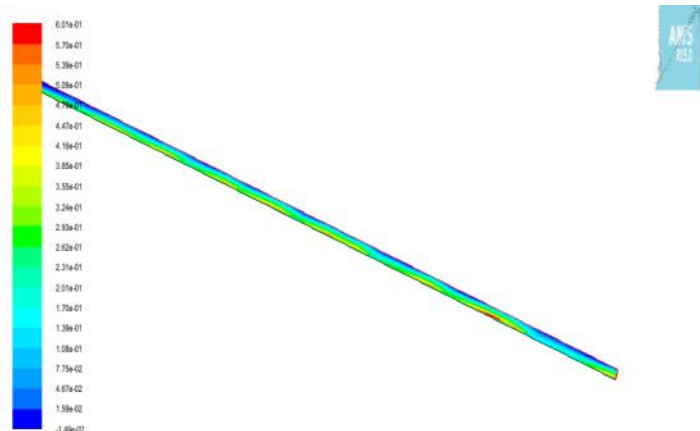
Contours of X Velocity (mixture) (m/s) (Time=2.0000e+00) May 11, 2025
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, vof, lam, transient)

t=2.2s



Contours of X Velocity (mixture) (m/s) (Time=2.2000e+00) May 11, 2025
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, vof, lam, transient)

t=2.4 s



Contours of X Velocity (mixture) (m/s) (Time=2.4000e+00) May 11, 2025
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, vof, lam, transient)

Figure III.16: Contour de la vitesse 0.05 m/s a déférent temps (t=2s ; t=2.2s et t=2.4s).

ii. A différents position (zoom des contours précédents)

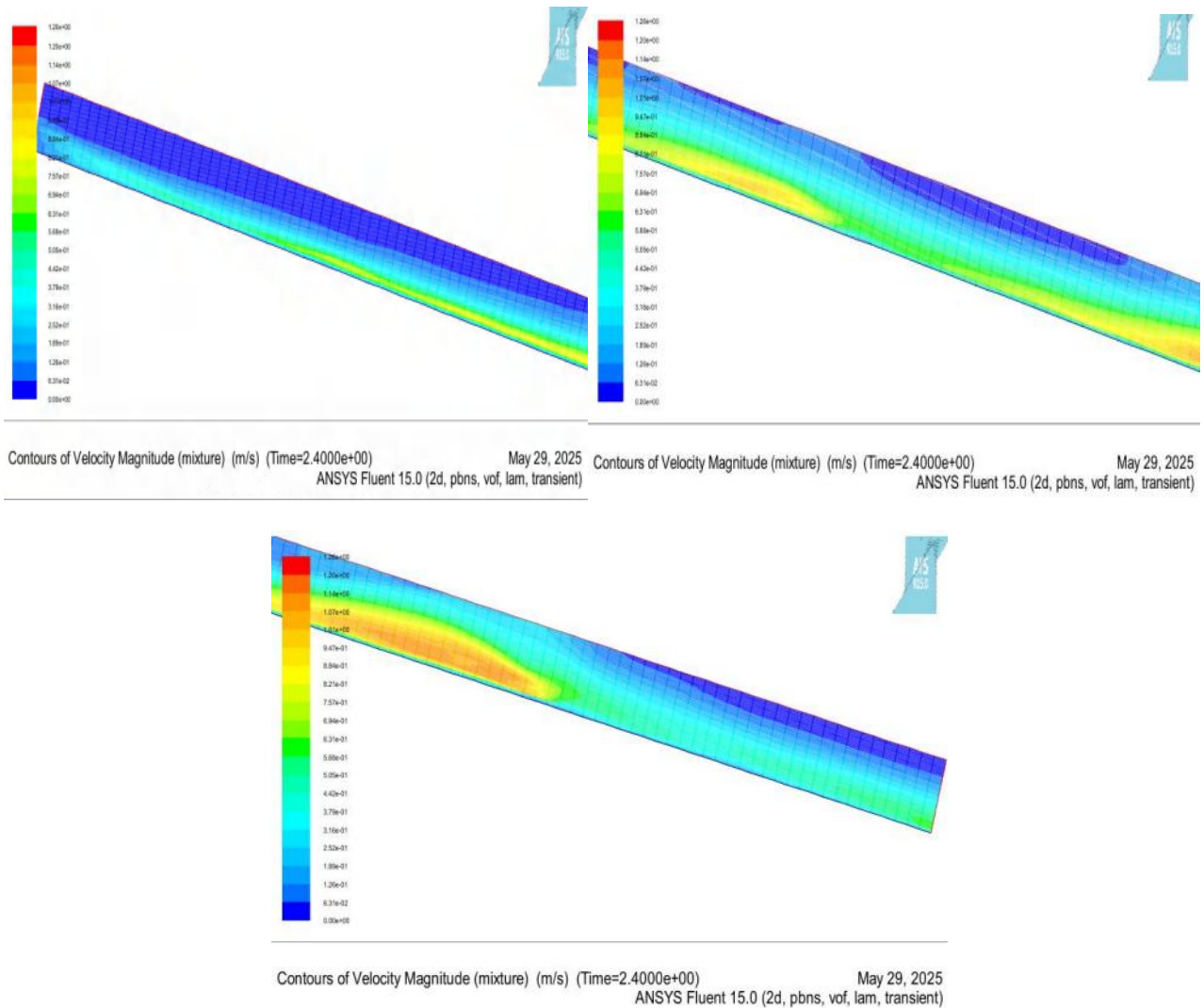


Figure III.17: Contour vitesse a déférent position (début, milieu, la fin) pour la vitesse 0.05 m/s, $t=2.4$ s.

b. Profil de vitesse

i. Cas laminaire

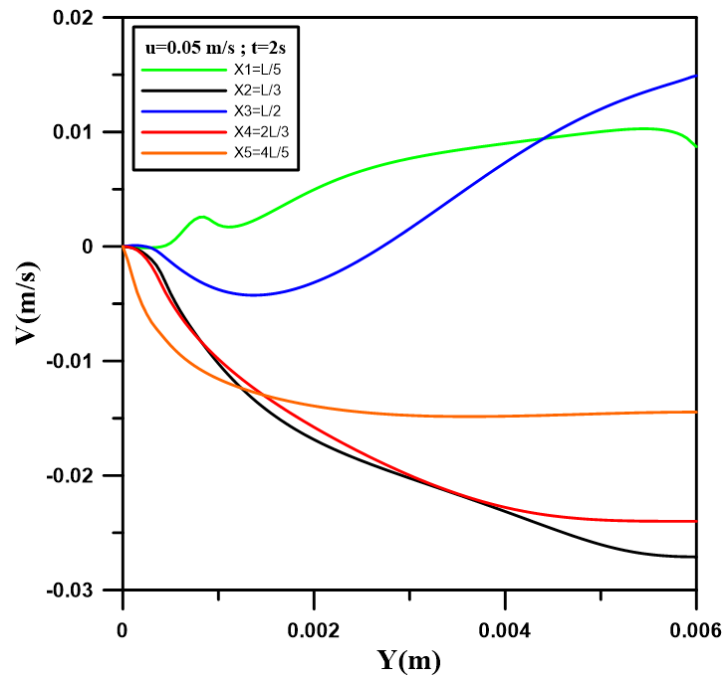


Figure III.18: Évolution de vitesse $V(y)$ à divers position X pour vitesse d'entrée de 0.05 m/s.

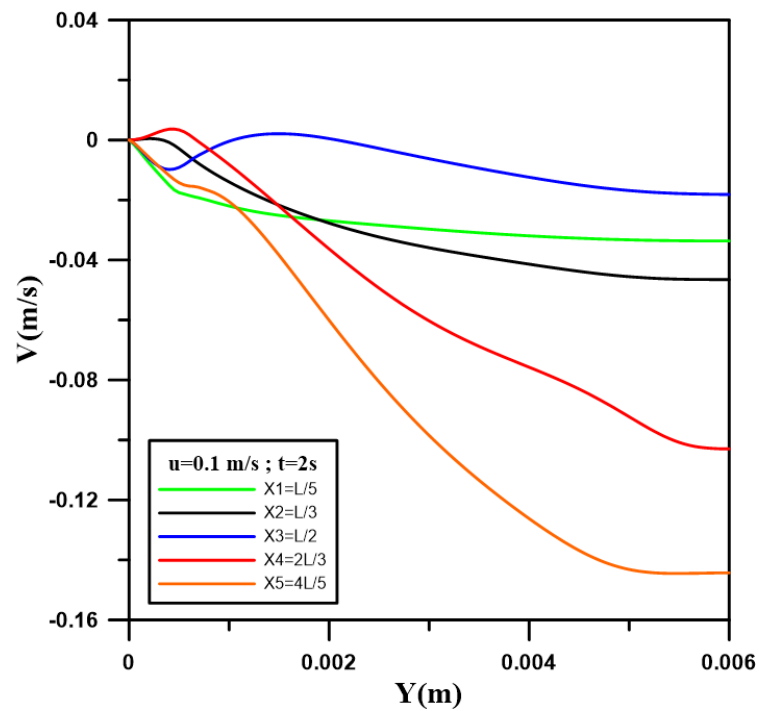


Figure III.19: Évolution de vitesse $V(y)$ à divers position X pour vitesse d'entrée de 0.1 m/s.

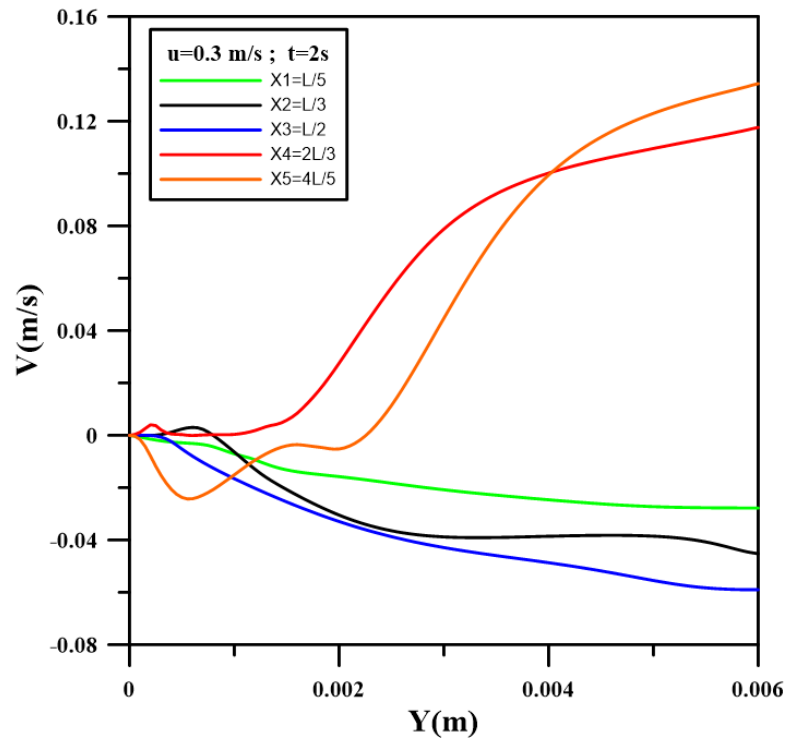


Figure III.20: Évolution de vitesse $V(y)$ à divers position X pour vitesse d'entrée de 0.3 m/s.

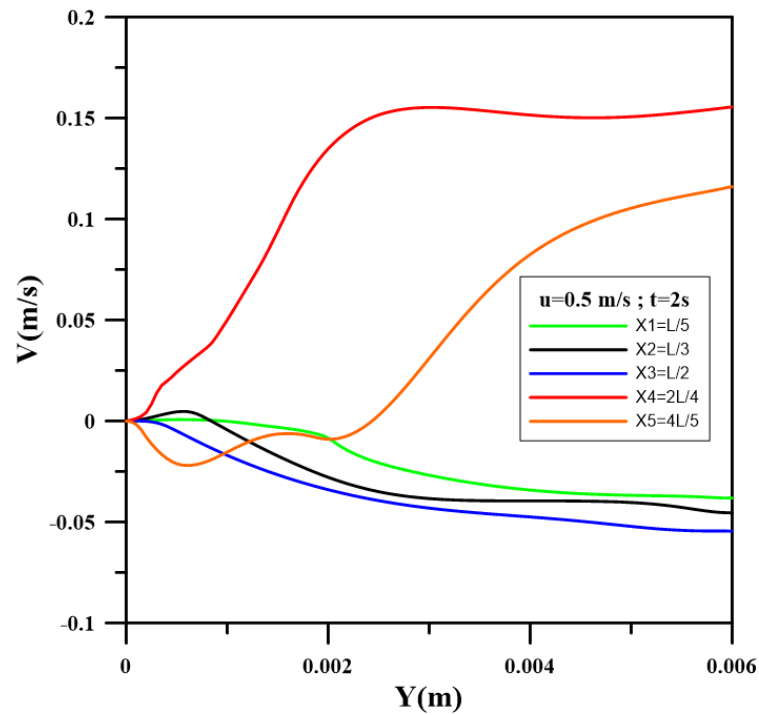


Figure III.21: Évolution de vitesse $V(y)$ à divers position X pour vitesse d'entrée de 0.5 m/s.

Les profils de la composante X de la vitesse montrent une accélération progressive du film le long de la paroi.

Aux positions proches de l'entrée (X1), la vitesse est relativement uniforme, tandis qu'aux positions plus éloignées (X4 et X5), on observe une augmentation significative, surtout pour les vitesses initiales élevées.

Cette évolution reflète l'effet de la gravité et de la redistribution du film liquide sous l'action de l'écoulement.

Concernant la composante Y (vitesse verticale), les valeurs sont très faibles voire nulles dans la direction perpendiculaire à la paroi, ce qui est cohérent avec un écoulement principalement parallèle.

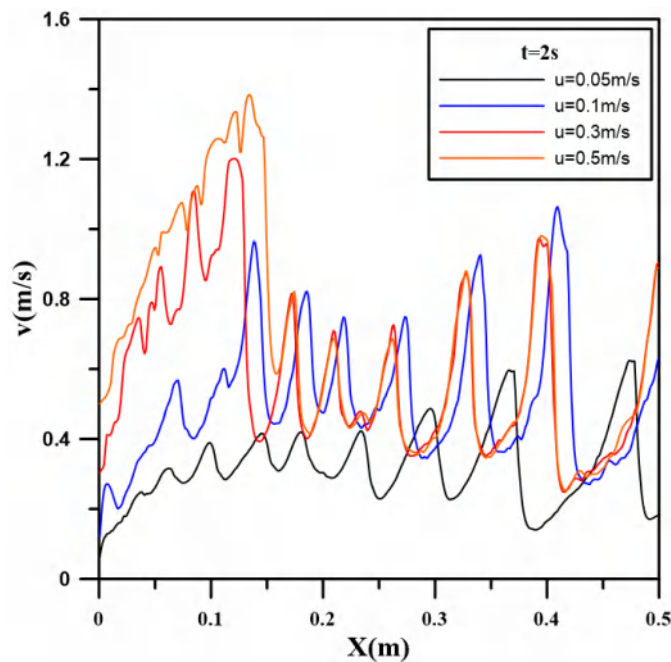


Figure III.22: Évolution de la vitesse $V(x)$ à divers position X pour vitesse d'entrée de 0.5 m/s.

La **Figure III.22** illustre l'évolution de la composante longitudinale de la vitesse le long de la paroi pour différentes vitesses d'entrée du film liquide à l'instant $t=2s$. On observe que pour chaque cas, la vitesse présente un comportement oscillatoire, traduisant la présence d'instabilités hydrodynamiques et possiblement de vagues de surface induites par le ruissellement gravitaire sur la paroi inclinée.

Plus la vitesse d'entrée augmente, plus l'amplitude des fluctuations de vitesse devient marquée, notamment dans les cas de $u=0.3m/s$ et $u=0.5 m/s$. Cela suggère que l'écoulement devient plus instable avec l'augmentation du débit, ce qui est cohérent avec le comportement typique des films liquides minces soumis à des forces gravitationnelles.

Ce comportement joue un rôle essentiel dans le transfert de chaleur, car les instabilités de surface favorisent le mélange et améliorent l'efficacité du refroidissement par convection.

ii. Cas turbulent

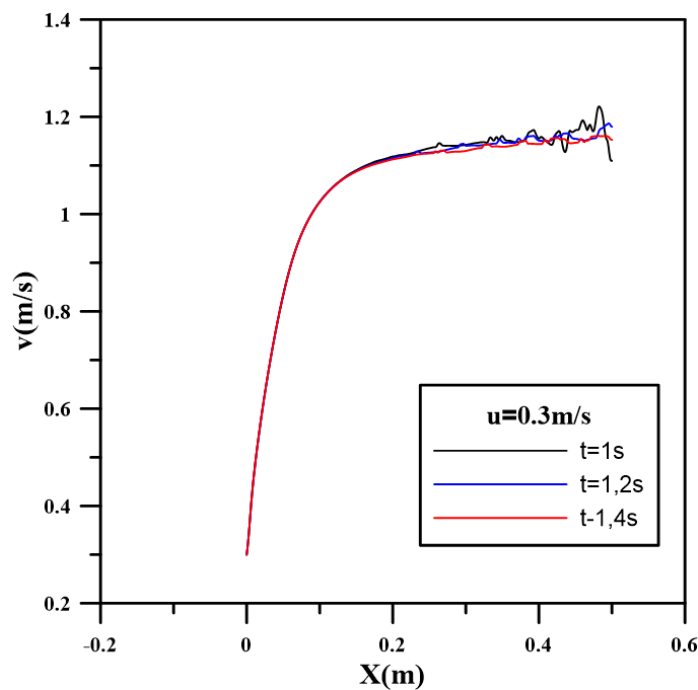


Figure III.23: Évolution de vitesse 0.3 m/s à divers position X.

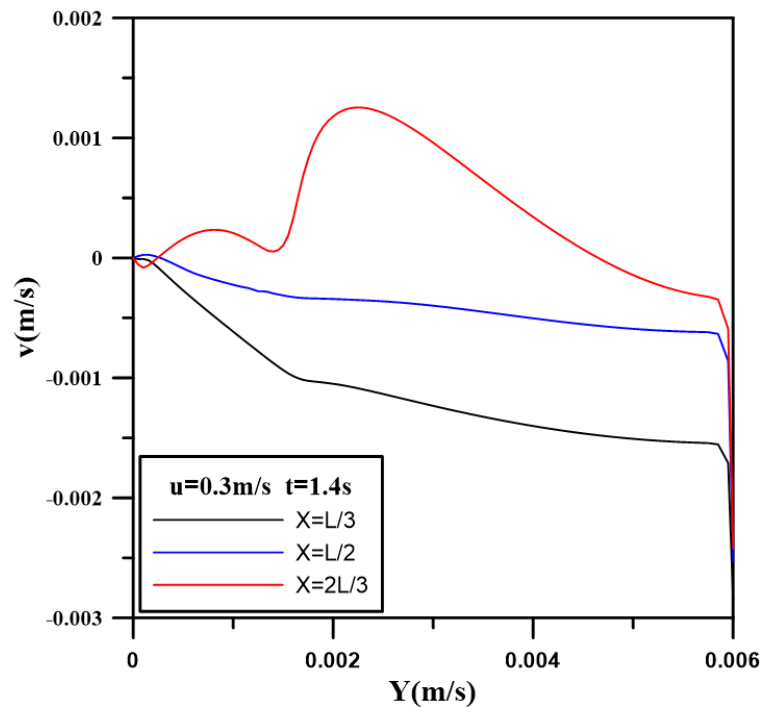


Figure III.24 : Évolution de vitesse 0.5 m/s à divers position X.

Figure III.23 : montre l'évolution de la vitesse du film liquide en fonction de la position XX pour différentes durées : $t=1\text{ s}$, $t=1.2\text{ s}$, et $t=1.4\text{ s}$. On observe que la vitesse du liquide augmente rapidement pour atteindre un état stable, ce qui indique une stabilisation du flux après une certaine distance. Les courbes montrent une bonne cohérence entre les différentes durées, ce qui suggère une répétabilité des résultats et une stabilité du modèle utilisé. Cette stabilisation est cruciale pour comprendre comment le film liquide maintient un refroidissement efficace de la paroi chaude, même dans des conditions turbulentes.

Figure III.24 : présente l'évolution de la vitesse verticale $u(y)$ en fonction de la position Y pour différentes positions $X=L/3$, $X=L/2$, et $X=2L/3$. Les résultats montrent des variations de la vitesse verticale selon la position, avec des comportements distincts pour chaque courbe. On peut noter que la vitesse verticale atteint des valeurs négatives, indiquant des zones de recirculation ou des mouvements descendants dans le flux. Ces variations sont essentielles pour évaluer l'efficacité du refroidissement, car elles influencent directement le transfert de chaleur entre la paroi chaude et le film liquide, particulièrement dans un régime turbulent où les mouvements du fluide sont plus complexes et moins prévisibles.

III.5.4 Profil des nusselt local

a. Cas laminaire

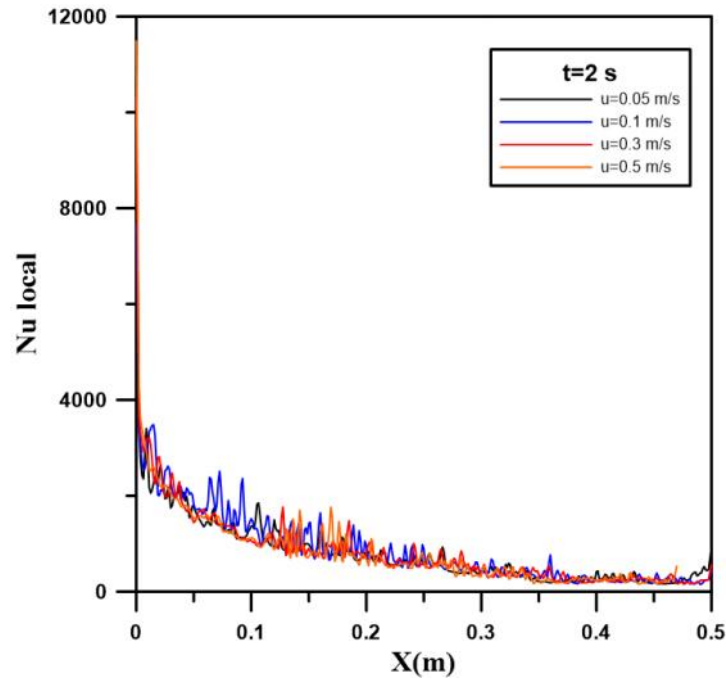


Figure III.25 : Profil du nombre de nusselt local le long de la paroi chaude a $t=2$ s pour différents vitesses.

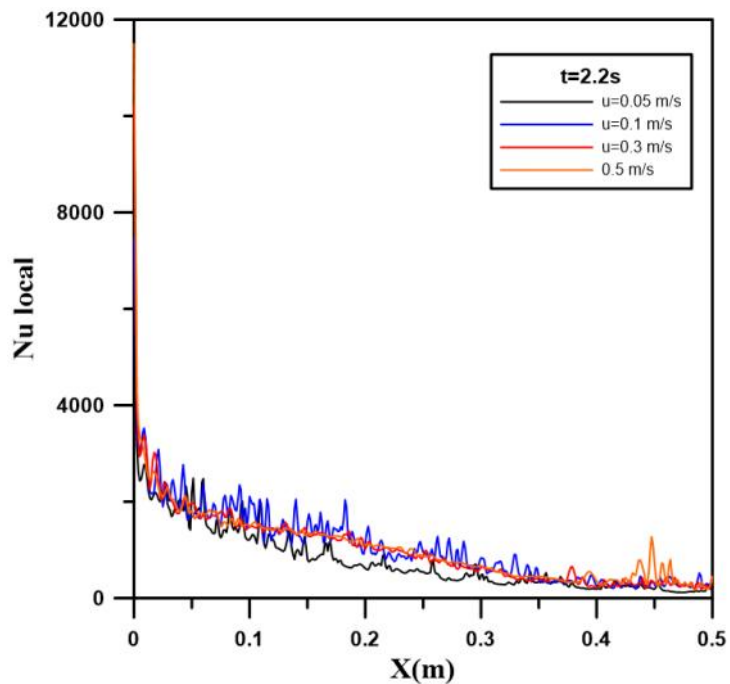


Figure III.26: Profil du nombre de nusselt local le long de la paroi chaude a $t=2.2$ s pour différents vitesses.

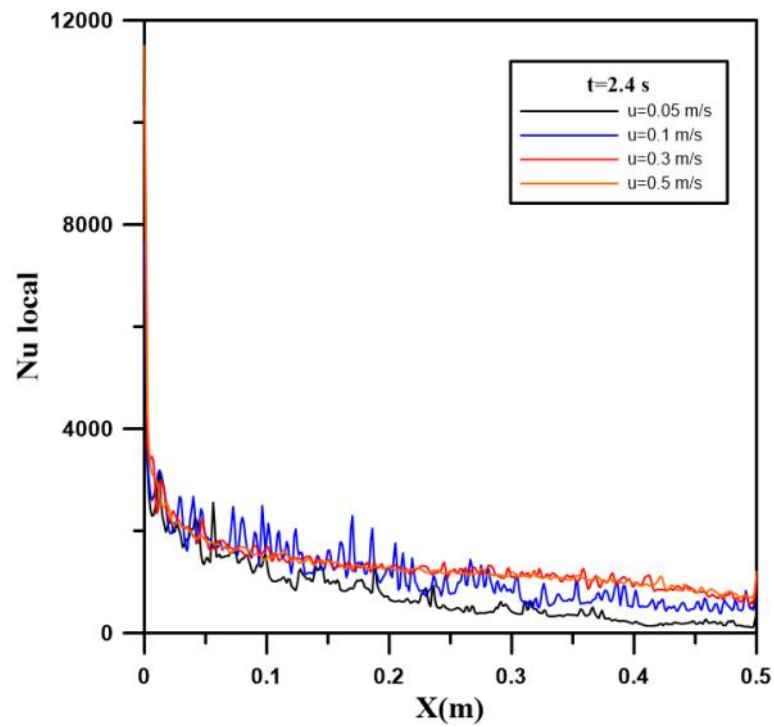


Figure III.27 : Profil du nombre de nusselt local le long de la paroi chaude à $t=2.4$ s pour différents vitesses.

$t(s) \backslash u(m/s)$	2s	2.1s	2.2s	2.3s	2.4s
0.05 m/s	8.0178	7.9098	7.9606	7.8165	7.9196
0.1 m/s	8.8922	9.7564	10.6967	11.1870	11.7506
0.3 m/s	8.3005	8.9864	10.4244	11.8026	13.275
0.5 m/s	8.4095	9.0436	10.4935	11.9072	13.2646

Tableau III.5 : Nombre nusselt global cas laminaire pour différents vitesse.

Figures III.25, III.26 et III.27 : montrent le profil du nombre de Nusselt local en fonction de la position X pour $t=2s$, $t=2.2s$ et $t=2.4s$ respectivement. On observe que le nombre de Nusselt local présente des valeurs élevées près de l'entrée de la paroi chaude, indiquant un transfert de chaleur intense dans cette région.

À mesure que le fluide progresse le long de la paroi, le nombre de Nusselt local diminue progressivement, ce qui suggère une réduction du gradient de température entre la paroi et le fluide.

Les courbes pour différentes vitesses d'entrée montrent des comportements similaires, avec des valeurs légèrement plus élevées pour des vitesses plus grandes, ce qui est attendu car une vitesse plus élevée améliore généralement le transfert de chaleur.

Le Tableau III.5 : présente le nombre de Nusselt global pour différentes vitesses d'entrée et à différents temps. On peut observer que le nombre de Nusselt global augmente avec le temps pour chaque vitesse d'entrée, indiquant une amélioration du transfert de chaleur global au fil du temps. De plus, pour un temps donné, le nombre de Nusselt global est plus élevé pour des vitesses d'entrée plus grandes, ce qui est cohérent avec les observations faites sur les profils locaux. Par exemple, à $t=2.4s$, le nombre de Nusselt global passe de 7.9196 pour $u=0.05m/s$ à 13.2646 pour $u=0.5m/s$.

b. Cas turbulent

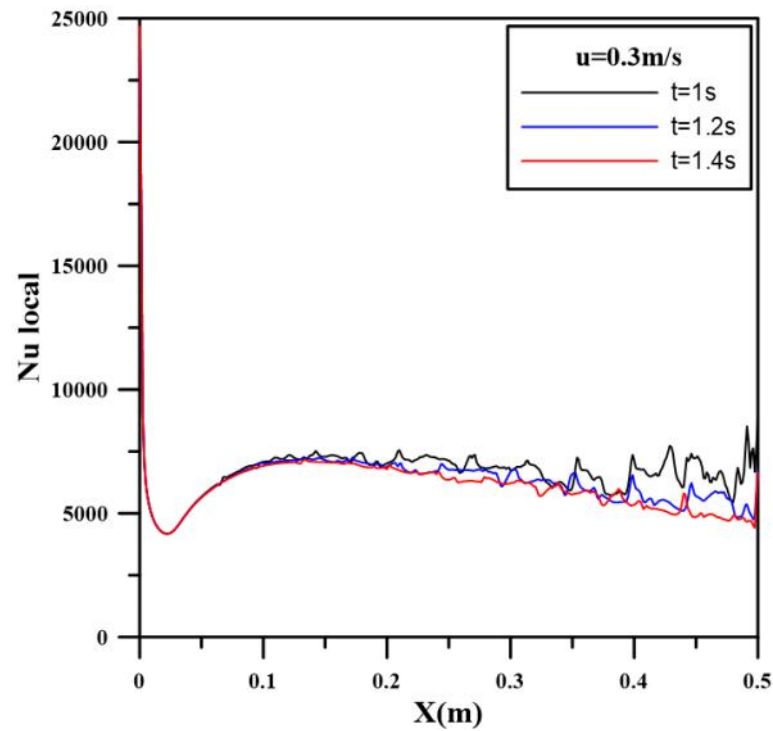


Figure III.28: Profil du nombre de nusselt local le long de la paroi chaude pour différents temps cas turbulent.

t(s) u(m/s)	1s	1.1s	1.2s	1.3s	1.4s
0.3m/s	66.9952	64.4044	62.72314	61.7865	60.6755

Tableau III.6: Nombre nusselt global cas turbulent pour $u=0.3$ m/s.

La Figure III.28 : illustre l'évolution du nombre de Nusselt local le long de la paroi chaude pour différentes valeurs de temps ($t = 1s, 1.2s, 1.4s$) dans le cas d'un écoulement turbulent avec une vitesse d'entrée. On observe que le profil est caractérisé par une valeur initiale très élevée au voisinage de l'entrée du film liquide, ce qui est typique de la formation d'une couche limite thermique mince au début de l'écoulement.

Ensuite, les valeurs de diminuent rapidement avant d'atteindre un régime quasi-stationnaire avec de faibles fluctuations, signe d'un développement turbulent du film. Il est également à noter que l'augmentation du temps d'observation entraîne une légère diminution des pics de, traduisant une stabilisation progressive du régime turbulent.

Le Tableau III.6 présente les valeurs du nombre de Nusselt global pour les différents instants étudiés. On remarque que la valeur maximale est obtenue pour $t = 1$ s avec, puis diminue graduellement pour atteindre à $t = 1.4$ s. Cette diminution du nombre de Nusselt global avec le temps suggère un affaiblissement du gradient de température au niveau de la paroi, probablement dû à l'évolution du film liquide et à une redistribution progressive de l'énergie thermique.

III.6 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté les profils de vitesse et de température selon les directions x , y et profils du nusselt pour différents régimes d'écoulement laminaire et turbulent. Nous avons entrepris une analyse plus ciblée dans le cas turbulent en conservant une vitesse constante $u=0.3$ m/s et en faisant varier uniquement le temps. L'objectif était de mieux comprendre l'impact de l'évolution temporelle sur le transfert thermique, indépendamment des variations de vitesse.

Les résultats obtenus contribuent à une meilleure compréhension des mécanismes de transfert thermique entre la paroi et un film liquide et constituent une base solide pour l'optimisation des systèmes de refroidissement.

Conclusion générale

Conclusion générale

Ce projet de fin d'études a traité de l'analyse du phénomène de refroidissement d'une paroi chaude par un film liquide ruisselant, un sujet d'une extrême importance dans le contexte du transfert de chaleur et des applications industrielles telles que les échangeurs thermiques, les systèmes de refroidissement, ou encore les procédés de traitement thermique.

Dans le chapitre 1, une revue bibliographique a permis de situer notre sujet dans son contexte scientifique et technique. Les travaux antérieurs ont mis en évidence l'influence de nombreux paramètres sur le comportement du film liquide, Cette revue a également souligné l'intérêt croissant de la simulation numérique comme outil d'analyse complémentaire aux approches expérimentales.

Le chapitre 2 est dédié à la formulation mathématique du problème. Par l'intermédiaire d'une modélisation rigoureuse fondée sur les équations de Navier-Stokes et l'équation de l'énergie, les hypothèses simplificatrices requises pour résoudre le problème ont été formulées pour un fluide visqueux newtonien et un écoulement incompressible et bidimensionnel avec l'approximation de Boussinesq. La mise en œuvre d'un modèle adimensionnel a permis de mettre en lumière les paramètres les plus importants du phénomène, à savoir les nombres de Reynolds et de Nusselt, et de poser les bases nécessaires pour la simulation.

Enfin, dans le chapitre 3, une étude numérique détaillée a été réalisée à l'aide du logiciel Ansys Fluent. L'influence de la vitesse du film liquide sur les profils de vitesse, de température, et de Nusselt local a été analysée par les conditions d'écoulement. Les résultats démontrent de manière évidente que l'augmentation de la vitesse d'écoulement favorise le refroidissement de la paroi mais diminue le temps de contact fluide/surface, affectant ainsi l'efficacité globale de l'échange thermique.

Les résultats obtenus ont permis de visualiser l'évolution des champs de température de vitesse et nusselt.

L'étude a montré que :

- Le profil de température varie fortement dans la direction normale à la paroi, avec un fort gradient thermique à l'interface fluide-solide.
- Le profil de vitesse reste laminaire et parabolique, typique des écoulements de films minces sous gravité.
- L'augmentation de la vitesse du liquide améliore globalement le transfert thermique dans le régime laminaire, comme en témoigne l'augmentation du nombre de Nusselt moyen.

Ces résultats confirment que le refroidissement par film liquide est une méthode efficace pour extraire la chaleur d'une paroi, à condition de maîtriser les paramètres d'écoulement. Le modèle numérique utilisé, basé sur la méthode VOF, s'est révélé pertinent pour suivre l'interface et simuler le phénomène de manière réaliste.

Dans la perspective de futurs travaux, une étude en régime instationnaire ou en écoulement turbulent, et l'étude à des configurations tridimensionnelles pourrait permettre d'approfondir la compréhension des instabilités inter faciales et des pics locaux de transfert thermique.

Références bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] Mills, A. F. (1999). *Heat transfer*. Prentice Hall.
- [2] Shah, R. K., & London, A. L. (1978). *Advances in heat transfer*. Academic Press.
- [3] Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2002). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 5e édition, Wiley.
- [4] Herschel, W. (1800). Expérience sur la réfraction des rayons invisibles du soleil. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 90, 284–292.
- [5] Hwang, J. Y., & Lee, C. P. (2007). "Experimental study on the heat transfer performance of a film boiling cooling system." *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(13), 2592-2599.
- [6] Yih, C.-S. (1955). Stability of parallel laminar flow with a free surface. *Journal of Fluid Mechanics*.
- [7] White, F. M. (2011). *Fluid Mechanics* (7th ed.). McGraw-Hill.
- [8] Yih, C.-S. (1963). Stability of liquid flow down an inclined plane. *Physics of Fluids*, 6, 321.
- [9] Kalliadasis, S., Ruyer-Quil, C., Scheid, B., & Velarde, M. G. (2012). *Falling Liquid Films*. Springer.
- [10] Levich, V. G. (1962). *Hydrodynamique physico-chimique*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey.
- [11] Dussan V., E. B. (1979). On the spreading of liquids on solid surfaces: Static and dynamic contact lines. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 11, 371–400.
- [12] Hirt, C. W., & Nichols, B. D. (1981). Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. *Journal of Computational Physics*, 39(1), 201–225.
- [13] CHABANE Hakima, HADDAD Mohamed Said: “étude numérique des échanges thermiques par convection mixte dans un canal cavité». Mémoire de fin d’étude ; GM-UMMTO.

- [14] Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2002). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 5e édition, Wiley.
- [15] Vazquez, José, ECOLE NATIONALE DU GENIE DE L'EAU ET DE L'ENVIRONNEMENT DE STRASBOURG...HYDRAULIQUE GENERALE, page 20.
- [16] Crawford, M. E. (1993). *Convective heat and mass transfer* (2nd ed.). McGraw-Hill.
- [17] Shah, R. K., & London, A. L. (1978). *Advances in heat transfer*. Academic Press.
- [18] Kays, W. M., & Crawford, M. E. (1993). *Convective heat and mass transfer* (3rd ed.). McGraw-Hill.
- [19] Patankar, S. V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Taylor & Francis.
- [20] Kays, W. M., & Crawford, M. E. (1993). *Convective heat and mass transfer* (3rd ed.). McGraw-Hill.
- [21] M. AKERMA ; Mémoire de fin d'études ; Etude des échanges convectif autour d'un cylindre horizontal, Mémoire de fin d'étude ; GM-UMMTO ; 2012/2013.
- [22] J. D. Killion and S. Garimella. A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption. *International Journal of Refrigeration*, 24(8) :755 – 797, 2001.
- [23] E. A. Demekhin, E. N. Kalaidin, S. Kalliadasis, and S. Y. Vlaskin. Three dimensional localized coherent structures of surface turbulence. i. scenarios of two-dimensional–three-dimensional transition. *Physics of Fluids*, 19(11) :114103, 2007.
- [24] C. Albert, A. Tezuka, and D. Bothe. Global linear stability analysis of falling films with inlet and outlet. *Journal of Fluid Mechanics*, 745 :444–486, 2014.
- [25] R. Roberts and H.-C. Chang. Wave enhanced interfacial transfer. *Chemical Engineering Science*, 55 :1127–1141, 2000.
- [26] A. Miyara. Numerical analysis on flow dynamics and heat transfer of falling liquid films with interfacial waves. *Heat and Mass Transfer*, 35(4) :298–306, 1999.
- [27] P. L. Kapitza. Wave flow of thin layers of a viscous fluid. In D. TER HAAR, editor, *Collected Papers of P.L. Kapitza*, number 43, pages 662 – 709. Pergamon, 1965.

- [28] H. Yu, T. Gambaryan-Roisman, and P. Stephan. Numerical Simulations of Hydrodynamics and Heat Transfer in Wavy Falling Liquid Films on Vertical and Inclined Walls. *Journal of Heat Transfer*, 135(10), 2013
- [29] G. Dietze and R. Kneer. Flow separation in falling liquid films. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 2, 2011.
- [30] P. Adomeit and U. Renz. Hydrodynamics of three-dimensional waves in laminar falling films. *International Journal of Multiphase Flow*, 26(7) :1183 – 1208, 2000.
- [31] N. Cellier and C. Ruyer-Quil. A new family of reduced models for non-isothermal falling films. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 154 :119700, 2020.
- [32] G. F. Dietze, A. Leefken, and R. Kneer. Investigation of the backflow phenomenon in falling liquid films. *Journal of Fluid Mechanics*, 595 :435–459, 2008.

Résumé

Etude de refroidissement d'une paroi chaude par un film liquide ruisselant

Ce projet de fin d'études porte sur l'analyse thermique d'une paroi chaude inclinée, refroidie par un film liquide à sa surface. L'objectif principal est de modéliser numériquement l'écoulement du film liquide le long de la paroi inclinée et d'évaluer les transferts de chaleur entre la surface chauffée et le fluide en écoulement. L'approche utilisée repose sur la méthode Volume of Fluid (VOF), intégrée dans le logiciel ANSYS FLUENT.

Les résultats obtenus ont permis de mieux comprendre le comportement thermique du film liquide et d'identifier les zones d'échange thermique optimal en fonction des caractéristiques du fluide et de l'angle d'inclinaison de la paroi.

Mots clés : Refroidissement, Film ruisselant, Paroi chaude, Simulation numérique, ANSYS Fluent, Transfert thermique, Surface libre, VOF.

Abstract

Study of the cooling of a heated inclined wall using a falling liquid film

This final year project focuses on the thermal analysis of a hot inclined wall cooled by a liquid film on its surface. The main objective is to numerically model the liquid film flow along the inclined wall and to evaluate the heat transfer between the heated surface and the flowing fluid. The approach used is based on the Volume of Fluid (VOF) method, integrated in the ANSYS FLUENT software. The results helped to better understand the thermal behaviour of the liquid film and to identify zones of optimal heat exchange based on the fluid characteristics and wall's inclination angle.

Keywords: Cooling, Falling film, heated wall, Numerical simulation, ANSYS Fluent, Heat transfer, free surface, VOF.

Résumé

Etude de refroidissement d'une paroi chaude par un film liquide ruisselant

Ce projet de fin d'études porte sur l'analyse thermique d'une paroi chaude inclinée, refroidie par un film liquide à sa surface. L'objectif principal est de modéliser numériquement l'écoulement du film liquide le long de la paroi inclinée et d'évaluer les transferts de chaleur entre la surface chauffée et le fluide en écoulement. L'approche utilisée repose sur la méthode Volume of Fluid (VOF), intégrée dans le logiciel ANSYS FLUENT.

Les résultats obtenus ont permis de mieux comprendre le comportement thermique du film liquide et d'identifier les zones d'échange thermique optimal en fonction des caractéristiques du fluide et de l'angle d'inclinaison de la paroi.

Mots clés : Refroidissement, Film ruisselant, Paroi chaude, Simulation numérique, ANSYS Fluent, Transfert thermique, Surface libre, VOF.

Abstract

Study of the cooling of a heated inclined wall using a falling liquid film

This final year project focuses on the thermal analysis of a hot inclined wall cooled by a liquid film on its surface. The main objective is to numerically model the liquid film flow along the inclined wall and to evaluate the heat transfer between the heated surface and the flowing fluid. The approach used is based on the Volume of Fluid (VOF) method, integrated in the ANSYS FLUENT software, the results helped to better understand the thermal behaviour of the liquid film and to identify zones of optimal heat exchange based on the fluid characteristics and wall's inclination angle.

Keywords: Cooling, Falling film, Heated wall, Numerical simulation, ANSYS Fluent, Heat transfer, free surface, VOF.