



Département de Génie Mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTER

En Génie Mécanique

Option : Energétique

Présenté par :

KABOUYA Ilyas abou bakr

Thème

**Simulation numérique d'un
écoulement dans un échangeur de
chaleur à surface raclée**

Devant le jury composé de :

NOM et Prénom	Grade	Qualité
.....	Président
BAKHTI Fatima zohra	MCA	Encadreur
.....	Examineur

Année Universitaire : 2020 / 2021

N° d'ordre : GM/...../2021

Remerciements

On vous remercie, Madame D'.Bakhti Fatima Zahra d'avoir accepté de diriger notre travail. On lui témoigne toute notre reconnaissance, entre autres, pour son appui efficace dont l'ensemble des démarches administratives.

On ne peut oublier de remercier tous les enseignants d'avoir contribué à notre formation, ainsi que toute l'équipe du département de génie mécanique.

Enfin, on remercie tous les amis qui nous ont aidés pour l'élaboration de notre travail.

DEDICASSE

Je dédie ce mémoire à :

Mes parents :

Ma mère, qui a œuvré pour ma réussite, de par son amour, son soutien tous les sacrifices qu'elle a faits pour moi et ses précieux conseils, pour toute son aide et sa présence dans ma vie.

Mon père, qui peut se vanter a trouver ici à la suite de nombreuses années de sacrifices et de difficultés pour m'aider à aller de l'avant dans la vie, Merci mon Père.

En fin a tous mes amis et toute la promotion de 2021/2022.

Kabouya ilyas aboubakr

Sommaire

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iii
Nomenclature	iv
Liste des figures	v
Liste des tableaux	vi
Introduction général	vii

Chapitre I : recherche Bibliographique

I.1. Introduction	4
I.2. Transfert de chaleur	4
I.2.1. Définition	4
I.2.2. Les modes de transfert de chaleur	4
I.2.2.1. La conduction	5
I.2.2.2. La convection	5
I.2.2.3. Le rayonnement	7
I.2.3. La conductivité thermique	8
I.2.4. Notion de résistance thermique	11
I.2.5. Les nombres adimensionnels	11
I.2.5.1. Le nombre de Reynolds (Re)	12
I.2.5.2. Le nombre de Nusselt	12
I.2.5.3. Le nombre de Grashof	12
I.3. Généralités sur les échangeurs de chaleur	13
I.3.1. Définition	13
I.3.2. Principe de fonctionnement	13

I.3.3. Classification des échangeurs de chaleur	14
I.3.1. Classification selon le principe d'action	14
I.3.2. Classification selon la construction	14
I.3.3.3. Différents types des échangeurs à plaques	14
I.6.2.1. Les échangeurs à plaques et joints	14
I.3.4. Calcul de l'échangeur de chaleur	17
I.3.4.1. Méthode du ΔT_{ML}	17
I.3.4.2. Méthode de NUT (La méthode de l'efficacité)	17
I.3.4.3. Efficacité d'un échangeur de chaleur	18
I.3.4.4. Calcul de K et prise en compte de l'encrassement	18
I.4. Échangeurs thermiques à surface raclée	19
I.4.1. Définition	
I.4.2. Description générale de l'appareil	20
I.4.3. Différents types d'échangeur à surface raclée	20
I.4.4. Type de traitement et produits utilisés	21
I.5 Conclusion	22

Chapitre II : Formulation Mathématique

II.1. Introduction	24
II.2. Les géométries du problème étudié	26
I.3. Eléments mathématiques de base équations gouvernantes	26
II.3.2. Equation de quantité de mouvement	26
II.3.3. L'équation de l'énergie	26
II.4. Hypothèses simplificatrices	27

II.5. Equations du problème étudié	27
II.6. Conditions aux limites	28
II.7. Calcul des Grandeurs Hydrodynamique et Thermique	29
II.7.1. Nombre de Reynolds	24
II.7.2. Coefficient d'échanges convectif h	30
II.7.3. Nombre de Nusselt	31
II.7.4. La résistance thermique	31
II.8. Conclusion	31
II.6.4. La résistance thermique	26
II.7. Conclusion	27

Chapitre III : Procédures de Simulation Numérique

III.1. Introduction	28
III.2. Présentation des logiciels Gambit , Fluent et solidworks :	34
III.3 Etapes principales de simulation	35
III.3. Création de la géométrie sur solidworks	36
III.4.1. Vue globale	38
III.4.2. Nommer le système	39
III.4.3. Choix du solveur	39
III.4.4. Importation de la géométrie	40
III.4.5. Maillage des lignes	40
III.4.6. Maillage des surfaces	41
III.4.7. Maillage des volumes	
III.4.8. Les Conditions aux limites	42
III.4.9. Définition des zones	43

III.4.10. Exportation du maillage	43
III.5. Les étapes de simulation sous Fluent	44
III.5.1. L'ouverture de la version de fluent	45
III.5.2. Vérification du maillage importé	45
III.6.3. Choix du solveur :	45
III.6.4. Autorisation du transfert de chaleur	46
III.6.5. Définition des caractéristiques du fluide	47
III.6.6. Définir les conditions aux limites	47
III.6.7. Conditions aux limites usuelles	47
III.6.8. Choix des facteurs de sous relaxation	48
III.6.9. L'initialisation	48
III.6.10. Choix de résiduel	48
III.6.11. Lancement du calcul	50
III.6.12. Convergence des calculs	50
III.6.13. Visualisation des résultats	51
III.6.14. Calcul de la température moyenne du cylindre	51
III.6.15. Calcul de la température moyenne de glycérine	51
III.6.16. Calcul de la température de sortie	52
III.6.17. Sauvegarde de fichier	52
III.8. Conclusion	53

Chapitre IV : Résultats et Discussions

IV-1 Introduction	55
IV-2 Les paramètres utilisés	55
IV-3 Contours de températures	56
IV-4 contours et les vecteurs vitesses	

IV-5 Les lignes de courant	
IV-6 Variation du coefficient de convection moyen	65
IV.7. Conclusion	66

Nomenclature

Symboles Latins :

A	Surface d'échange thermique (m^2).
C_p	La chaleur spécifique à pression constante ($J/kg.K$).
D_h	Diamètre hydraulique (m).
e_{max}	Epaisseur maximum de l'ailette (m).
e_{min}	Epaisseur minimum de l'ailette (m).
g	L'accélération de la pesanteur ($m.s^{-2}$).
H	Hauteur de l'ailette (m).
h	Hauteur de la base (m).
h_m	Coefficient d'échange convective ($W.m^{-2}.K^{-1}$).
h_p	Hauteur de la plaque (m).
L	La dimension caractéristique du système étudié (m).
K_f	Conductivité thermique du fluide ($W/m K$).
K_s	Conductivité thermique du solide ($W/m K$).
q_c	Quantité de chaleur (W).
ΔT	L'écart de température caractéristique (K).
T_0	Température d'entrée (K).
T_f	La température du fluide loin de la surface du solide (K).
\bar{T}_m	Température moyenne de mélange basé sur la masse volumique (K).
\bar{T}_{out}	Température moyenne de sortie (K).
\bar{T}_W	Température moyenne de la surface d'échange (K).
u, v, w	Composante de vecteur vitesse suivant x, y, z.
x, y, z	Cordonnées cartésiennes.
q	génération de la chaleur par unité de volume (W/m^3).
\dot{m}	Débit massique (kg/s).
h	Le coefficient de convection ($W. K^{-1} .m^{-2}$).
S	La surface de contact solide/fluide (m^2).
T_p	La température de paroi (K).
u_0	vitesse d'entrée du fluide (m/s).

n	Nombre des ailettes.
ΔNu	L'écart de nombre de Nusselt.
Nu_{ref}	Nombre de Nusselt (valeur de référence).
\bar{N}	Nombre de Nusselt moyen.
R_{th}	Resistance thermique ($m^2.K.w^{-1}$).

Symboles Grecs :

α	La diffusivité thermique (m^2/s).
β	Le coefficient de dilatation ou d'expansion thermique (K^{-1}).
λ	La conductivité thermique ($W.K^{-1}.m^{-1}$).
λ_f	Conductivité thermique du fluide ($W/m.K$).
ρ	La masse volumique (kg/m^3).
Φ	Flux de chaleur transmis par convection (W).
ν	La viscosité cinématique (m^2/s).
ρ_0	La masse volumique de fluide à T_0 .
μ	La viscosité dynamique ($kg.m^{-2}.s^{-1}$).
θ	L'angle entre deux ailettes.
ω	Vitesse de rotation (tr/min).

Les nombres adimensionnels :

Nombre de Reynolds $(Re = \frac{u_0 Dh}{\nu_f})$.

Nombre de Nusselt $(N_u = \frac{hm Dh}{\lambda_f})$.

Le nombre de Grashof $(Gr = \frac{g\beta\Delta T Dh^3}{\nu^2})$.

Liste des figures

Figure I.1. Les modes de transfert de chaleur.	4
Figure I.2. Schéma du transfert de chaleur conduction.	5
Figure I.3. Schéma du transfert de chaleur convectif.	6
Figure I.4. Schéma du La convection mixte.	7
Figure I.5. Schéma du le rayonnement.	8
Figure I.6. Schéma équivalent	10
Figure I.7. Echangeur tubulaire	15
Figure I.8. Echangeur à plaques	16
Figure I.9. a) Schéma d'un échangeur de chaleur à surface raclée, b) exemple des différents types de rotor : à gauche rotor creux, à droite rotor solide.	16
Figure I.10 . Schéma en coupe de l'échangeur de chaleur à surface raclée.	17
Figure II.1 : La configuration étudiée et les conditions aux limites	18
Figure II.2 : Echangeur de chaleur à surface raclée à 02 lames	19
Figure II.3 : Echangeur de chaleur à surface raclée à 04 lames .	20
Figure III.1 : Dessin de base sur solidworks	21
Figure III.2 : Fonction extrude des surfaces sur solidworks.	21
Figure III.3 : Création de vide entre centre et les lames solidworks.	22
Figure III.4 : Création de l'entrée de stator sur solidworks.	22
Figure III.5 : Exportation de la géométrie en type STEP sur solidworks..	22
Figure III.6 : globale vue Gambit.	23
Figure III.7 : Nommer le système.	25
Figure III.8 : Importation de la géométrie.	26
Figure III.9 : Maillage des lignes.	27
Figure III.10 : Maillage des surfaces.	28

Figure III.11 : Maillage des volumes.

Figure III.12 : Définir les conditions aux limites.

Figure III.13 : Définition des zones.

Figure III.14 : L'exportation du maillage.

Figure III.15: Choix de la version de fluent.

Figure III.16 : ouverture de fluent.

Figure III.17 : Vérification du maillage.

Figure III.18 : Choix du solveur.

Figure III.19 : Autorisation de l'équation de l'énergie

Figure III.20 : Définir les propriétés physiques du fluide.

Figure III.21 : Choix de la pression de référence.

Figure III.22 : Les conditions aux limites imposées.

Figure III.23 : Choix de la solution.

Figure III.24 : Initialisation de la solution.

Figure III.25 : Choix de résiduel

Figure III.26 : Choix du nombre d'itérations.

Figure III.27 : Allure de l'évolution des résidus de calcul.

Figure III.28 : calcul de la température du cylindre

Figure III.29 : Calcul de la température moyenne.

Figure III.30 : Calcul de la température de sortie

Figure III.31: sauvegarde du fichier

Figure IV.1 Les contours de température dans l'échangeur à 02 lames	57
Figure IV.2 Les contours de température dans l'échangeur à 02 lames	58
Figure IV.3 Les contours de température dans l'échangeur à 4 lames	58
Figure IV.4 Les contours de température dans l'échangeur à 4 lames	59
Figure IV.5 Les contours et les vecteurs vitesses dans l'échangeur à 02 lames	60
Figure IV.6 Les contours et les vecteurs vitesses dans l'échangeur à 02 lames	61
Figure IV.7 Les contours et les vecteurs vitesses dans l'échangeur à 4 lames	61
Figure IV.8 Les contours et les vecteurs vitesses dans l'échangeur à 4 lames	62
Figure IV.9 Les lignes de courant dans l'échangeur à 02 lames	63
Figure IV.10 Les lignes de courant dans l'échangeur à 02 lames	63
Figure IV.11 Les lignes de courant dans l'échangeur à 04 lames	64
Figure IV.12 Les lignes de courant dans l'échangeur à 04 lames	64
Figure IV.13 Variation du coefficient de convection h en fonction	65

Liste des tableaux

Tableau I.1: conductivité thermique de quelques matériaux à une température donnée.

Tableau I- 2 Exemples de produits traités par les échangeurs à surface raclée.

Introduction Générale

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies. Bien qu'il se manifeste sous diverses formes conduction, rayonnement et convection, cette dernière est la plus visée dans certains domaines bien spécifiques tels que le refroidissement des processeurs, des composants électroniques, les radiateurs et les échangeurs de chaleurs, ...etc.

Améliorer le transfert convectif dans les dispositifs de chauffage ou de refroidissement industriels revient à intensifier l'échange thermique entre un fluide caloporteur et une surface chaude. Différentes approches existent dans la littérature :

- l'utilisation du fluide caloporteur offrant les propriétés thermophysiques les plus avantageuses (grande conductivité thermique, capacité massique ou chaleur latente).

- l'augmentation du débit de circulation de telle sorte à se mettre dans un régime à haut coefficient de transfert convectif.

- l'extension de la surface d'échange fluide-paroi.

- Des dispositifs supplémentaires incorporés dans un tube simple (des surfaces raclées, des rubans torsadés, bobines de fil.etc...).

La particularité des échangeurs de chaleur à surface raclée réside dans la présence des lames fixées sur un arbre tournant (rotor) qui viennent de racler la surface d'échange thermique, ce qui permet le renouvellement de la couche limite thermique, et le mélange de l'ensemble de produit traité.

L'intérêt de ces échangeurs est le fait que ces lames viennent racler périodiquement la surface d'échange, ce qui permet d'éviter le problème d'encrassement. Le renouvellement du produit et l'action des lames sur la paroi d'échange thermique permet un bon transfert thermique et améliore considérablement la distribution de la température. Le rotor peut prendre plusieurs formes ; il peut être plein ou creux. Sa forme impacte fortement le fractionnement des bulles et donc la texture du produit final.

Cette technologie permet d'obtenir d'excellents résultats de transfert de chaleur, et cela même avec des fluides qui ne pourraient pas être exploités avec un matériel standard.

- Les échangeurs de chaleur à surface raclée sont largement utilisés dans les industries pharmaceutique, cosmétique et alimentaire. Ils interviennent dans des processus de chauffage, refroidissement, pasteurisation, stérilisation, cristallisation, gélatinisation,

congélation, évaporation,... etc. On les utilise, entre autres, pour la production de sauces, aliments pour bébés, produits laitiers, concentrés, chocolat, margarine, beurre pâtissier, caramel, soupes et gélatine.

Le but principal dans le calcul des échangeurs de chaleur consiste à satisfaire la dualité entre le transfert de chaleur et la perte de charge.

C'est dans ce contexte que nous avons mené notre étude intitulée :

« Simulation numérique d'un écoulement dans un échangeur de chaleur à surface raclée »

Pour atteindre nos objectifs, ce mémoire a été divisé en quatre chapitres :

➤ Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique sur les trois modes de transfert de chaleur ainsi que des notions de base sur les échangeurs de chaleur et en particulier l'échangeur de chaleur à surface raclée.

➤ Le deuxième chapitre est consacré à la formulation mathématique du problème étudié, en présentant les configurations étudiées, suivi des équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie couplées aux conditions aux limites imposées..

➤ Le troisième chapitre est réservé à la procédure de simulation numérique en utilisant les logiciels SolidWorks et Gambit pour la conception et le maillage de la géométrie et le code Fluent pour la simulation numérique.

Le quatrième chapitre est le chapitre le plus important dans cette étude. Il comporte les résultats numériques obtenus et leurs interprétations pour les deux cas étudiés : échangeur de chaleur à surface raclée à 02 et 04 lames.

➤ Enfin nous terminons ce mémoire par une conclusion générale qui résume tous les résultats obtenus par simulation numérique.

Chapitre I

Recherche Bibliographique

I-1 Introduction :

Le transfert de chaleur est l'un des modes d'échange d'énergie que l'on rencontre fréquemment dans de nombreuses applications industrielles. On distingue trois modes de transfert de chaleur ; par conduction, par rayonnement et par convection: la convection naturelle (ou la convection libre), la convection forcée et la convection mixte. La convection forcée à l'intérieur des conduites intervient dans plusieurs applications pratiques telles que les capteurs solaires, les échangeurs de chaleur compacts et à thermosiphons, le refroidissement des composants électroniques et des réacteurs nucléaires ainsi que les procédés chimiques. D'une manière générale, dans le but d'améliorer le transfert de chaleur et d'obtenir des performances thermo-hydrauliques élevées d'un échangeur de chaleur sans affecter de manière significative la réalisation globale du système, il est nécessaire soit d'implanter des rangées d'ailettes ou de chicanes dans la veine de l'écoulement dans les échangeurs de chaleur ou utiliser des lames de façon à créer la turbulence et à prolonger la trajectoire des fluides en favorisant un meilleur échange thermique convectif et par conséquent une amélioration notable de l'efficacité thermique [1].

I-2 Transfert de chaleur :

I-2-1 Définition:

Le transfert de chaleur est l'une des méthodes d'échange d'énergie les plus connues. Il interfère spontanément entre deux systèmes dès qu'il y a une différence de température entre eux, quel que soit le milieu qui les sépare [1]. Le principe de l'étude du transfert de chaleur est basé sur la quantité de chaleur et la différence de température déterminées par la thermodynamique. Cependant, la thermodynamique peut prédire l'énergie totale qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un équilibre à un autre. Par conséquent, il prend soin des équilibres et ignore les divers mécanismes qui y conduisent.

I-2-2 Les modes de transfert de chaleur :

Il existe trois modes de transfert d'énergie thermique : la conduction, la convection et le rayonnement thermique.

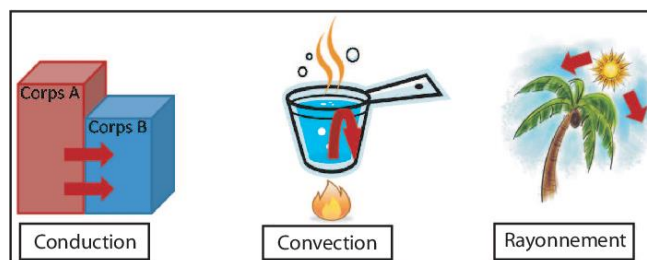


Figure I.1. Les modes de transfert de chaleur.

I-2-2-1 La conduction :

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. [2]

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : le flux de chaleur est proportionnel au gradient de température :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \cdot S \cdot \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (\text{I-1})$$

Ou sous forme algébrique :

$$\varphi = -\lambda \cdot S \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{I-2})$$

Avec :

φ Flux de chaleur transmis par conduction (**W**)

λ Conductivité thermique du milieu (**W m⁻¹ °C⁻¹**)

x Variable d'espace dans la direction du flux (**m**)

S Aire de la section de passage du flux de chaleur (**m²**)

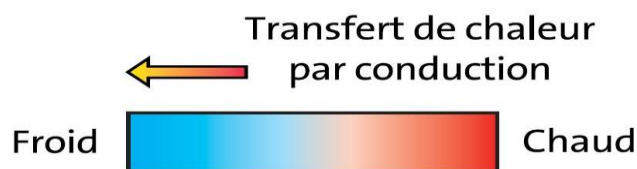


Figure I.2. Schéma du transfert de chaleur conduction.

I-2-2-2 La convection :

Ce mode d'échange de chaleur existe entre les fluides ou lorsque un fluide circule autour d'un solide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$\varphi = h \cdot S \cdot (T_p - T_\infty) \quad (1.3)$$

Avec :

ϕ Flux de chaleur transmis par convection (**W**)

h Coefficient de transfert de chaleur par convection (**W m⁻² °C⁻¹**)

T_p Température de surface du solide (**°C**)

T_∞ Température du fluide loin de la surface du solide (**°C**)

S Aire de la surface de contact solide/fluide (**m²**)

La convection est le mode le plus important de transfert thermique entre une paroi d'un solide et un fluide.

On désigne le type de convection selon le type d'écoulement, on dit que **la convection libre (naturelle)** si l'écoulement du fluide est naturel, c'est-à-dire le déplacement du fluide est dû uniquement aux différences de densités, ou la différence de températures entre paliers du même fluide, ou au champ de forces extérieures comme la gravité et le vent. Il y a donc couplage de la dynamique et de la thermique. Le champ de vitesse transporte la chaleur et, du fait de la dépendance de ρ avec T . Agit sur la distribution de masse volumique ; en retour, les modifications de masse volumique créent du mouvement par le biais de la poussée d'Archimède. La convection naturelle est un phénomène important dans de nombreux procédés industriels : [3]

- refroidissement d'appareils électriques
- collecteurs solaires
- chauffage des locaux

Par contre, on peut créer un mouvement à n'importe quel fluide soit par des moyens mécaniques, comme les pompes, les ventilateurs, et les compresseurs, soit par le déplacement des parois du contact dans le fluide, Le transfert est plus rapide que dans le cas de convection naturelle on autre, ce type de convection s'appelle **convection forcée**.

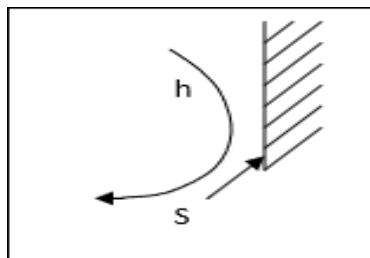


Figure I.3. Schéma du transfert de chaleur convectif.

La convection mixte est un régime où les phénomènes de convection libre coexistent avec ceux de la convection forcée sans que l'une soit négligeable par rapport à l'autre. Ce problème de convection mixte est généralement tridimensionnel; dans certains cas d'hypothèse; il peut se restreindre au cas bidimensionnel.

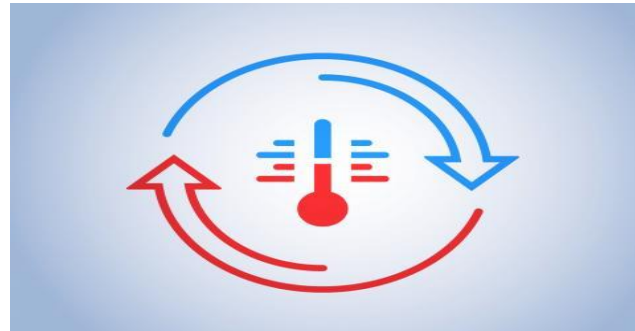


Figure I.4. Schéma du La convection mixte.

I-2-2-3 Le rayonnement :

Le rayonnement thermique, tout rayonnement capable de provoquer un effet purement thermique au moment de son absorption ou émission par une matière quelconque, est une très petite portion d'un spectre infiniment large qui est le spectre du rayonnement électromagnétique. Un rayonnement est caractérisée par sa fréquence ν (ou longueur d'onde λ). Il existe pour le rayonnement électromagnétique une relation simple liant ces deux paramètres qui est $\nu = c\lambda$ avec c la célérité de l'onde dans le milieu considéré.

Le rayonnement thermique se situe entre $0.2\mu\text{m}$ (soit le domaine de la lumière ultraviolette) et $100\mu\text{m}$ (qui est le domaine des infrarouges) en passant par le rayonnement visible (soit environ $0.35\mu\text{m}$ à $0.8\mu\text{m}$). Un corps isolé dont la température est supérieure à 0 K perd continûment de l'énergie. L'énergie est perdue sous forme de rayonnement. Aux basses températures le rayonnement émis est surtout des types grands longueurs d'ondes (infrarouge). Lorsque la température augmente il y'a un déplacement vers les longueurs d'ondes plus faibles (visible et ultraviolet), ceci est représenté par la loi de Wien pour les corps noirs (ceux qui absorbent tout le rayonnement qui leur est incident) qui s'écrit :

$$\lambda_{\text{Max}}T = 2897.9\mu\text{mK} \quad (\text{I.4})$$

On fait la différence entre des corps opaques émettant de façon continue dans tout le spectre thermique et des corps semi-transparents ne pouvant émettre et absorber que dans des bandes bien déterminées ce qui est le cas pour les gaz (CO_2 , H_2O , CO ...) et les substances

translucides (verres, plastiques ...). [4]

Tous les corps jouent en même temps le rôle d'émetteurs et de récepteurs. Les surfaces noires sont des surfaces idéales pour lesquels le flux émis ne dépend que de la température et de l'étendue géométrique de celui ci. Le flux émis par un corps est donné par la loi de Stéfán Boltzmann :

$$\varphi = \sigma \cdot \epsilon_p \cdot S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (I.5)$$

φ Flux de chaleur transmis par rayonnement (W)

σ Constante de Stefan (=5,67.10⁻⁸ W m⁻² K⁻⁴)

ϵ_p Facteur d'émission de la surface

T_p Température de la surface (K)

T_∞ Température du milieu environnant la surface (K)

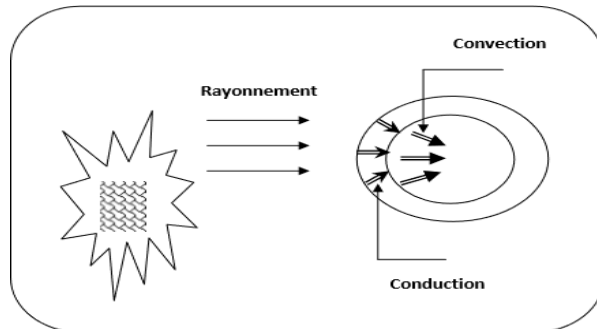


Figure I.5. Schéma du le rayonnement.

I-2-3 La conductivité thermique (λ) :

La conductivité thermique est une caractéristique du milieu, elle dépend généralement de la température et du point considéré, la phase dans laquelle se trouve le matériau (solide, liquide ou gaz) et la pression pour les gaz, dans le cas de milieu homogène la conductivité thermique (λ) dépend que de température.

Pour la variation de la conductivité avec la température, les matériaux ont des comportements différents vis-à-vis de la température T, le fer, l'argent et le cuivre, par exemple, leurs λ diminuer lorsque la température croit, par contre, le cobalt, le béryllium et le magnésium par exemple λ décroît avec la température T, comme il y a des matériaux dont λ passe par un extremum, c'est le cas du plomb, de l'aluminium. En pratique, si l'écart de température est très faible, et que l'application ne demande pas une grande précision, on peut prendre λ comme

constante. [4]

Tableau I.1: conductivité thermique de quelques matériaux à une température donnée.

Matières	Température	Conductivité thermique
Aciers non alliés	20	53.6
	400	42.5
Aluminium commercial	20	2.04
	300	2.33
graphite	-	120 à 170
Eau (1 atmosphère)	20	0.599
	90	0.680

I-2-4 Notion de résistance thermique :

Dans le cas d'une paroi infinie plane séparant deux milieux 1 et 2 de températures constantes (T_1 , T_2), avec $T_1 > T_2$, le flux de chaleur spécifique (On appelle flux de chaleur spécifique la quantité de chaleur transportée en une (1) second à travers l'unité de surface à température constante dans la direction de la normale à cette surface) à travers la paroi est :

$$q = \frac{\lambda}{e} (T_{s1} - T_{s2}) \quad (I.6)$$

Ou bien :

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2}} \quad (I.7)$$

Où:

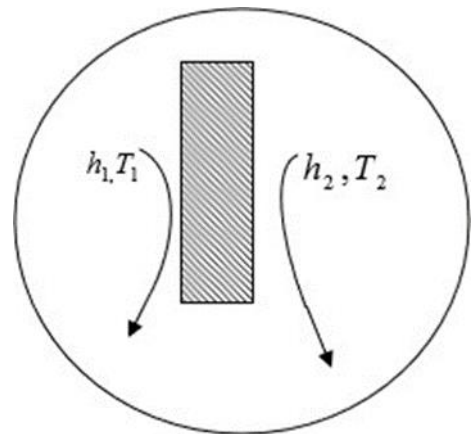
T_{s1}, T_{s2} : Les températures des surfaces extérieures de la paroi.

e : l'épaisseur de la paroi.

λ : est le coefficient de conductibilité thermique du matériau.

h_1, h_2 : Les coefficients de transmission de chaleur par convection du premier milieu à la paroi et de la paroi au second milieu.

La grandeur: $(R = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2})$ est appelée résistance thermique.



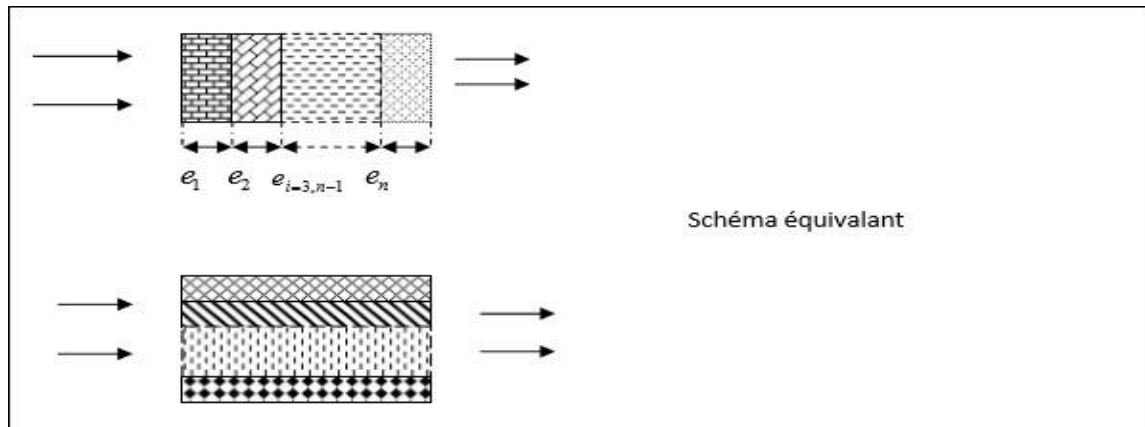


Figure I.6. Schéma équivalent

Pour plusieurs systèmes de résistance thermique R_1, R_2, \dots, R_n placés en série, on a :

$$R_T = \sum_1^n R_n \quad (\text{I.8})$$

Il est le même pour les conditions aux limites du type Fourier :

$$R = \frac{1}{h.S} \quad \text{Résistance d'échange entre la paroi et le fluide}$$

Donc le coefficient global d'échange U écrit : $U = \frac{1}{R_T}$ tel que R_T est la résistance totale de l'ensemble des composantes du mur.

Pour les surfaces cylindriques creuses, la résistance de paroi égale :

$$R = \frac{\ln\left(\frac{R_1}{R_2}\right)}{2.\pi.\lambda.L} \quad (\text{I.9})$$

Avec :

R_1 : Le rayon intérieur.

R_2 : Le rayon extérieur.

L : Longueur du cylindre.

λ : La conductivité thermique.

Alors la résistance globale d'un tube creux est :

$$R_t = \frac{1}{h_1 \cdot S} \quad (\text{I.10})$$

Dans l'étude des échangeurs, on préfère la forme :

$$q = K_o \cdot S \cdot \Delta T \quad (\text{I.11})$$

K_o : le coefficient global d'échange de chaleur

I-2-5 Les nombres adimensionnels :

I-2-5-1 Le nombre de Reynolds (Re) :

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité (il caractérise le degré de turbulence)

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot u \cdot d_h}{\mu} = \frac{u \cdot d_h}{\nu} \quad (\text{I.12})$$

Avec :

u la vitesse moyenne du fluide (m/s)

d_h le diamètre hydraulique (m)

ρ la masse volumique du fluide (kg/m³)

μ la viscosité dynamique (kg. m⁻¹ s⁻¹)

ν La viscosité cinématique (= μ / ρ) (m²/s)

I-2-5-2 Le nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est le rapport de la chaleur réelle transférée par convection par le fluide en mouvement sur le transfert de chaleur équivalent qui se produirait par conduction

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot L}{\lambda} \quad (\text{I.13})$$

Avec :

h : Le coefficient de convection (W.K⁻¹ .m⁻²)

L : Une longueur caractéristique (m)

λ : La conductivité thermique du fluide (W.K⁻¹ .m⁻¹)

I-2-5-3 Le nombre de Grashof :

Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. Ce nombre porte le nom de Franz Grashof, ingénieur allemand. On définit le nombre de Grashof de la manière suivante

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2} \quad (I.14)$$

Avec :

g : accélération de la pesanteur (m/s^2)

β : coefficient de dilatation thermique ($1/K$)

ΔT : différence de température (K)

L: longueur caractéristique(m)

ν : viscosité cinématique (m^2/s).

I-3 Généralités sur les échangeurs de chaleur

I-3-1 Définition

Un échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact directe entre les deux fluides. Les échangeurs de chaleur ont un champ d'utilisation très vaste : ils sont appliqués dans plusieurs secteurs d'activités industrielles tels que la production d'énergies dans les grandes usines, les industries chimiques, la climatisation ...

I-3-2 Principe de fonctionnement :

Le principe général d'un échangeur de chaleur consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi le plus souvent métallique, ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid.

Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi, d'où le nom de l'appareil. Le problème majeur consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. La quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides, mais aussi de

nombreux autres paramètres : [5]

- Des températures d'entrée.
- Des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique).
- Les coefficients d'échange par convection

I-3-3 Classification des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs critères de classement, parmi eux on a :

- La nature des matériaux qui le contient (métallique, verre, plastique, graphite).
- La nature des fluides de transfert (liquide, gaz, mélange de plusieurs phases, solides).
- La conception de l'échangeur.
- Classement technologique.

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- À tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- À plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.
- Classement suivant le mode de transfert de chaleur

I-3-3-1 Classification selon le principe d'action :

On distingue deux types :

a. Les échangeurs de surface

Ce type d'échangeurs est très répandu, l'échange de chaleur entre les produits se fait à travers les parois (surface d'échange).

b. Les échangeurs à mélange

Aucune paroi ne sépare les deux fluides qui sont alors mélangés, les applications dans le domaine du raffinage s'en trouvent en conséquence limitées.

Toutefois, lorsque les deux fluides peuvent être séparés facilement et que la contamination n'est pas un problème majeur, les échangeurs à mélange peuvent être utilisés; c'est en particulier le cas de l'échange entre une phase liquide et une phase gazeuse, le

transfert de chaleur étant lié au phénomène de transfert de masse entre phases. [6]

I-3-3-2 Classification selon la construction :

Les principaux types d'échangeur de chaleur rencontrés sont les suivants :

- Les échangeurs tubulaires.
- Les échangeurs à plaques.

a. Les échangeurs tubulaires

Un schéma typique d'un échangeur tubes calandre est présenté ci-dessous. L'appareil est constitué d'un faisceau de tubes, disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule au sein des tubes et l'autre au sein de la calandre, autour des tubes. On ajoute généralement des chicanes dans la calandre, qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence et perfectionnent le transfert hors des tubes. [5]

Ils présentent un certain nombre d'avantages : en cas particulier ils sont faciles à fabriquer, relativement bon marché, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à pression élevées et à des fortes températures. Leur robustesse et leur fiabilité contre balancent leur encombrement.



Figure I.7. Echangeur tubulaire [5]

b. Les échangeurs à plaques

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter plaques successifs. Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques, l'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce

dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité.

Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire. Les plaques sont généralement en acier inoxydable en particulier dans l'agroalimentaire pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique. A noter que l'utilisation de joints en matières organiques réduit la gamme de températures de fonctionnement. [7]



Figure I.8. Echangeur à plaques [5]

I-3-3-3 Différents types des échangeurs à plaques :

I-3-3- 3-a Les échangeurs à plaques et joints

Dont la surface d'échangeur est composée de série de plaques métalliques, équipés de joints, serrés les unes contre les autres à l'aide des tirons entre deux flasques, l'un fixe et l'autre mobile.

Les plaques définissent un ensemble de canaux dans lesquelles circulent respectivement chacune des fluides. Les échangeurs à plaques et joints sont surtout utilisés pour le transfert de chaleur monophasique, mais de plus en plus l'application existe en double phases condensation ou évaporation. [8]

I-3-3-3-b Les échangeurs à plaques serties

Les échangeurs sont constitués par des tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposé des ailettes. Ces échangeurs sont en générale fabriqués on tôleries légère (acier galvanisé, inoxydable, aluminium,...).

Les fluides empruntent sur deux et la circulation soit à contre-courant soit à courant croisé. Les ailettes sont de types très variés. Ces échangeurs sont en générales utilisées en

récupération de l'air.

I-3-3 -3-c Les échangeurs à plaques soudée

Ces échangeurs sont en général fabriqués à l'aide des matériaux plus noble tel que l'acier inoxydable, le titan, le nickel, ... on distingue :

✓ L'échangeur lamellaire

C'est variante de l'échangeur à tube et calandre dans lequel le faisceau est constitué de « tubes aplatis » ou lamelle.

I-3-3-4 Autres types d'échangeurs

Parmi les échangeurs thermiques, il convient également de citer les échangeurs où l'un des deux fluides change de phase. Il s'agit du cas particulier des évaporateurs tubulaires ou à plaques (où le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux), et des condenseurs tubulaires ou à plaques (où le fluide chaud passe de l'état gazeux à l'état liquide). Ils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide ou produire de la vapeur. La technologie de ces types porte surtout sur le matériau de construction ainsi que sur les conditions d'amenée des fluides. Les matériaux les plus utilisés dans les échangeurs sont les aciers inoxydables et le titane, mais d'autres matériaux sont également employés, notamment pour limiter l'effet des phénomènes de corrosion, comme le graphite, la céramique, le verre et les plastiques. L'objectif est d'améliorer la résistance des échangeurs afin de les rendre plus faibles lorsqu'ils sont utilisés dans des cycles thermiques. [9]

I-3-4 Calcul de l'échangeur de chaleur

I-3-4-1 Méthode du ΔT_{ML} :

On commence par déterminer le ΔT_{ML} (Différence de Température Logarithmique Moyenne). Le ΔT_{ML} est la moyenne logarithmique des pincements de température à chaque extrémité de l'échangeur. Une fois qu'on a calculé le ΔT_{ML} et estimé la puissance totale échangée, on peut dimensionner l'échangeur à l'aide de la formule suivante :

$$\varphi = K \cdot S \cdot \Delta T_{ML} \quad (I.15)$$

K : coefficient d'échange exprimé en KW/°C.m².

Il dépend de l'échangeur et il est calculé par le fabricant.

S : surface de l'échangeur en m²

Il reste à présent 2 données inconnues : K et S.

Il faut calculer le K pour estimer la surface de l'échangeur

$$\Delta T_{ML} = \frac{((T_{e1} - T_s) - T_{s1} - T_{e2})}{(\ln(T_{e1} - T_{s2}) - \ln(T_{s1} - T_{e2}))} \quad (I.16)$$

T_{e1} : Température d'entrée froid

T_{e2} : Température d'entrée chaud

T_{s1} : Température de sortie froid

T_{s2} : Température de sortie chaud.

I-3-4-2 Méthode de NUT (La méthode de l'efficacité):

La détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange. Elle est bien adaptée au mode évaluation.

Le groupement sans dimension $\frac{K.S}{\dot{C}_{min}}$ représente ce qu'on appelle le nombre d'unité de transfert noté

NUT. Le nombre d'unité de transfert NUT pour un problème posé où l'on connaît les différentes températures aux bornes de l'échangeur caractérise le service thermique demandé. Pour une circulation à simple passe, ce nombre est défini par :

$$NUT = \frac{K.S}{\dot{C}_{min}} \quad (I.17)$$

- L'échangeur de chaleur a un nombre d'unité de transfert trop petit (NUT < 1), l'échangeur est peu efficace, quel que soit le sens de circulation et le rapport $\frac{\dot{C}_{max}}{\dot{C}_{min}}$ (le rapport de débits de capacité calorifique du fluide caloporteur).
- Si le nombre d'unité de transfert est assez grand (NUT = de 5 à 10), l'échange de chaleur est très efficace. [10]

I-3-4-3 Efficacité d' un échangeur de chaleur

Dans l'étude thermique des différents types d'échangeurs de chaleur, on a souvent recours à l'équation de type :

$$\Phi = K \cdot S \Delta T_{ML} \quad (I.18)$$

Cette formule est commode lorsque toutes les températures finales nécessaires pour le calcul de la température moyenne appropriée sont connues, c'est pour quoi cette formule est très utilisée pour le calcul d'échangeurs devant fonctionner dans des conditions bien déterminées

Pour obtenir une équation donnant le flux de chaleur et qui ne comprend aucune température de sortie, on introduit l'efficacité de l'échangeur notée ε . [10]

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le rapport du flux de chaleur réel d'un échangeur donné au flux maximum d'échange de chaleur possible.

$$\varepsilon = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{max}} \quad (I.9)$$

$$\phi_{réel} = \dot{m}_1 C_{p1} (T_{1e} - T_{1s}) = \dot{m}_2 C_{p2} (T_{2s} - T_{2e}) \quad (I.20)$$

$$\phi_{max} = (\dot{m} C_p)_{min} (T_{1e} - T_{2e}) \quad (I.21)$$

L'efficacité dans ce cas se réécrit comme suit :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_1 C_{p1} (T_{1e} - T_{1s})}{(\dot{m} C_p)_{min} (T_{1e} - T_{2e})} = \frac{\dot{m}_2 C_{p2} (T_{2s} - T_{2e})}{(\dot{m} C_p)_{min} (T_{1e} - T_{2e})} \quad (I.22)$$

I-3-4-4 Calcul de K et prise en compte de l'encrassement :

Le coefficient d'échange d'un échangeur est donné par la formule ci-dessous :

$$\frac{1}{K_{encrassé}} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{e}{\lambda} + R_{encrassement} \quad (I.23)$$

h_1 et h_2 : coefficients d'échange correctifs locaux, calculés sur la base de corrélations et de nombre adimensionnels tels que le Reynolds (Re), le Prandlt (Pr) et le Nusselt (Nu).

e : épaisseur de la paroi en m

λ :conductivité thermique de la paroi en W /°C .m

$R_{encrassement}$: résistance due à l'encrassement de la paroi.

I-4 Échangeurs thermiques à surface raclée :

I-4-1 Définition :

Les échangeurs de chaleur à surface raclée constituent une solution robuste pour toute une série d'industries et d'applications : agroalimentaire, chimie, santé, beauté, pharmaceutique. Ils peuvent être utilisés pour chauffer, refroidir et cristalliser, un nombre important de produits. La particularité de ces appareils réside dans la présence des lames fixées sur un arbre tournant (rotor) qui viennent racler la surface d'échange thermique, ce qui permet le renouvellement de la couche limite thermique, et le mélange de l'ensemble de produit traité.

Les échangeurs de chaleur à surface raclée sont utilisés depuis les années 1970 pour produire des sorbets et des crèmes glacées, mais ils sont également utilisés pour produire des coulis de glace à des fins énergétiques, pour cuire et pasteuriser des produits alimentaires liquides ou pâteux (crèmes dessert, soupes...). Ils sont également utilisés dans l'industrie chimique et cosmétique. [11]

I-4-2 Description générale de l'appareil

La Figure I.9 présente un schéma d'échangeur de chaleur à surface raclée. Il comprend un tube cylindrique, refroidi par un frigorigène évaporant dans une double enveloppe, dans lequel tourne un rotor . Ce rotor porte un certain nombre de lames (blades) qui raclent constamment la surface d'échange. Le rotor est connecté avec un moteur , entraînant ainsi les lames. Le nombre de lames peut varier d'un appareil à un autre. En général elles sont au nombre de 2 à 4. L'intérêt de ces échangeurs est le fait que ces lames viennent racler périodiquement la surface d'échange, ce qui permet d'éviter le problème d'encrassement. Le renouvellement du produit et l'action des lames sur la paroi d'échange thermique permet un bon transfert thermique et améliore considérablement la distribution de la température. Le rotor peut prendre plusieurs formes ; il peut être plein ou creux. Sa forme impacte fortement le fractionnement des bulles et donc la texture du produit final. [11]

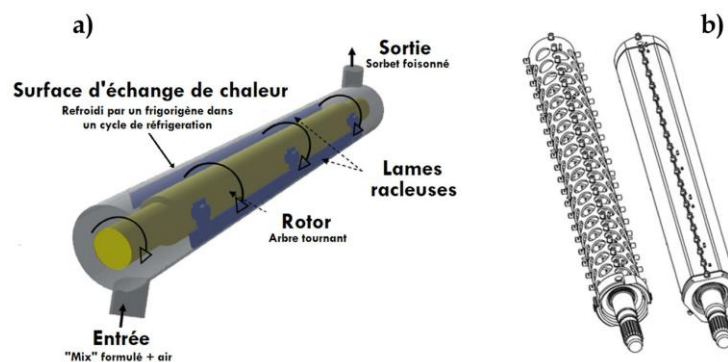


Figure I.9. a) Schéma d'un échangeur de chaleur à surface raclée, b) exemple des différents types de rotor : à gauche rotor creux, à droite rotor solide. [11]

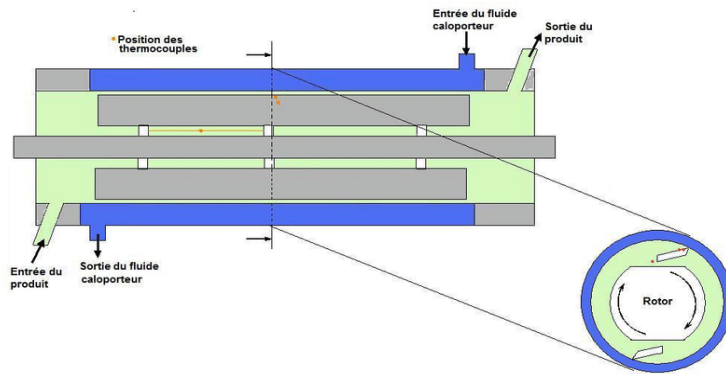


Figure I.10 . Schéma en coupe de l'échangeur de chaleur à surface raclée. [12]

I-4-3 Différents types d'échangeur à surface raclée :

On peut distinguer deux types d' échangeur à surface raclée :

- 1- Le produit n' occupe qu' une partie de l' espace annulaire, la rotation des lames entraîne le produit au contact de la paroi interne du cylindre et forme une couche mince.
- 2- L' espace annulaire compris entre le rotor et le stator est entièrement rempli de produit. [11]

I-4-4 Type de traitement et produits utilisés

Les échangeurs de chaleur à surface raclée (sont très utilisés industriellement pour le traitement de produits alimentaires à forte viscosité (fromage fondu, crème glacée, la production de soupe, de confiture...).

les applications sont très nombreuses, à savoir, pasteurisation, stérilisation, réfrigération, foisonnement, texturation, émulsification, refroidissement...etc. Le Tableau I-2 montre quelques exemples de produits pouvant être traités dans ces échangeurs. [12]

Tableau I- 2 Exemples de produits traités par les échangeurs à surface raclée. [12]

Les produits	Le traitement utilisé
Laits concentrés	Pasteurisation, stérilisation réchauffage avant Séchage
Yaourts	Réfrigération
Beurres	Réchauffage, réfrigération
Fromages fondus	Pasteurisation, cuisson, refroidissement
Jus de fruits	Pasteurisation - stérilisation, refroidissement
Purée de légumes	Pasteurisation, réfrigération

I-5 Conclusion :

A travers de cette étude bibliographique consacrée au transfert de chaleur et aux échangeurs de chaleur, on a pu constater que les performances thermiques au niveau de cet appareil dépendent essentiellement des paramètres géométriques du canal (l'épaisseur, la longueur et la largeur, le facteur de blocage, etc.). La forme, les paramètres thermo-physiques du fluide, le régime d'écoulement, donc vu l'intérêt scientifique, on a jugé utile d'entamer une étude dans ce sens, qui aura pour objectif de démontrer l'effet du nombre des lames dans un échangeur à surface raclée sur l'intensification des échanges thermique.

Chapitre II:

Formulation Mathématique

Chapitre II :Formulation Mathématique

II-1 Introduction

Dans ce chapitre nous allons présenter les configurations étudiées, les hypothèses simplificatrices, ainsi que les équations de continuité et de quantité de mouvement couplées à l'équation d'énergie pour le fluide, qui régissent le phénomène de la convection thermique incompressible et stationnaire dans un échangeur de chaleur à surface raclée à 02 lames et à 04 lames..

La résolution complète du problème de la convection dans la géométrie étudiée revient à déterminer en tous points les grandeurs caractéristiques du fluide, soit la vitesse définie par ces trois composantes spatiales dans un système approprié de coordonnées, la pression P et la température T .

II-2 Les géométries du problème étudié

Les configurations étudiées ainsi que les conditions aux limites sont schématisées sur **les figures II.1 à II.3**, il s'agit d'un cylindre horizontal en Aluminium (stator) de longueur **$L=500\text{mm}$** et de diamètre **$D =65\text{mm}$** dont la paroi extérieure a une température constant $T_p=278,16\text{K}$. A l'intérieur de ce cylindre on a inséré des lames fixées sur un arbre tournant (rotor) en acier de diamètre $d= 40\text{mm}$ qui viennent racler la surface d'échange. La glycérine a été utilisé comme fluide d'essai dans un régime laminaire, avec un débit massique **$\dot{m} =0.017\text{kg/s}$, 0.034kg/s , 0.057kg/s ; 0.086kg/s** et avec des vitesses de rotation **$\Omega=120\text{tr/min}$, 240tr/min , 360tr/min , 480tr/min , 600tr/min .**

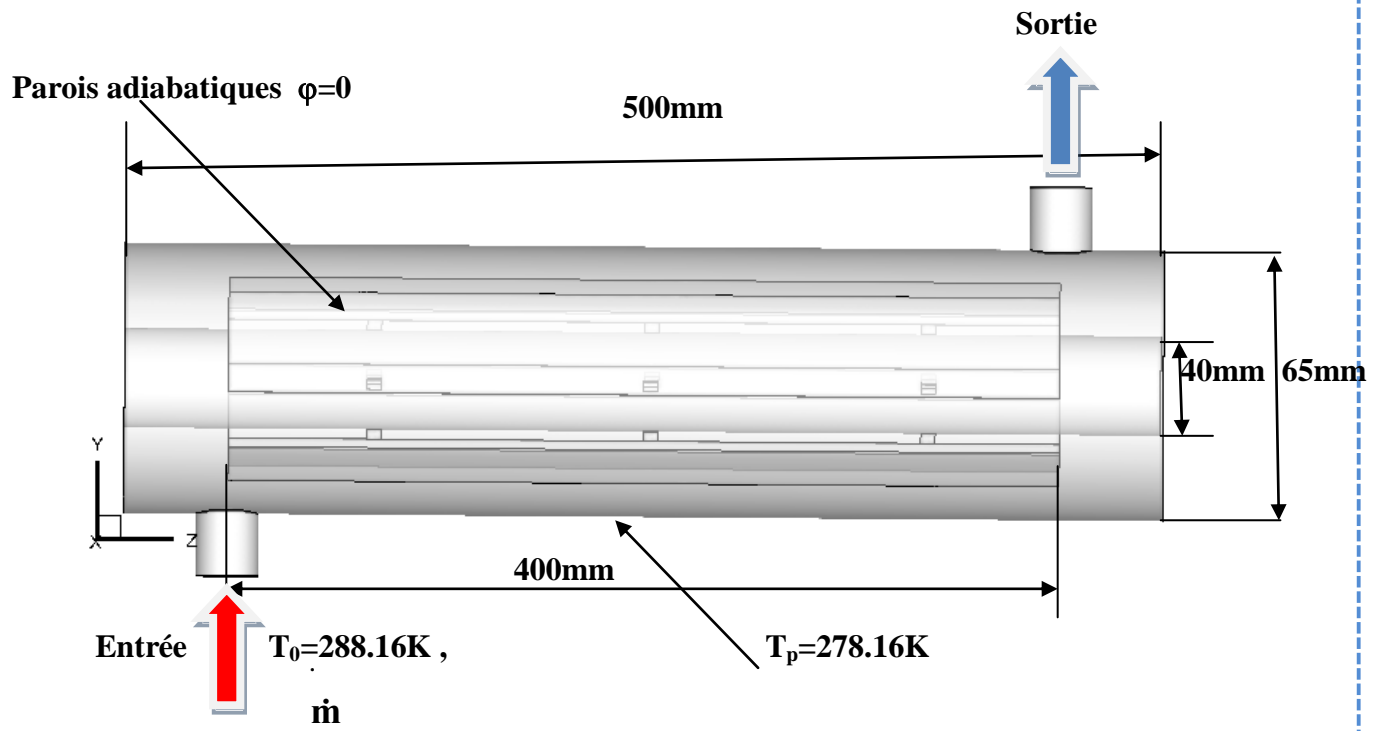


Figure II.1 : La configuration étudiée et les conditions aux limites

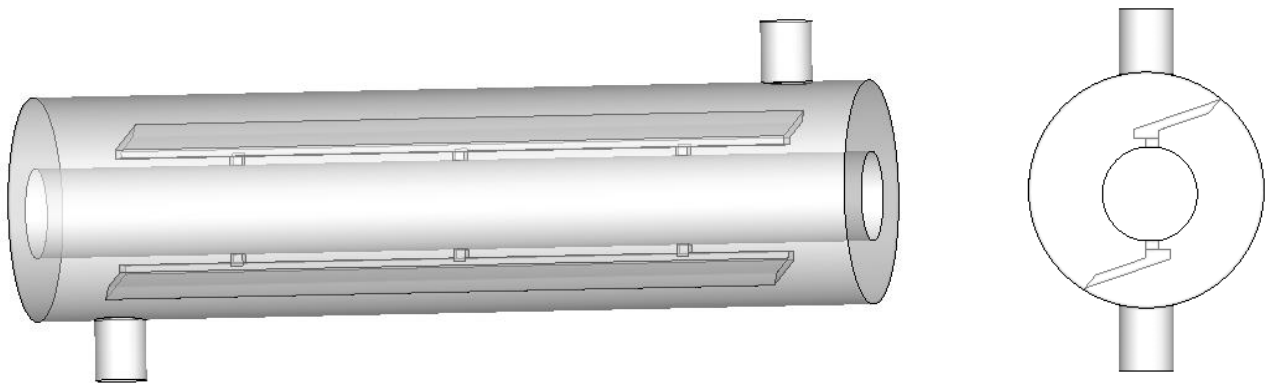


Figure II.2 : Echangeur de chaleur à surface raclée à 02 lames

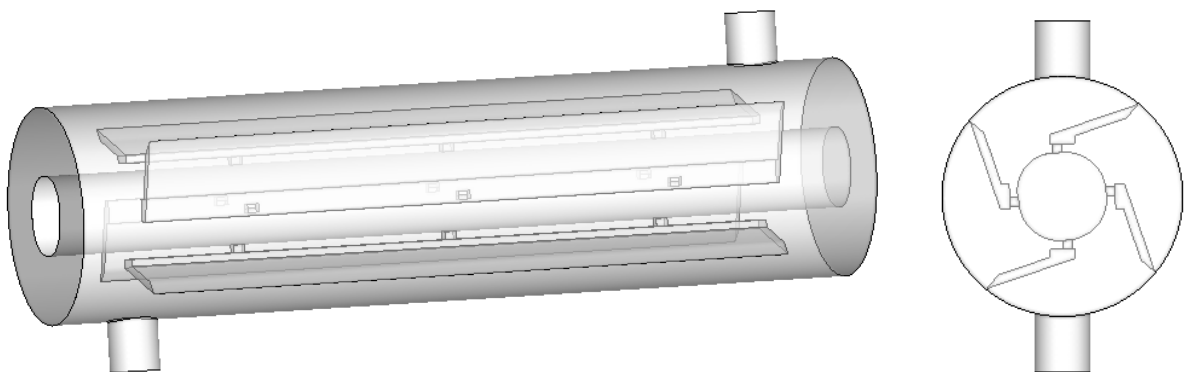


Figure II.3 : Echangeur de chaleur à surface raclée à 04 lames .

II.3. Elément mathématiques de base (équations gouvernantes) :

II.3.1. Equation de continuité :

$$\frac{dp}{dt} + \frac{d}{x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (\text{II.1})$$

(i=1, 2, 3 : indice de sommation).

II.3.2. Equation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_j) + \frac{\partial (\rho u_i u_i)}{\partial t} = F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (\text{II.2})$$

Où :

$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_j)$: représente le taux de variation de la quantité de mouvement.

$\frac{\partial (\rho u_i u_i)}{\partial t}$: représente le taux net de transport de quantité de mouvement suivant la direction i, par mouvement du fluide.

F_i : représente les forces de volume suivant la direction i.

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$: représente les forces dues à la pression.

$\left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]$: Les forces visqueuses.

L'équation (II.2) représente la conservation de quantité de mouvement (équation de Navier Stokes) d'un fluide visqueux compressible pour un régime transitoire.

II.3.3. L'équation de l'énergie :

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + q + \mu \phi \quad (\text{II.3})$$

K : La conductivité thermique.

Cp : La chaleur spécifique à pression constante.

ρ : La masse volumique.

q : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).

μ : Viscosité dynamique du fluide.

Φ : La dissipation visqueuse.

II.4. Hypothèse simplificatrices

La modélisation du système étudié repose sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

1. L'écoulement du fluide et le transfert de chaleur sont permanents ($\partial/\partial t = 0$).
2. Le régime est laminaire.
3. Le fluide est Newtonien et incompressible.
4. Milieu continu.
5. Écoulement tridimensionnel (suivant les coordonnées x, y et z).
6. La dissipation visqueuse est négligeable ($\mu \Phi = 0$).
7. Les propriétés physiques du fluide et des composants électroniques (ρ, C_p, μ, k) sont supposées constantes.

II.5. Equations du problème étudié :

Après l'introduction des hypothèses données ci-dessus, on peut établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème considéré dans cette étude comme suit:

• Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.4})$$

• Equations de la conservation de la quantité de mouvement -suivant x

$$\rho \left[\frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} + \frac{\partial(uw)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right] \right\} \quad (\text{II.5})$$

$$\rho \left[\frac{\partial(vu)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(vw)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right] \right\} \quad (\text{II.6})$$

-suivant z :

$$\rho \left[\frac{\partial(wu)}{\partial x} + \frac{\partial(wv)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] \right\} \quad (\text{II.7})$$

-Equation de l'énergie

Pour le glycérine :

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right] = k_f \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (\text{II.8})$$

II.6. Conditions aux limites :

La résolution du système d'équations obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante. Les conditions aux limites pour l'ensemble d'équations régissant sont présentées ci dessous :

- **L'entrée :**

-Débit massique variable : (masse flow intlet)

$$\dot{m} = 0.017236 \text{kg/s} , 0.0343448 \text{kg/s} , 0.051584 \text{ kg/s} , 0.086056 \text{kg/s}$$

-La temperature d'entrée

$$T_0 = 288.16 \text{ K.}$$

- **La sortie (outflow) :**

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

- Les lames (Wall) en Acier adiabatique

$$k_s \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{\text{paroi}} = 0$$

La paroi du tube en Aluminium de température constante :

$$T_p = 278.16 \text{ K}$$

II.7. Calcul des Grandeurs Hydrodynamique et Thermique :

II.7.1. Nombre de Reynolds

C'est Reynolds, un ingénieur anglais spécialiste de l'hydrodynamique qui a introduit ce nombre qui porte son nom et qui est constamment utilisé dans les calculs.

Il est fonction de trois paramètres : Le diamètre "D", la vitesse "u₀" de et de la viscosité cinématique du fluide "ν".

$$Re = \frac{u_0 D_h}{\nu_f} \quad (\text{II.9})$$

u₀ : vitesse d'entrée du fluide [m/s].

D_h : Diamètre hydraulique [m].

ν_f : viscosité cinématique du fluide [m² /s].

$$D_h = \frac{4V_f}{A_f} \quad (\text{II.10})$$

Où

V_f : est le volume total du fluide à l'intérieur du dissipateur de chaleur.

A_f : est la surface mouillée, qui est définie comme la surface de transfert de chaleur par convection en contact avec le fluide de refroidissement.

II.7.2. Coefficient d'échanges convectif h :

Le coefficient d'échanges thermique est un coefficient quantifiant le flux d'énergie traversant un milieu, par unité de surface, de volume ou de longueur. Il est exprimé en $[W/ m^2K]$.

$$h = \frac{qc}{A(T_w - T_m)} \quad (\text{II.11})$$

qc : Quantité de chaleur définie par l'expression suivante :

$$qc = \dot{m}C_p (T_{out} - T_0) \quad (\text{II.12})$$

T_{out} : Température moyenne de sortie [K].

T_0 : Température d'entrée [K].

\dot{m} : Débit massique [kg/s].

C_p : Capacité calorifique massique à pression constante.

A : surface d'échange thermique [m^2].

$$T_{out} = \frac{\iint_A T u dA}{\iint_A u dA} \quad (\text{II.13})$$

$$T_w = \frac{1}{A} \iint T \cdot dA \quad (\text{II.14})$$

$$T_m = \frac{\iiint_v T u dV}{\iiint_v u dV} \quad (\text{II.15})$$

T_w : Température moyenne de la surface d'échange.

T_m : Température moyenne de mélange basé sur la masse volumique.

II.7.3. Nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques entre un fluide et une paroi, appelé convectif.

Le nombre de Nusselt moyen a été défini comme suit :

$$Nu = \frac{hm Dh}{kf} \quad (\text{II.16})$$

hm : Coefficient de convection moyen [W/m²K].

kf : Conductivité thermique du fluide [W/m K].

II.7.4. La résistance thermique :

L'indice important du taux de transfert de chaleur est la résistance thermique Rth , qui est considérée comme une caractéristique des performances thermiques des ailettes :

$$R_{th} = \frac{T_w - T_0}{q_c} \quad (\text{II.17})$$

T_w : Température de la surface d'échange [K].

T₀ : Température d'entrée [k].

q_c : Flux de chaleur [W]

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté les différentes géométries étudiées, ainsi que les équations régissant notre problème, on a présenté aussi les conditions aux limites et les hypothèses simplificatrices. Pour la résolution des équations gouvernantes on va utiliser le logiciel Fluent et pour la création de la géométrie et le maillage on va utiliser le logiciel Gambit. Les étapes de l'utilisation de ces logiciels sont détaillées dans le chapitre suivant.

Chapitre III :

Procédures de Simulation

Numérique

Chapitre III

Procédures de Simulation Numérique

III.1.Introduction

Dans notre étude, nous avons effectué la résolution numérique des équations aux dérivées partielles sur une configuration tridimensionnelle par la méthode des volumes finis adoptée par le logiciel CFD Fluent 6.3.26. Le maillage des géométries a été réalisé en utilisant le préprocesseur Gambit 2.2.30 pour les différentes configurations étudiées. Dans ce chapitre, on va donner des généralités sur les deux logiciels Gambit et Fluent, après on présente les différentes étapes principales de création de la géométrie étudiée et le maillage choisi, ainsi les étapes de simulation par Fluent.

III.2.Présentation des logiciels Gambit , Fluent et solidworks :

Le logiciel gambit est un mailleur 2D/3D ; préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométries d'un problème de CFD. Il génère des fichiers <.msh> pour fluent. Gambit regroupe trois fonctions : définition de la géométrie du problème (construction si la géométrie est simple ou bien import de la géométrie CAO d'après solidworks), le maillage et sa vérification, la définition des frontières (types de conditions aux limites) et définition des domaines de calculs. Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides. Ce logiciel est le solveur. Le maillage doit être réalisé avec un mailleur, Gambit par exemple, qui est réalisé par le même éditeur. Le paramétrage se fait par une interface graphique. Fluent est sans doute le logiciel de simulation numérique de mécanique des fluides le plus abouti du marché. Il est même depuis peu intégré dans la suite de logiciel de simulation ANSYS. Sa force vient du très grand nombre de modèles disponibles, pouvant faire face à de très nombreux aspects de la mécanique des fluides : Ecoulement diphasique (miscible, non miscible, cavitation, solidification), turbulence, combustion, transport des particules, écoulement en milieux poreux, maillage mobiles et dynamiques avec reconstruction du maillage... Les schémas temporels et spatiaux peuvent de plus être modifiés pour améliorer la convergence. Il est de plus parallélisé et permet donc de tirer parti de systèmes multiprocesseurs aussi bien au sein d'une seule machine qu'en réseau (cluster, dual core, plateforme multi CPU).

Fluent peut modéliser les phénomènes suivants :

- Ecoulement dans des géométries 2D et 3D en utilisant des maillages adaptifs non structurés.
- Analyse stationnaire ou instationnaire.
- Ecoulement incompressible ou compressible.
- Ecoulement non- visqueux, laminaire ou turbulent.
- Ecoulement Newtonien ou non-Newtonien.
- Transfert de chaleur par convection naturelle ou forcée...

➤ **Le logiciel SolidWorks**

Le logiciel de CAO SolidWorks® est une application de conception mécanique 3D paramétrique qui permet aux concepteurs d'esquisser rapidement des idées, d'expérimenter des fonctions et des cotes afin de produire des modèles et des mises en plan précises.

III.3 Etapes principales de simulation :

Ce sont des démarches qui constituent les pas essentiels pour se servir de la meilleure façon de Fluent et de son générateur de maille Gambit.

- Conception des géométries en utilisant **le logiciel SolidWorks**
- Mailler les géométries et imposer les conditions aux limites en utilisant Gambit.
- Exportation du fichier « .msh » à Fluent.
- Lancement de Fluent.
- Lecteur du fichier .mesh.
- Imposition des conditions physiques et spatiale
- Contrôle de la convergence,et Affichage des résultats.

III.3. Création de la géométrie sur solidworks :

Les figures de III. 1 à II.5 représentent les étapes effectuées sur logiciel solidwork, commençons par la création de surface de base et de l'allongement en 3D puis vider l'espace entre le rotor et les lames et le stator et l'exportation de la géométrie en type STEP pour la mailler dans gambit.

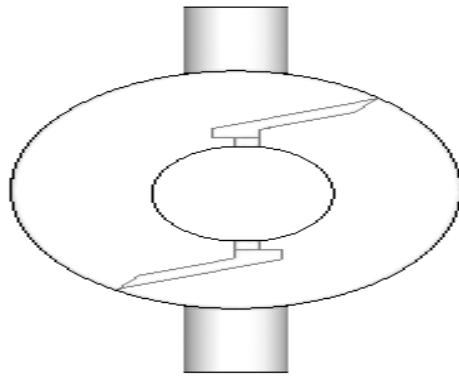


Figure III.1 : Dessin de base sur solidworks

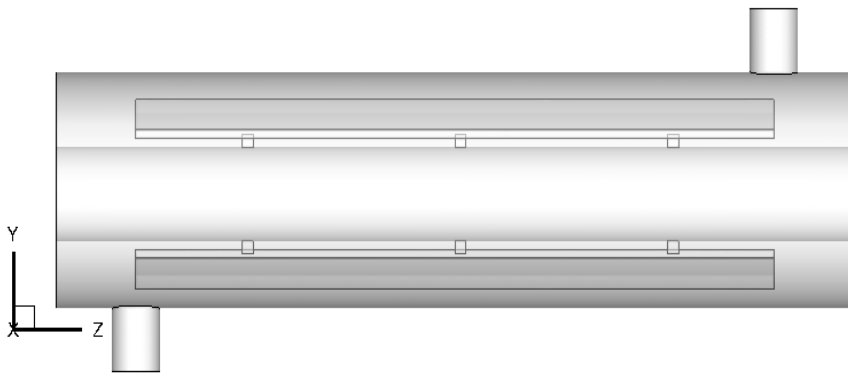


Figure III.2 : Fonction extrude des surfaces sur solidworks.



Figure III.3 : Création de vide entre centre et les lames solidworks.

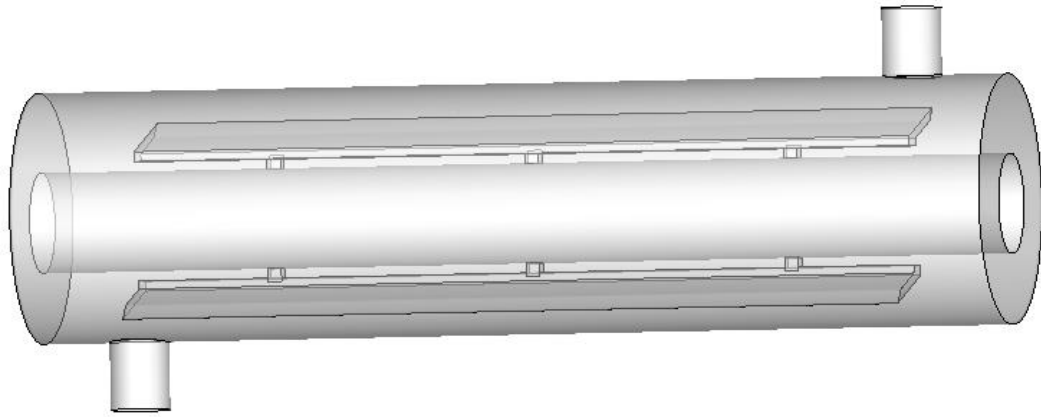


Figure III.4 : Création de l'entrée de stator sur solidworks.

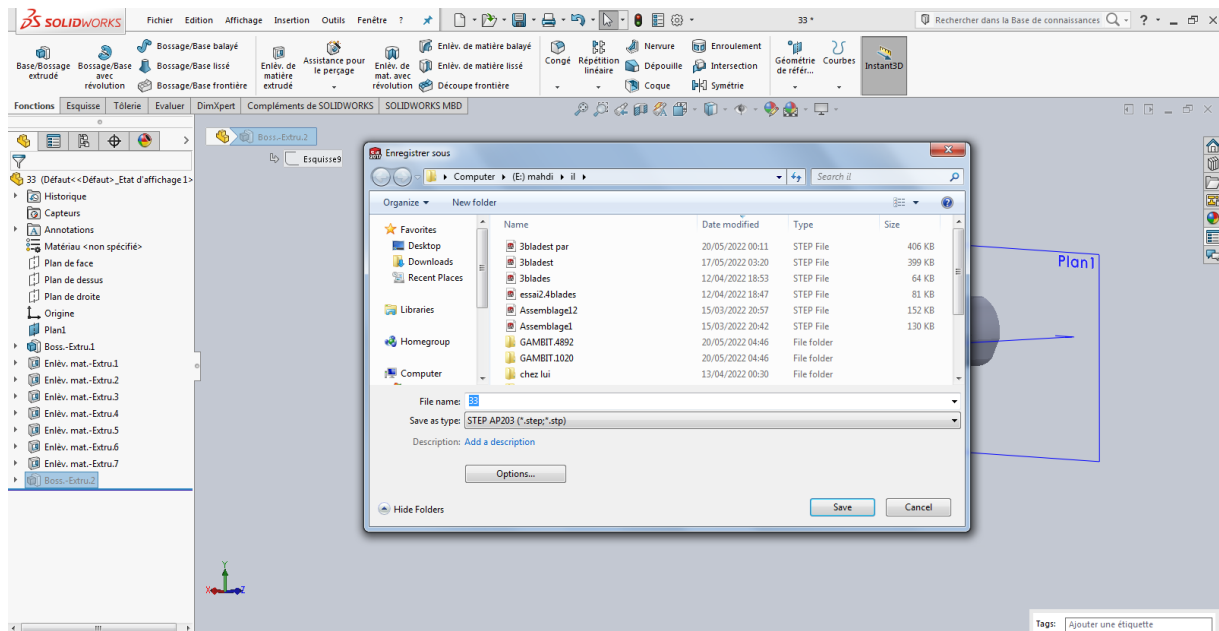


Figure III.5 : Exportation de la géométrie en type STEP sur solidworks.

III.4. Notice d'utilisation de Gambit :

III.4.1. Vue globale :

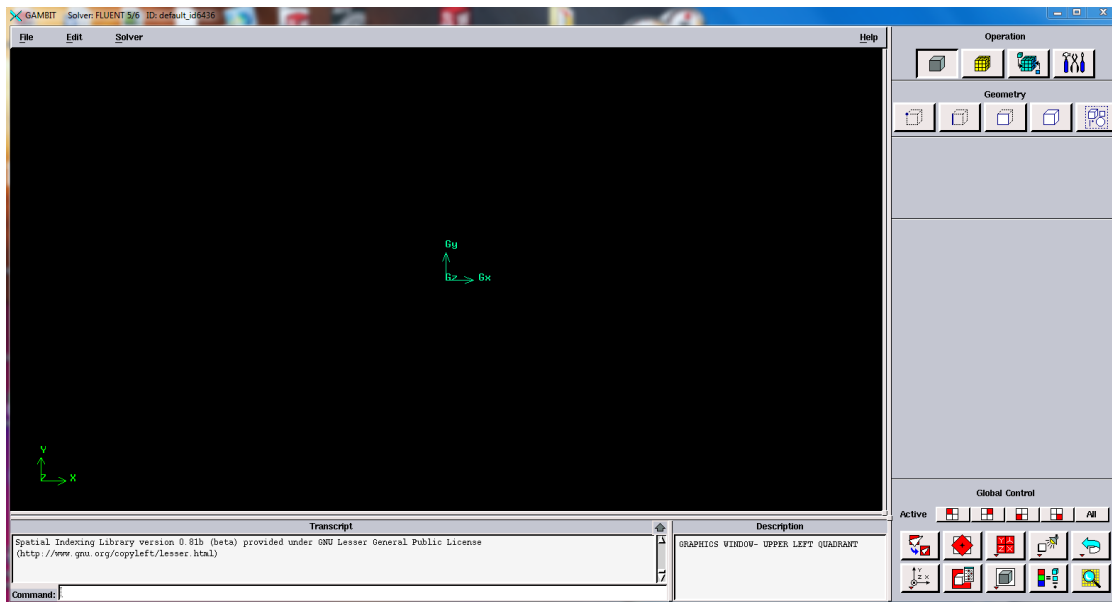


Figure III.6 : globale vue Gambit.

III.4.2. Nommer le système :

File → New → Create new session

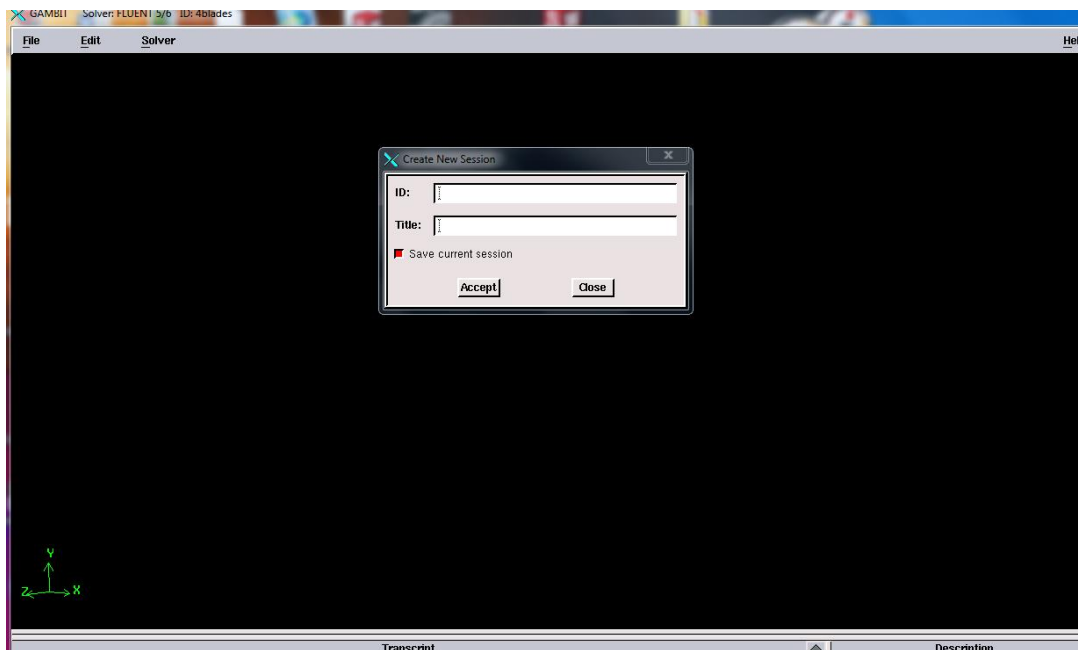
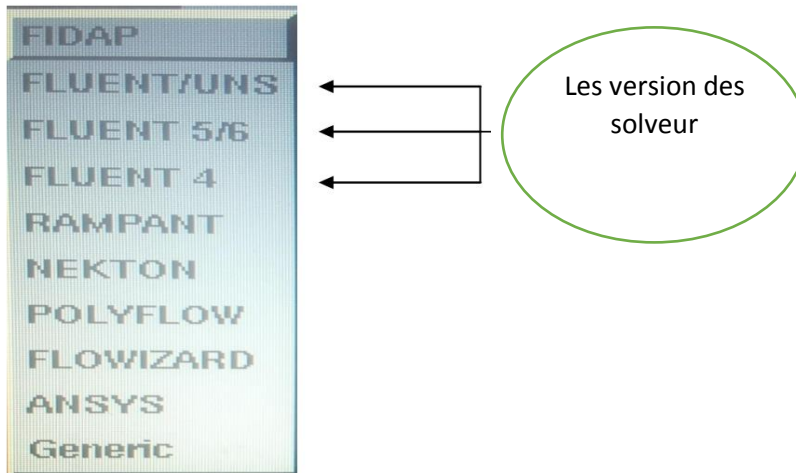


Figure III.7 : Nommer le système.

III.4.3. Choix du solveur :



III.4.4. Importation de la géométrie :

File → import → .STEP

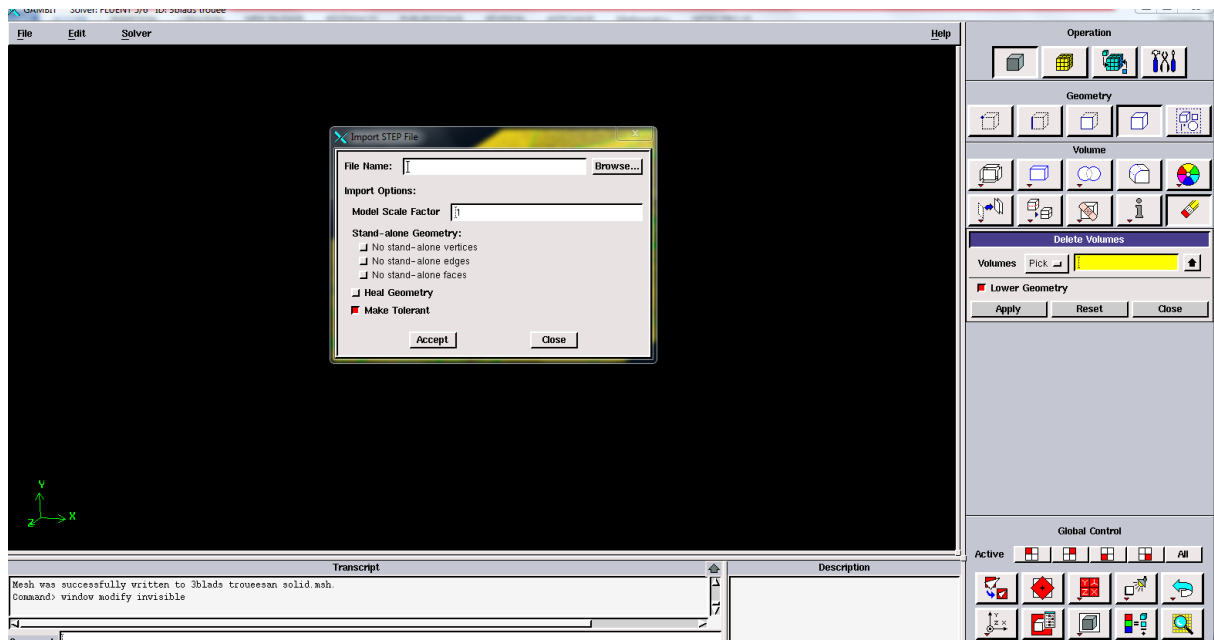


Figure III.8 : Importation de la géométrie.

III.4.5. Maillage des lignes :

Operation → mesh → Edge.

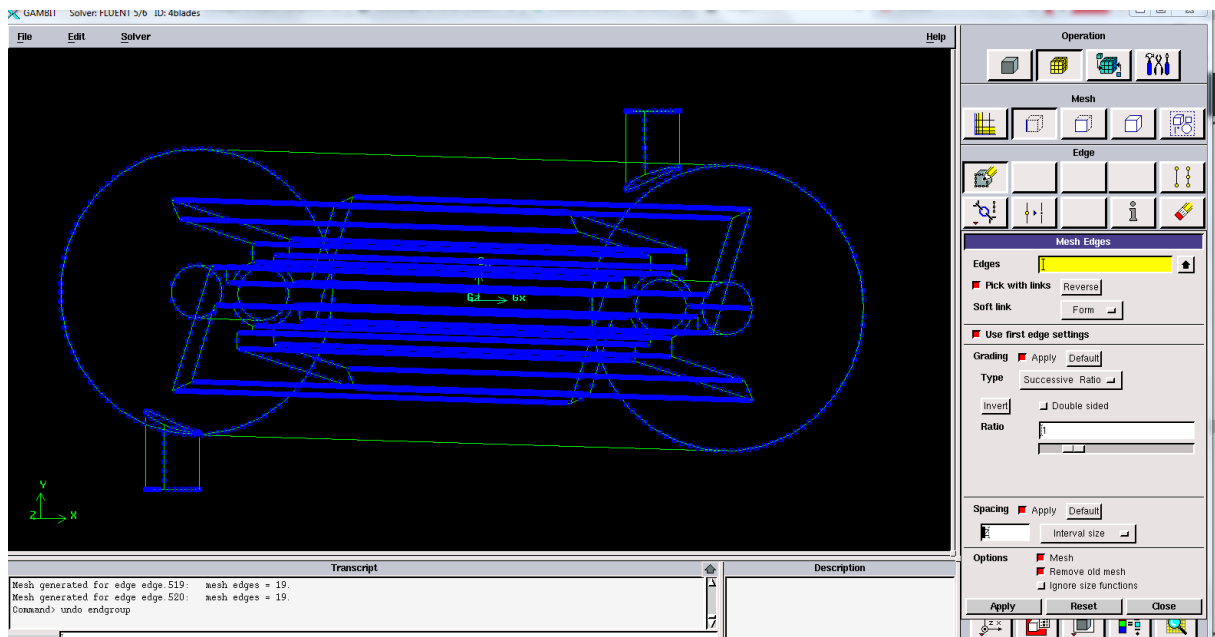


Figure III.9 : Maillage des lignes.

III.4.6. Maillage des surfaces :

Operation → mesh → face.

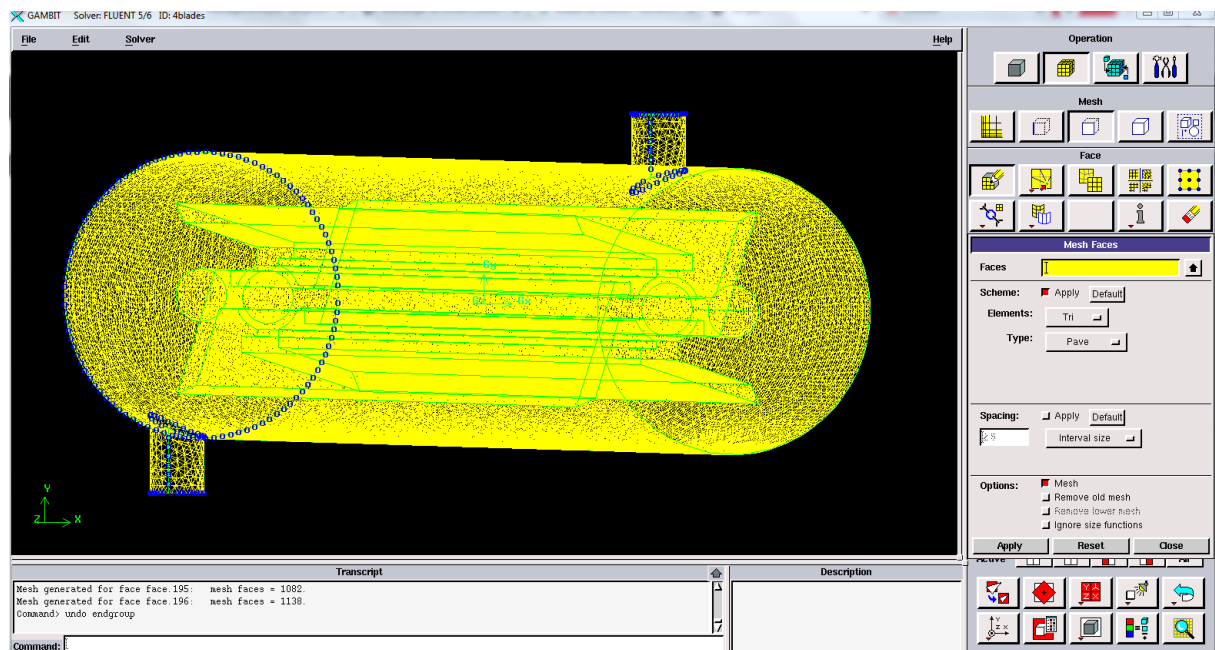


Figure III.10 : Maillage des surfaces.

III.4.7. Maillage des volumes :

Operation → mesh → volume

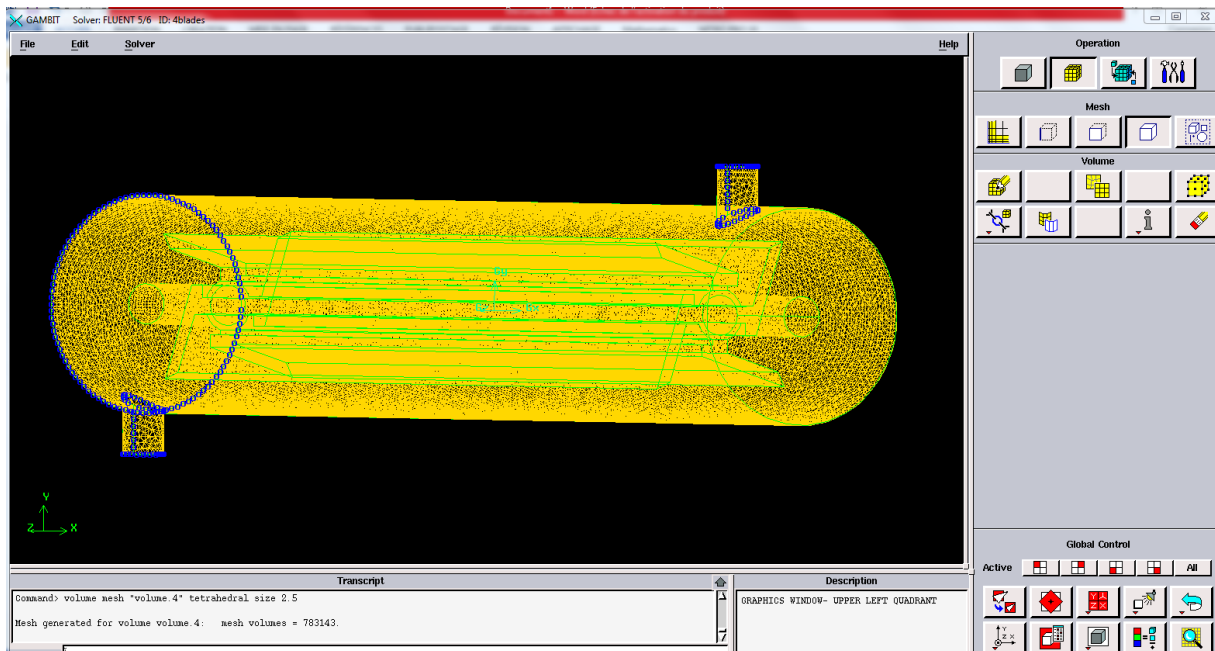


Figure III.11 : Maillage des volumes.

III.4.8. Les Conditions aux limites :

Operation → Zone → Specify → boundary types.

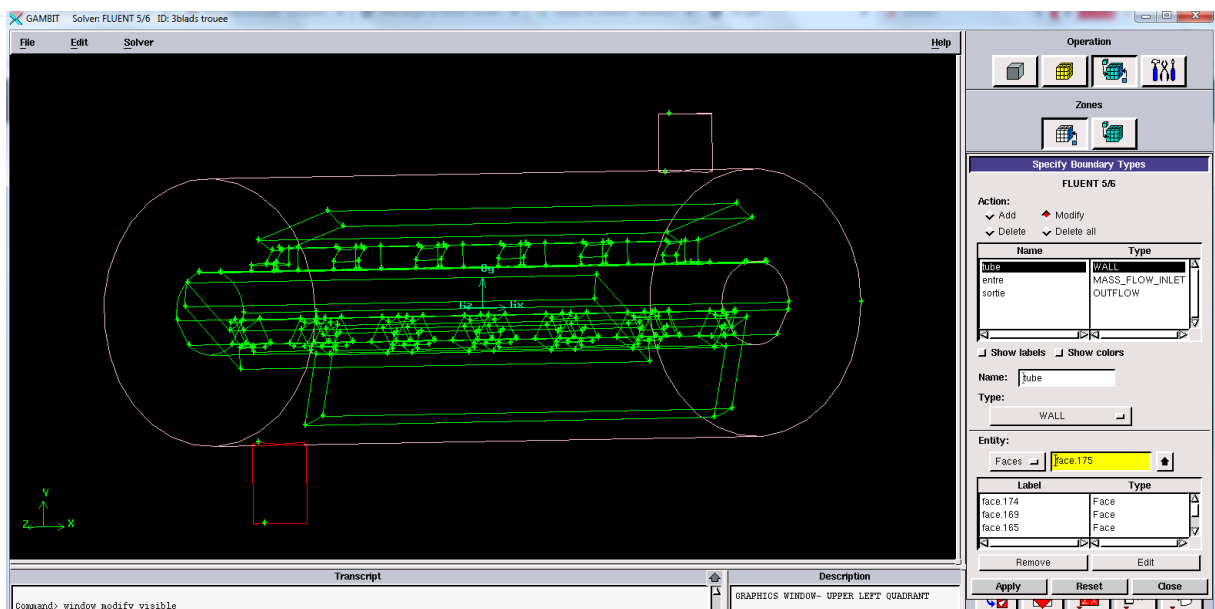


Figure III.12 : Définir les conditions aux limites.

III.4.9. Définition des zones :

Operation → Zone → Specify → continuum types.

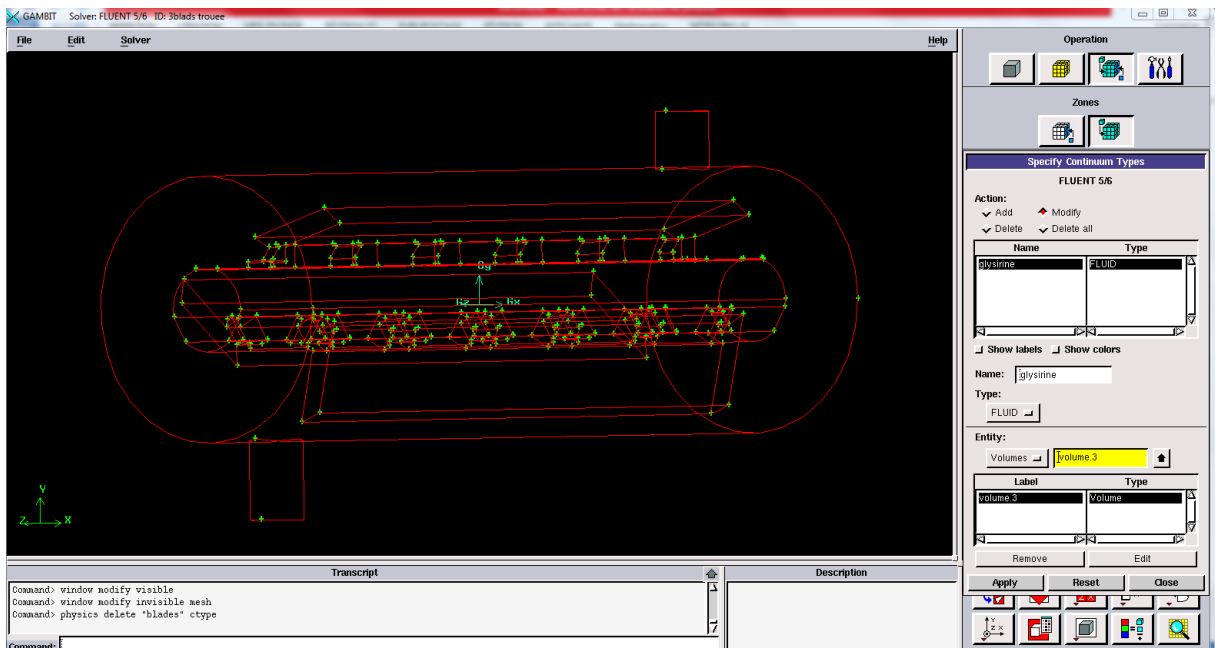


Figure III.13 : Définition des zones.

III.4.10. Exportation du maillage :

File → Export → Mesh.

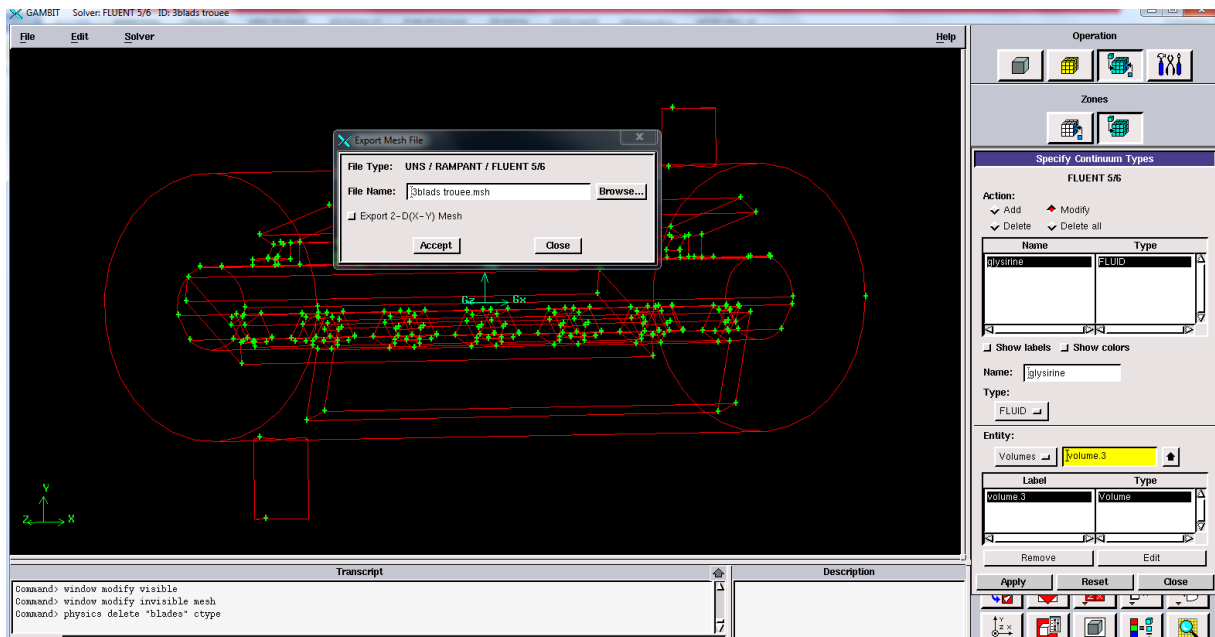


Figure III.14 : L'exportation du maillage.

III.5. Les étapes de simulation sous Fluent :

III.5.1. L'ouverture de la version de fluent :



Figure III.15: Choix de la version de fluent.

```
FLUENT [3d, dp, pbns, lam]
File Grid Define Solve Adapt Surface Display Plot Report

Welcome to Fluent 6.3.26

Copyright 2006 Fluent Inc.
All Rights Reserved

Loading "C:\Fluent.Inc\fluent6.3.26\lib\fl_s1119.
Done.

> Reading "E:\il\3blads troueesan solid.msh"...
126802 nodes.
39373 mixed wall faces, zone 3.
113 mixed outflow faces, zone 4.
113 mixed mass-flow-inlet faces, zone 5.
45381 mixed wall faces, zone 6.
1226786 mixed interior faces, zone 8.
634638 tetrahedral cells, zone 2.

Building...
grid,
materials,
interface,
domains,
zones,
  default-interior
  tube
  entre
  sortie
  wall
  glysirine
shell conduction zones,
Done.
|
```

Figure III.16 : ouverture de fluent.

III.5.2. Vérification du maillage importé :

Grid → Check.

Grid Check

```
Domain Extents:
  x-coordinate: min (m) = -6.000000e-002, max (m) = 6.000000e-002
  y-coordinate: min (m) = -9.500000e-002, max (m) = 8.500000e-002
  z-coordinate: min (m) = -2.000000e-001, max (m) = 2.000000e-001
Volume statistics:
  minimum volume (m3): 9.241235e-012
  maximum volume (m3): 2.720069e-007
  total volume (m3): 3.761093e-003
Face area statistics:
  minimum face area (m2): 2.980465e-008
  maximum face area (m2): 1.398344e-004
Checking number of nodes per cell.
Checking number of faces per cell.
Checking thread pointers.
Checking number of cells per face.
Checking face cells.
Checking bridge faces.
Checking right-handed cells.
Checking face handedness.
Checking face node order.
Checking element type consistency.
Checking boundary types:
Checking face pairs.
Checking periodic boundaries.
Checking node count.
Checking nosolve cell count.
Checking nosolve face count.
Checking face children.
Checking cell children.
Checking storage.
Done.
```

Figure III.17 : Vérification du maillage.

III.6.3. Choix du solveur :

Define → Models → Solver.

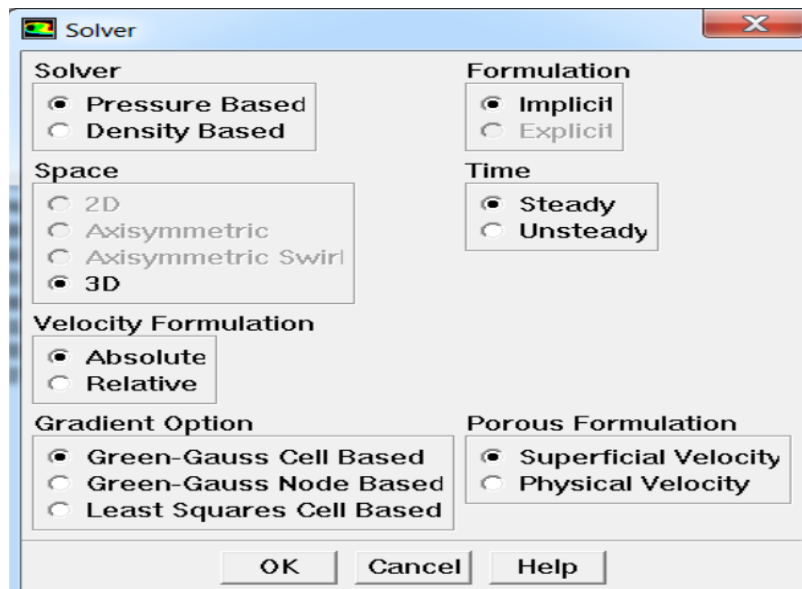


Figure III.18 : Choix du solveur.

III.6.4. Autorisation du transfert de chaleur :

Define → Models → Energy.

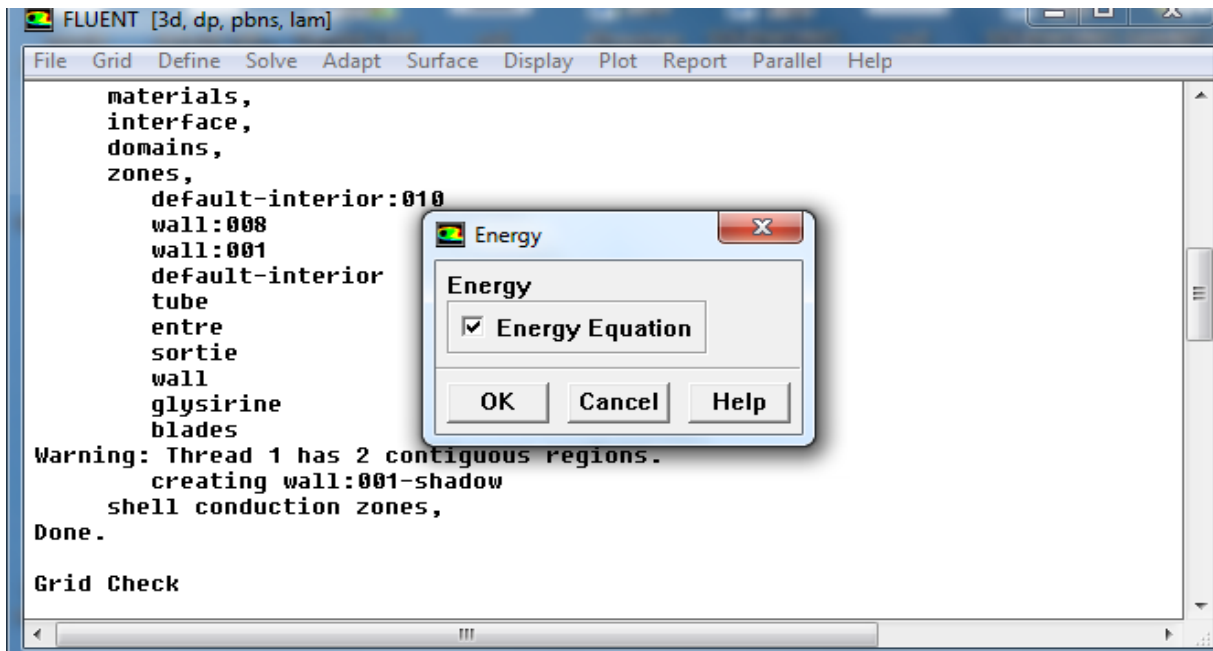


Figure III.19 : Autorisation de l'équation de l'énergie

III.6.5. Définition des caractéristiques du fluide :

Define → Materials.

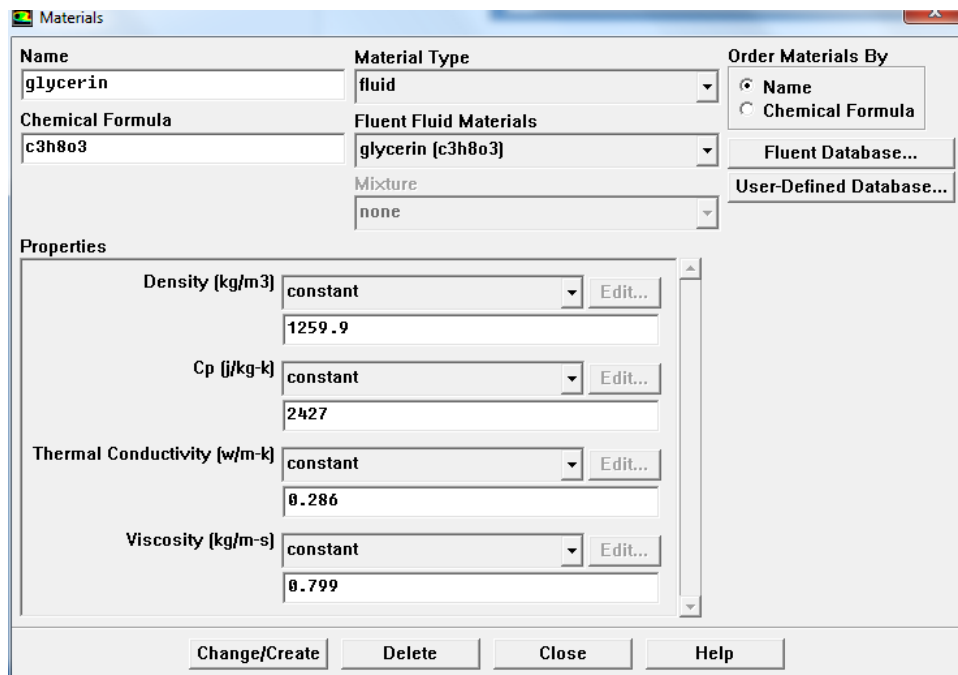


Figure III.20 : Définir les propriétés physiques du fluide.

III.6.6. Définir les conditions aux limites :

Define → Operating → conditions

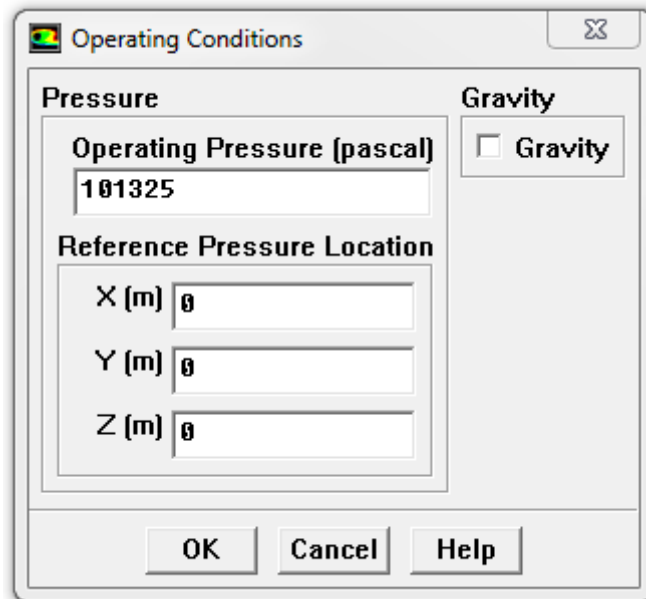


Figure III.21 : Choix de la pression de référence.

III.6.7. Conditions aux limites usuelles :

Define → Boundary conditions.

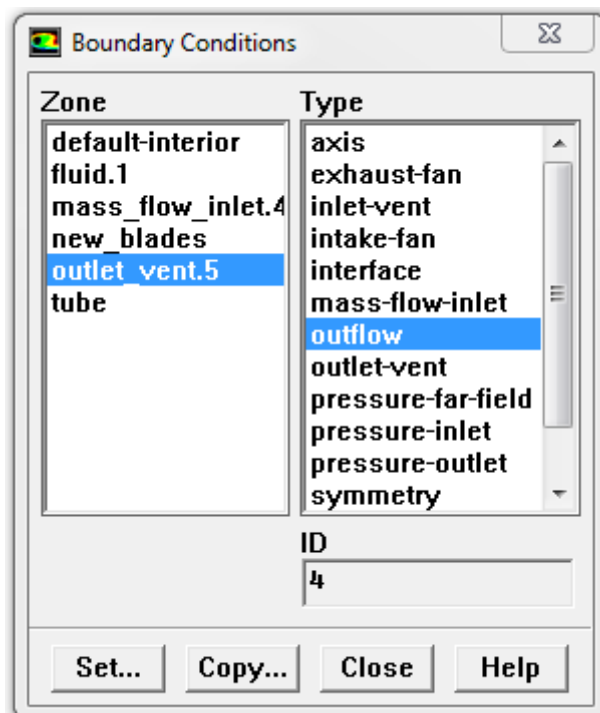


Figure III.22 : Les conditions aux limites imposées.

III.6.8.Choix des facteurs de sous relaxation :

Solve → Controls → Solution.

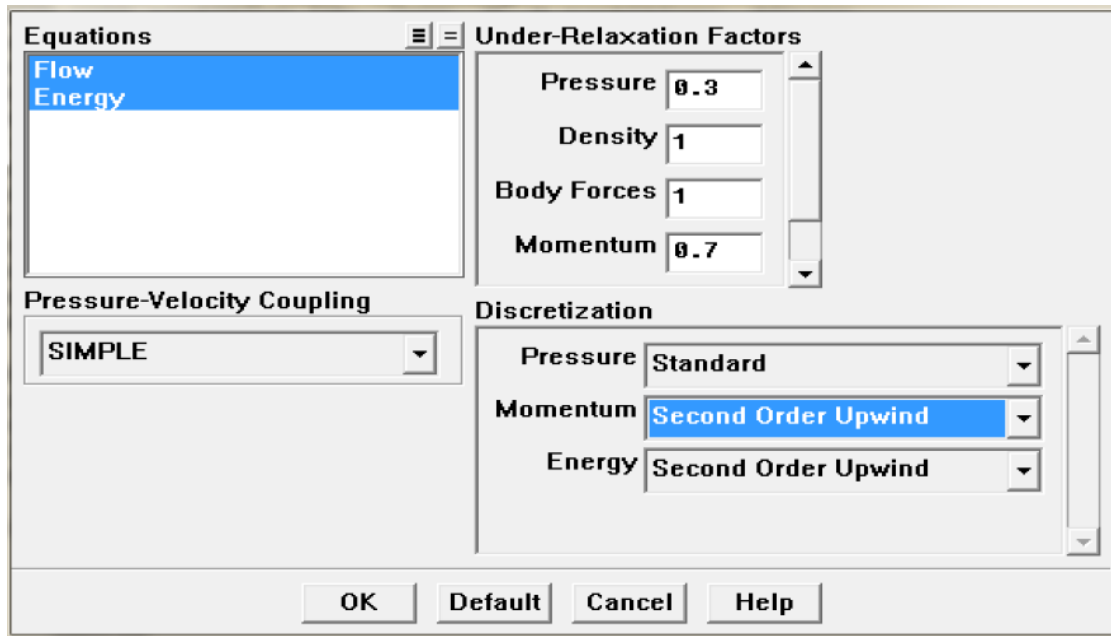


Figure III.23 : Choix de la solution.

III.6.9.L'initialisation :

Solve → Initialize → Init

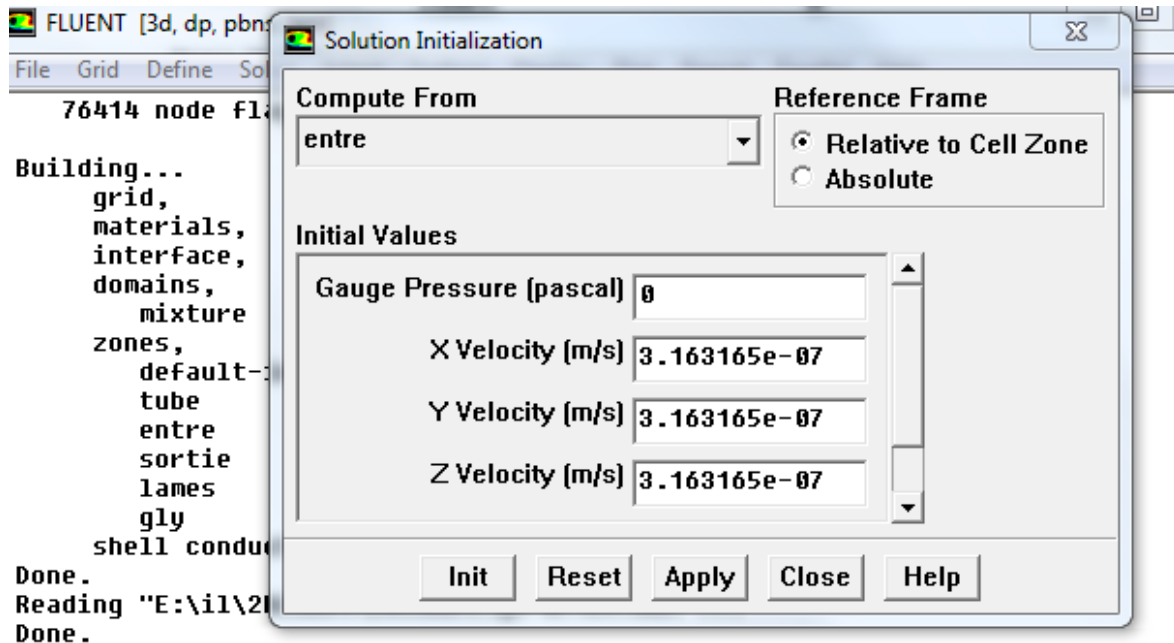


Figure III.24 : Initialisation de la solution.

III.6.10.Choix de résiduel :

Solve → Monitors → Residual

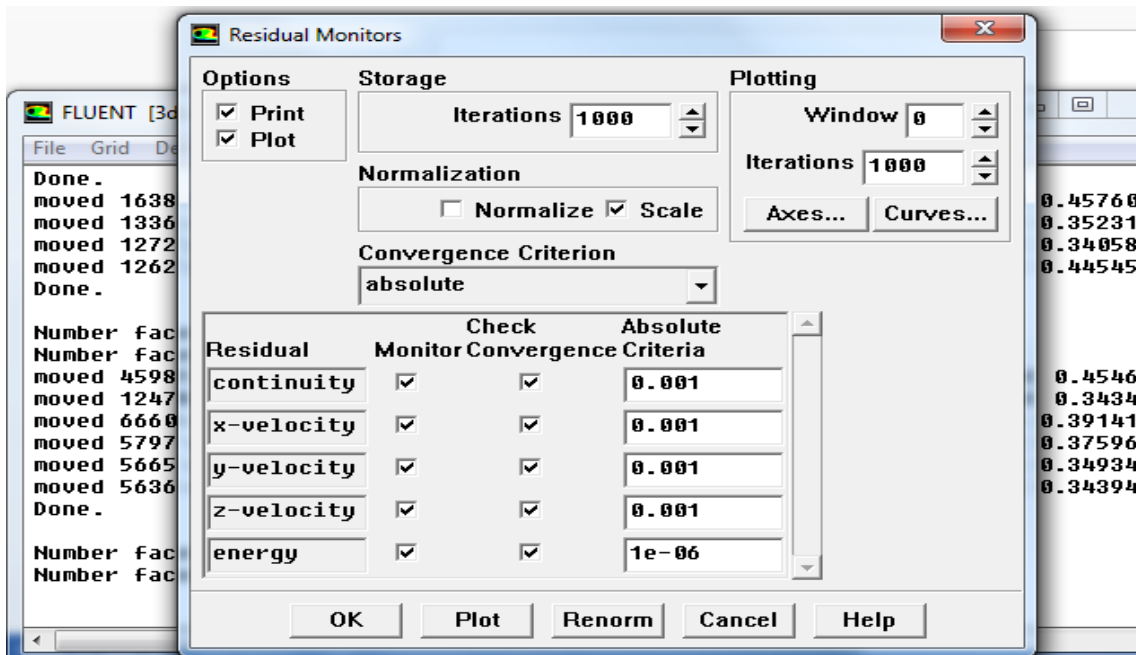


Figure III.25 : Choix de résiduel

III.6.11.Lancement du calcul :

Solve → Iterate.

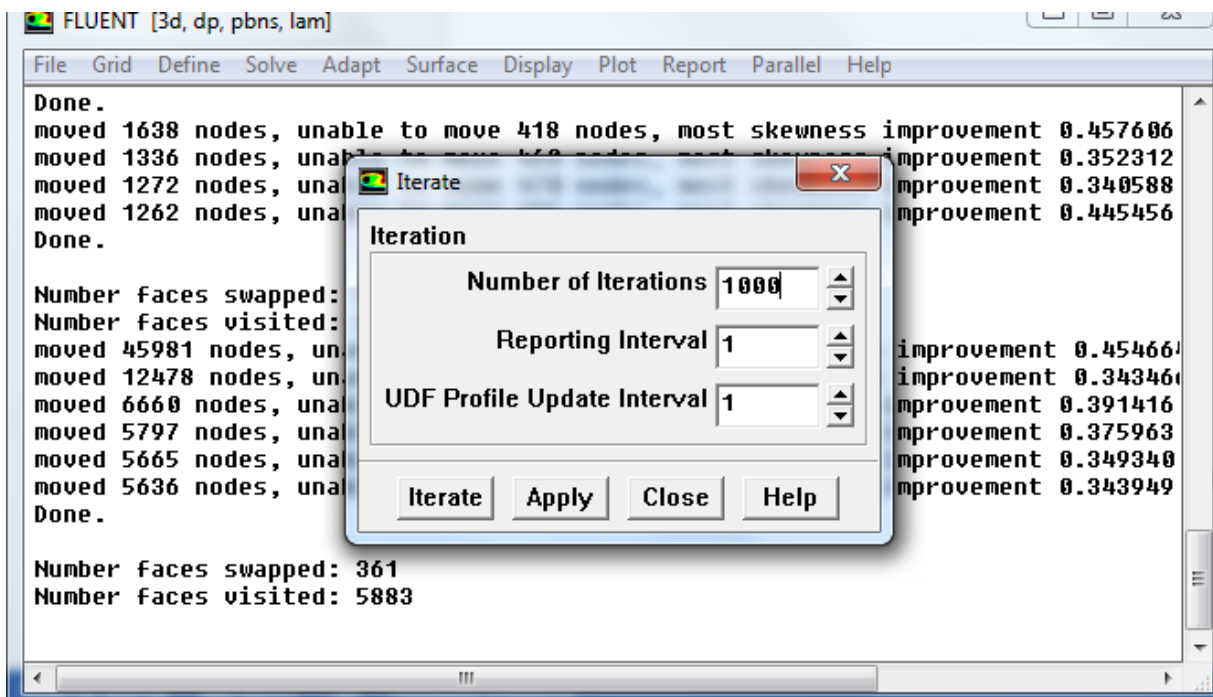


Figure III.26 : Choix du nombre d'itérations.

III.6.12. Convergence des calculs :

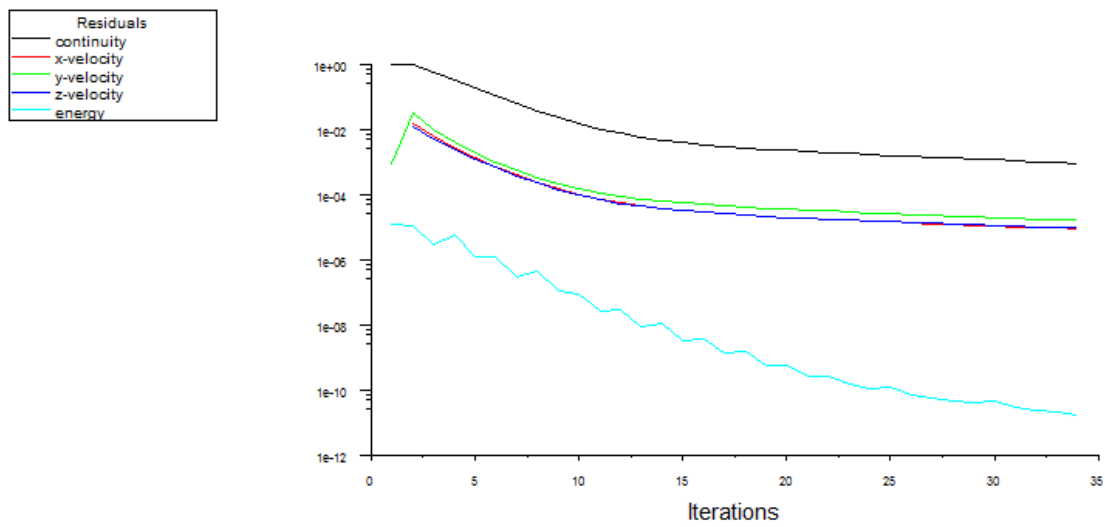


Figure III.27 : Allure de l'évolution des résidus de calcul.

III.6.13. Visualisation des résultats :

Display → Contours.

Display → Vecteur.

Display → Pathlines.

III.6.14. Calcul de la température moyenne du cylindre T_w :

Report → surface integral → Area → weighted average →
Température → tube

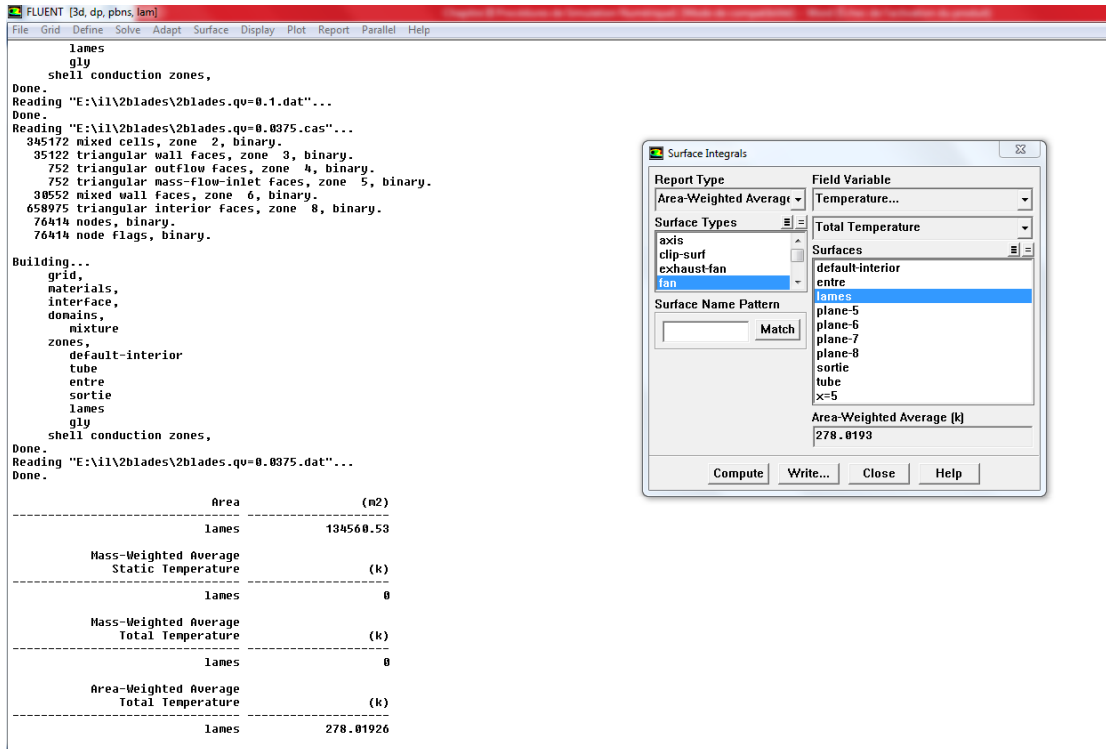


Figure III.28 : calcul de la température du cylindre (T_w).

III.6.15. Calcul de la température moyenne de glycérine :

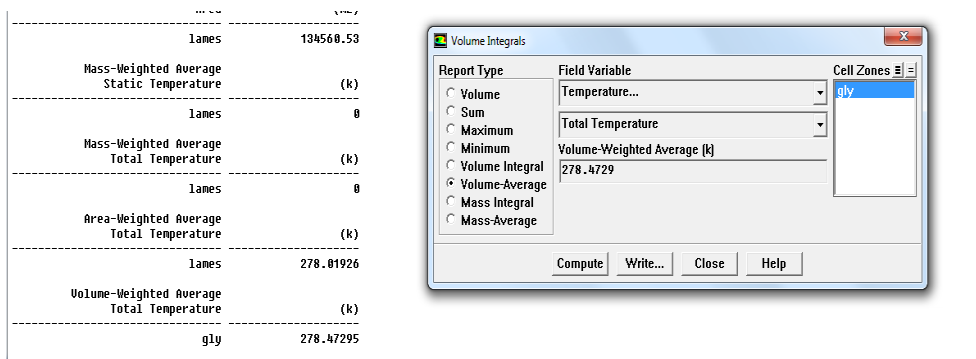


Figure III.29 : Calcul de la température moyenne.

III.6.16. Calcul de la température de sortie :

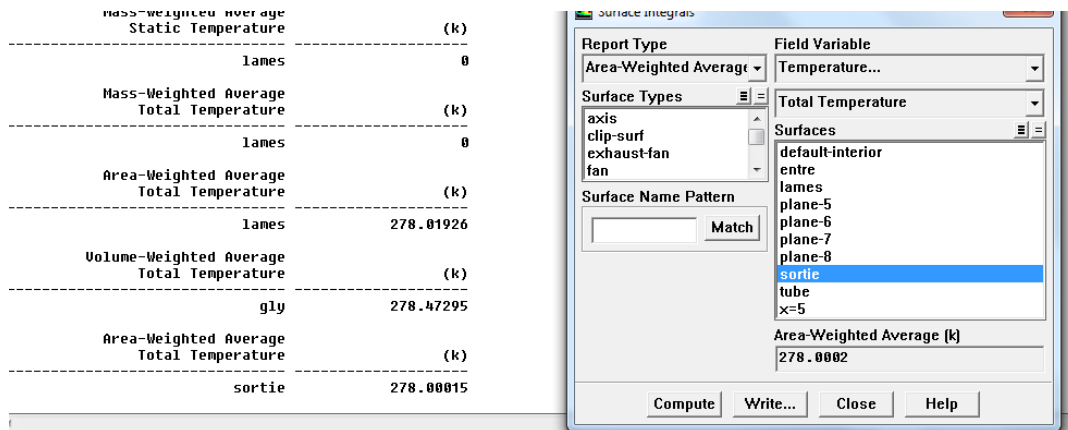
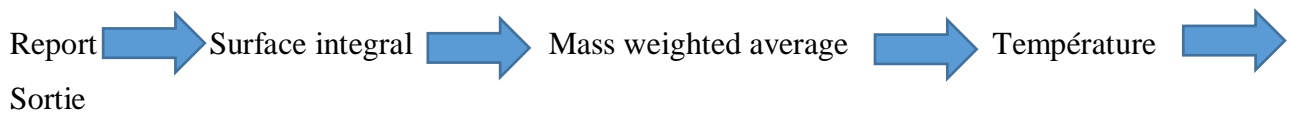


Figure III.30 : Calcul de la température de sortie (T_{out}).

III.6.17. Sauvegarde de fichier :

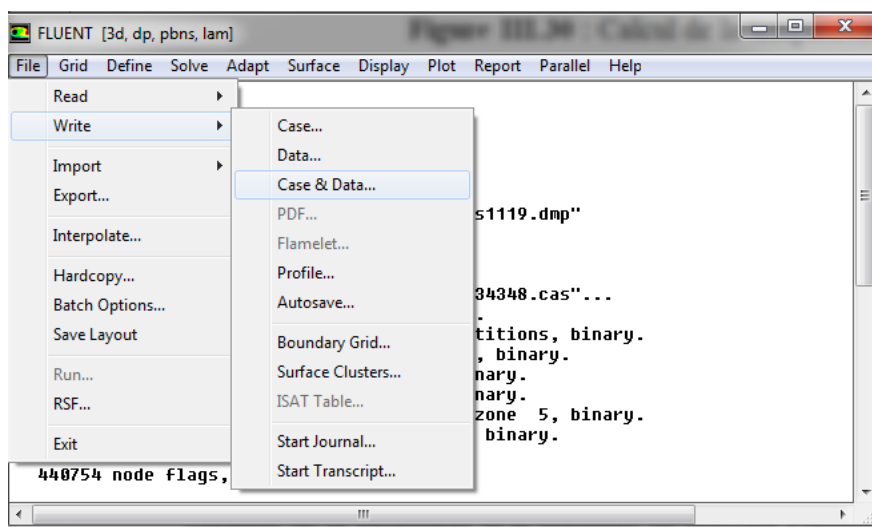


Figure III.31: sauvegarde du fichier

III.8. Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons exposé les différentes étapes d'utilisation du logiciel de création de la géométrie et le maillage en utilisant Gambit et la résolution des équations algébriques issues de système physique en utilisant le code Fluent. Les résultats de la simulation sont présentés dans le chapitre suivant.

Chapitre IV :

Résultats et Discussions

Chapitre IV : Résultats et Discussions

IV-1 Introduction:

Dans la présente étude, un modèle mathématique en 3D est appliqué pour décrire l'écoulement dans un échangeur de chaleur à surface raclée, Les équations gouvernantes et les relations constitutives sont déterminées et résolues à l'aide du logiciel commercial FLUENT 6.3.26. Toutes les grilles 3D ont été créées avec le logiciel GAMBIT 2.4.6 et exportées vers FLUENT 6.3.26.. Nous présentons les différents résultats obtenus issus de nos simulations numériques relatives à la convection thermique dans les deux configurations étudiées : échangeur de chaleur à surface raclée à 02 lames et à 04 lames.

Nous présentons pour chaque configuration, les contours de la température et de vitesse et les vecteurs vitesses ainsi que les lignes de courant en fonction de la vitesse de rotation et le débit massique. Nous terminons ce chapitre par une étude relative au transfert thermique en considérant le coefficient de transfert convectif en fonction de la vitesse de rotation et le débit massique.

IV-2 Les paramètres utilisés :

➤ **les propriétés physiques de fluide utilisé (glycerine) :**

- ✓ masse volumique : $\rho=1.26\text{g/cm}^3$
- ✓ La capacité calorifique : $C_p = 2435 \text{ (J/kg K)}$
- ✓ La conductivité thermique : $\lambda= 0.285 \text{ (W/m K)}$
- ✓ La viscosité dynamique : $\mu= 8.1 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s.}$

➤ **Les propriétés physiques du rotor et les lames (fabriqué en acier) :**

- ✓ Masse volumique : $\rho= 7500 \text{ kg/m}^3$
- ✓ La capacité calorifique : $C_p= 435\text{J/kg.K}$
- ✓ La conductivité thermique : $\lambda = 226 \text{ W/m.k}$

➤ **Les propriétés physiques du cylindre (fabriqué en Aluminium) :**

- ✓ Masse volumique : $\rho = 2719 \text{ kg/m}^3$.
- ✓ La capacité calorifique : $C_p = 871 \text{ J/kg.K}$.
- ✓ La conductivité thermique : $\lambda = 202.4 \text{ W/m.K}$.

IV-3 Contours de températures :

Les Figures (IV.1) à (IV.4) présentent les contours de température dans l'échangeur de chaleur à surface raclée à 2 lames et 4 à lames, pour deux vitesses de rotation $\Omega = 120 \text{ tr/min}$ et 600 tr/min et pour un débit massique $\dot{m} = 0.035 \text{ kg/s}$.

On constate que le fluide entre dans le cylindre de l'échangeur avec une température de 288.16 K puis elle diminue progressivement en allant de l'entrée vers la la sortie en contactant la surface interne froide (278.16) du cylindre. On remarque aussi que la température n'est pas répartie uniformément en tout point de l'échangeur. Aux alentours des lames la différence de température est plus importante. Ceci est dû, aux forts gradients de cisaillement dans ces zones. La température du fluide diminue également en augmentant le nombre de lames, la vitesse de rotation et le débit massique.

Ces figures montrent un développement de couches limites thermiques autour des lames, une comparaison entre l'échangeur de 02 lames et de 04 lames montre que les couches limites de l'échangeur de 02 lames sont plus minces que celles de 04 lames cela est dû à la diminution de la vitesse d'écoulement du fluide près des surfaces des lames et par conséquent une diminution de l'échange thermique.

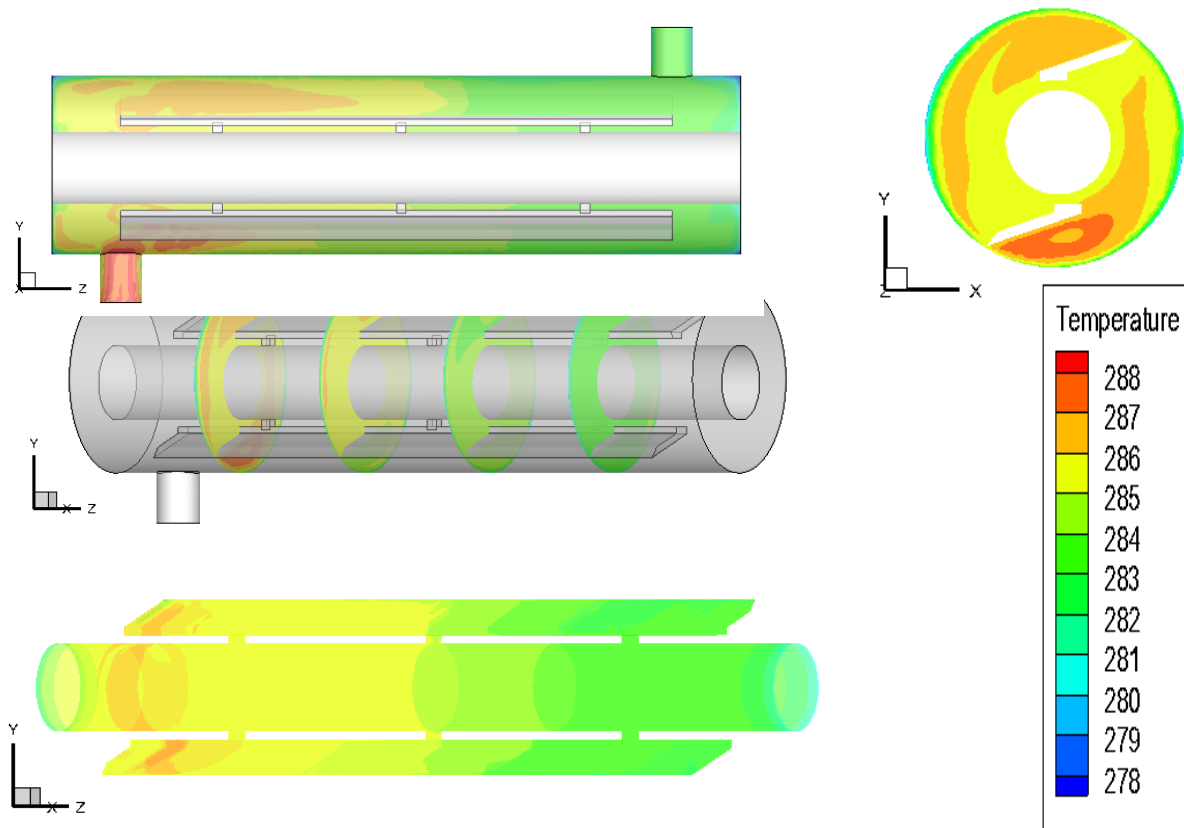


Figure I.1 Les contours de température dans l'échangeur à 02 lames pour une vitesse de rotation $\Omega = 120 \text{ tr/min}$ et un débit massique $\dot{m} = 0.035 \text{ kg/s}$.

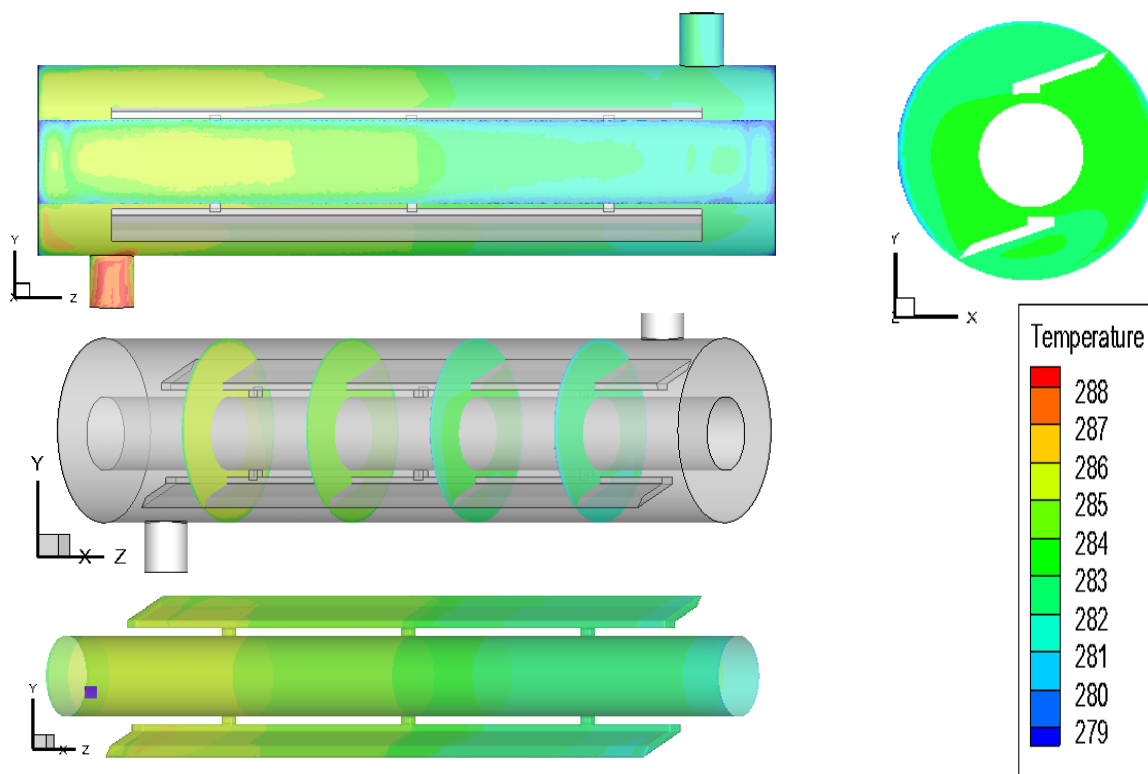


Figure I.2 Les contours de température dans l'échangeur à 02 lames pour une vitesse de rotation $\Omega = 600 \text{ tr/min}$ et un débit massique $\dot{m} = 0.035 \text{ kg/s}$.

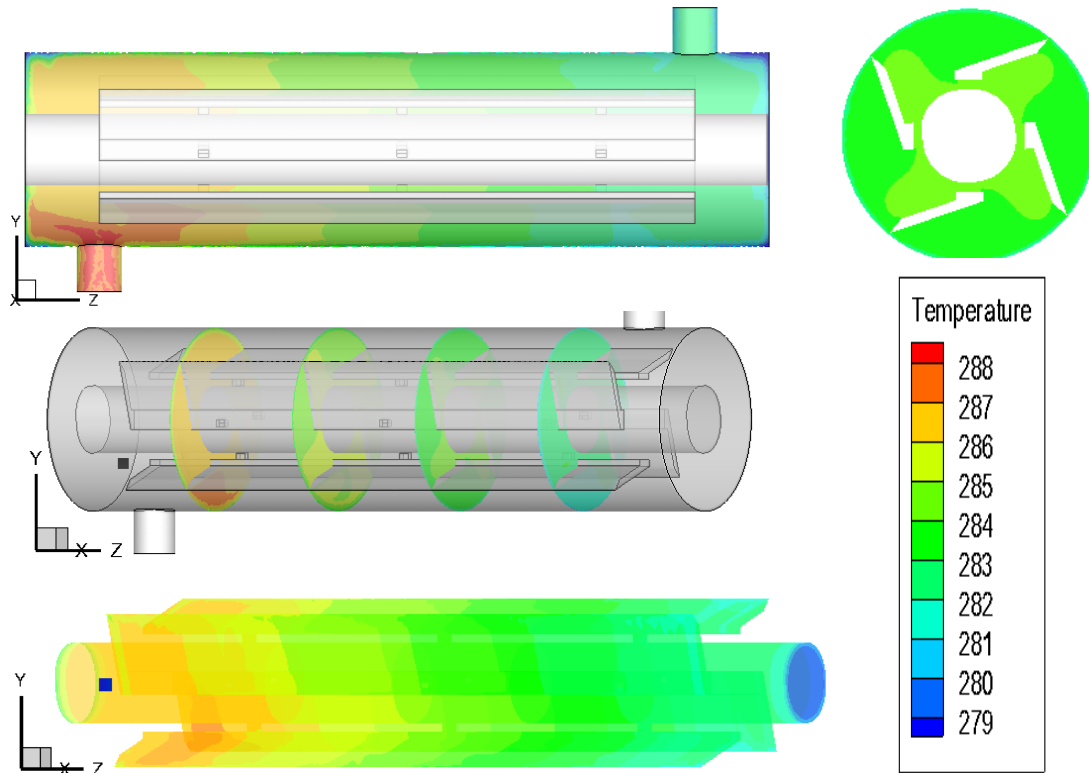


Figure I.3 Les contours de température dans l'échangeur à 4 lames pour une vitesse de rotation $\Omega=120\text{tr/min}$ et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.

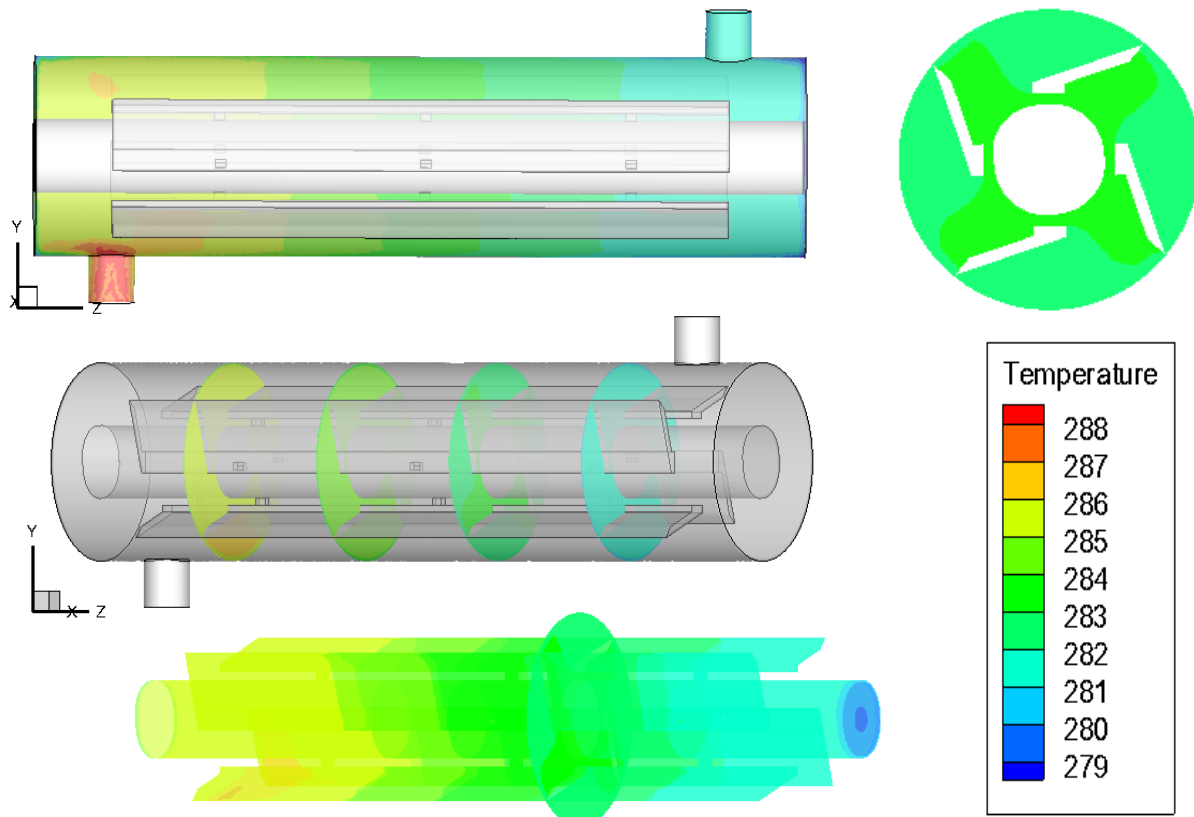


Figure I.4 Les contours de température dans l'échangeur à 4 lames pour une vitesse de rotation $\Omega=600\text{tr/min}$ et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.

IV-4 contours et les vecteurs vitesses :

Les Figures (IV.5) à (IV.8) présentent les contours et les vecteurs vitesse dans l'échangeur de chaleur à surface raclée à 2 lames et 4 lames. pour une vitesse de rotation égale à $\Omega=120$ et 600tr/min et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.

On peut noter que la vitesse est minimale près de la paroi du cylindre en raison du décroissement de la température du fluide, et augmente en s'éloignant de la paroi du cylindre pour atteindre des valeurs maximale près des lames. Les directions des vecteurs vitesses dévient quand les particules fluides s'approchent des parois des lames et se déplacent autour d'elles en créant un brassage favorisant le transfert de chaleur

D'après ces résultats numériques, on remarque également que la valeur maximale du gradient de vitesse relevée sur le rotor est identique pour les deux configurations étudiées .

On constate que le débit massique et la vitesse de rotation ont une grande influence sur la vitesse du fluide et du gradient de vitesse sur le stator. La vitesse du fluide augmente avec l'augmentation du débit massique, la vitesse de rotation du rotor et le nombre de lames.

On remarque également que les valeurs des vitesses sont très faibles dans la région située entre la lame et la paroi du cylindre, en raison de la présence des zones de recirculation.

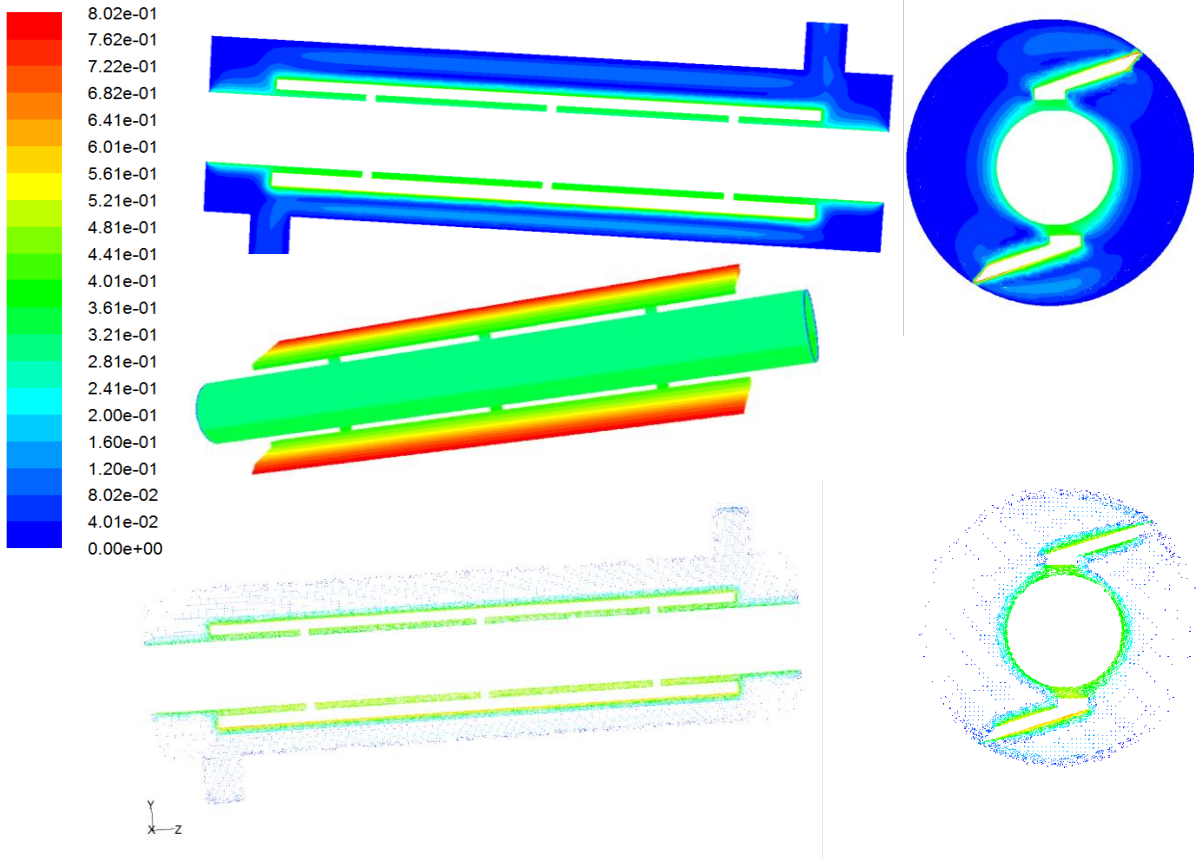


Figure I.5 Les contours et les vecteurs vitesses dans l'échangeur à 02 lames pour une vitesse de rotation $\Omega=120\text{tr/min}$ et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.

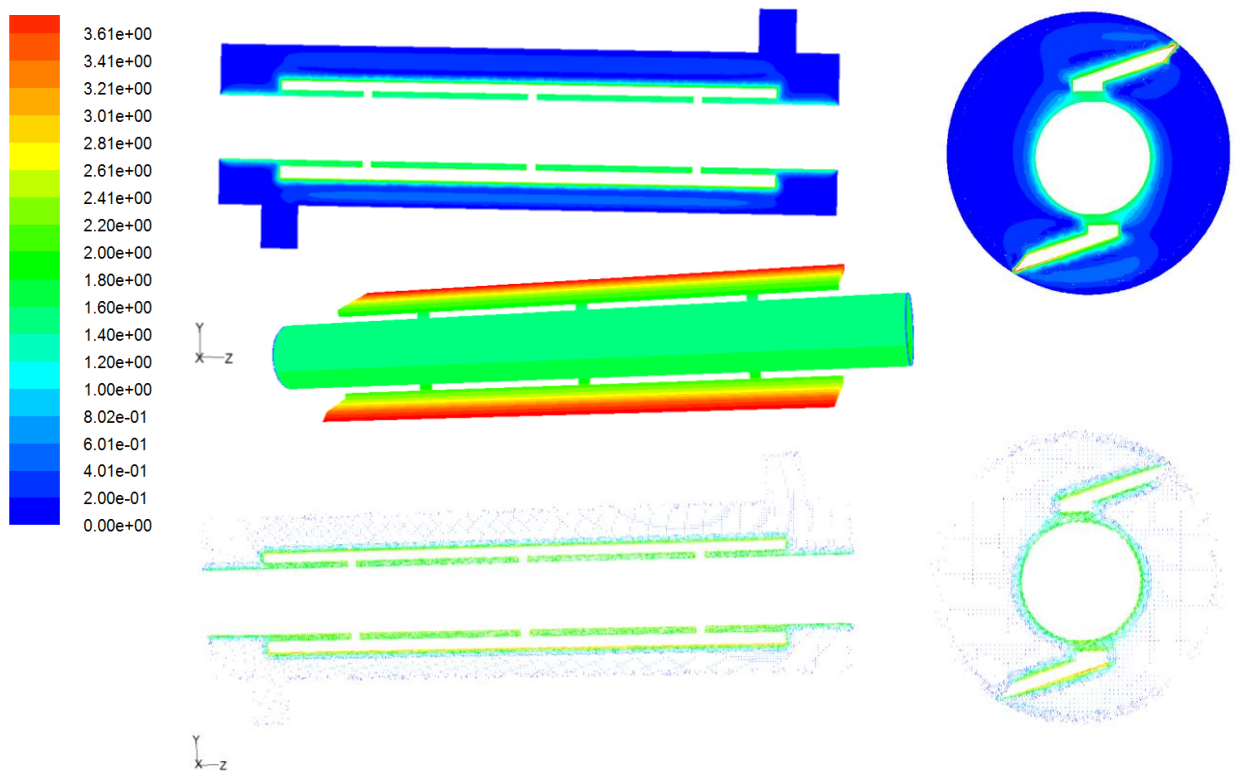


Figure I.6 Les contours et les vecteurs vitesses dans l'échangeur à 02 lames pour une vitesse de rotation $\Omega=600\text{tr/min}$ et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.

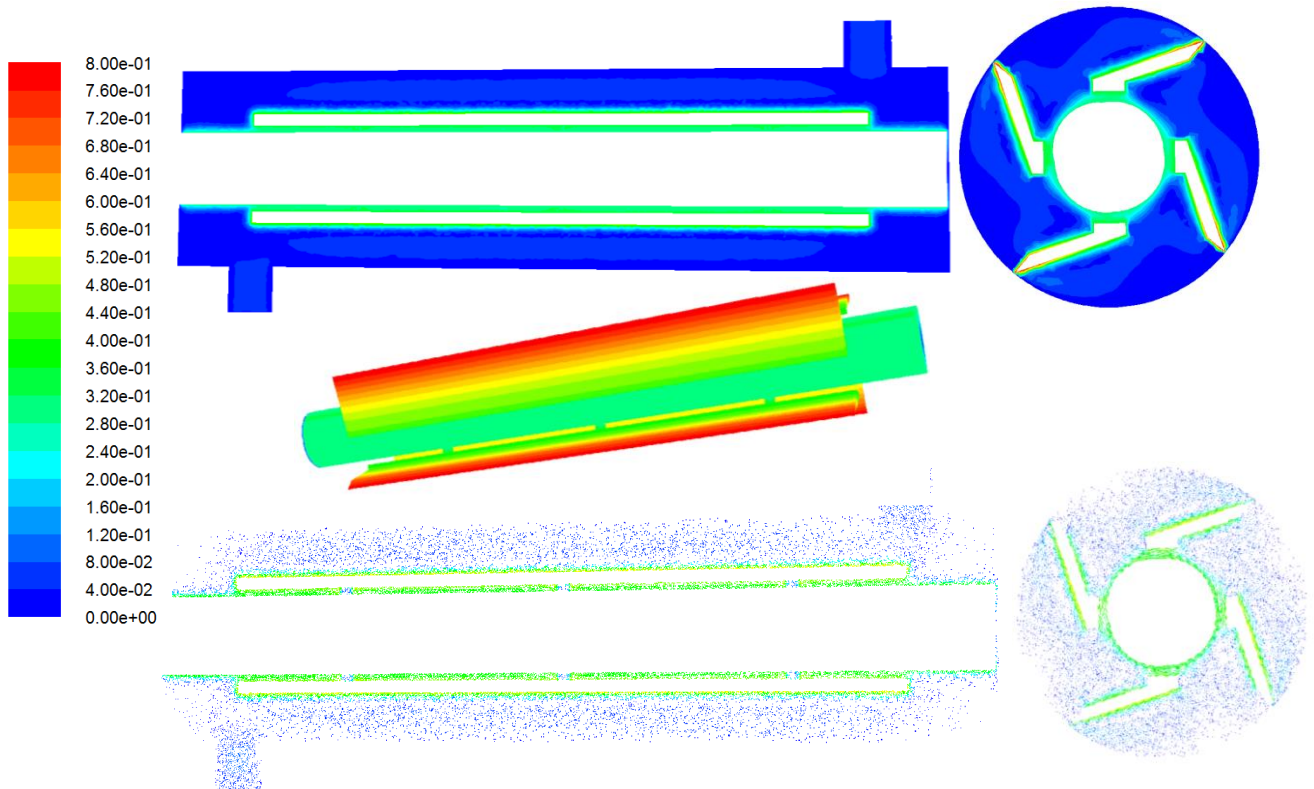


Figure I.7 Les contours et les vecteurs vitesses dans l'échangeur à 4 lames pour une vitesse de rotation $\Omega=120\text{tr/min}$ et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.

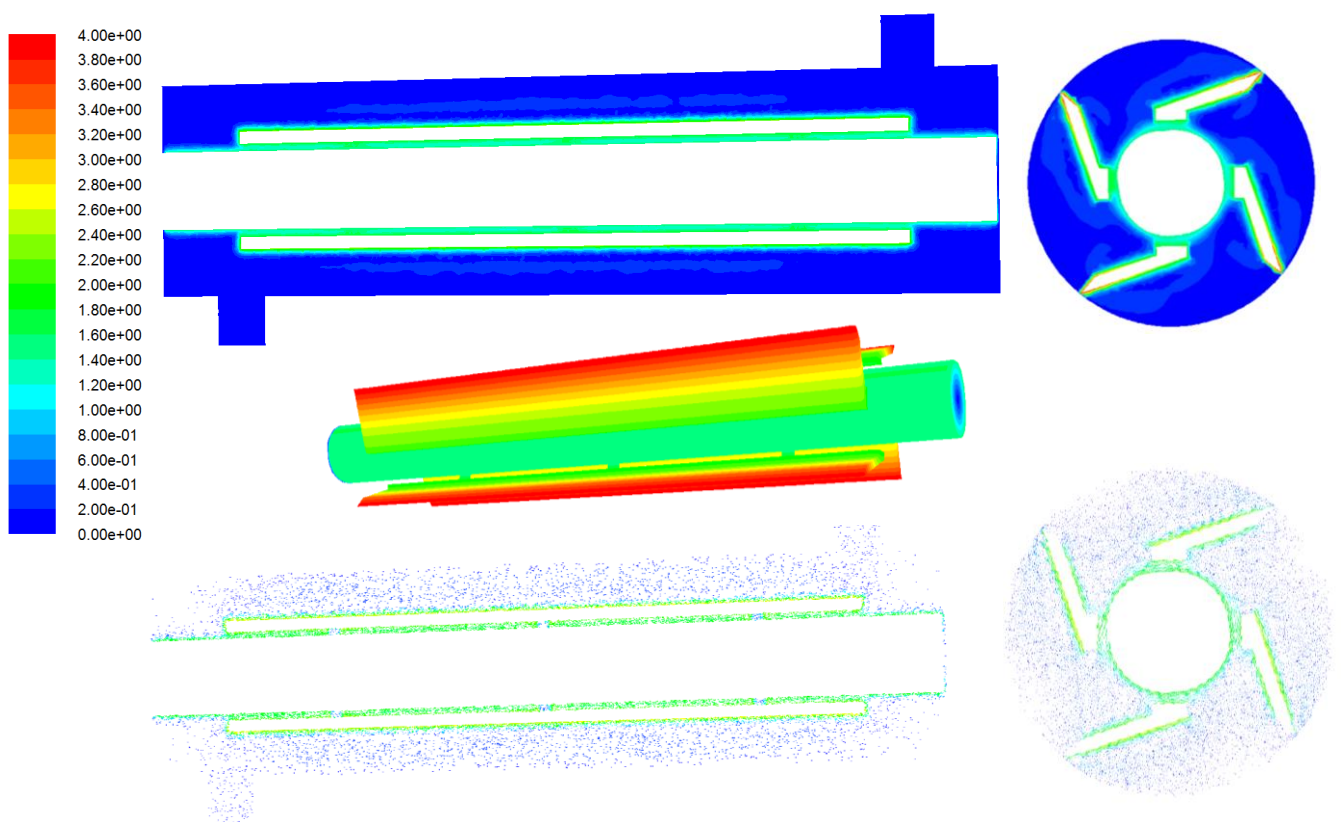


Figure I.8 Les contours et les vecteurs vitesses dans l'échangeur à 4 lames pour une vitesse de rotation $\Omega=600\text{tr/min}$ et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.

IV-5 Les lignes de courant :

Les Figures (IV.9) à (IV12) représentent les lignes de courant dans les deux configurations de l'échangeur de chaleur à surface raclée à 2 et à 4 lames. pour une vitesse de rotation $\Omega=120\text{tr/min}$ et 600tr/min et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.

Ces figures montrent la formation de deux zones de recirculation en amont et en aval de chaque lame, la formation de deux lobes de recirculation contrarotatifs presque symétriques.

Le nombre de zones de recirculation augmente avec le nombre de lame.

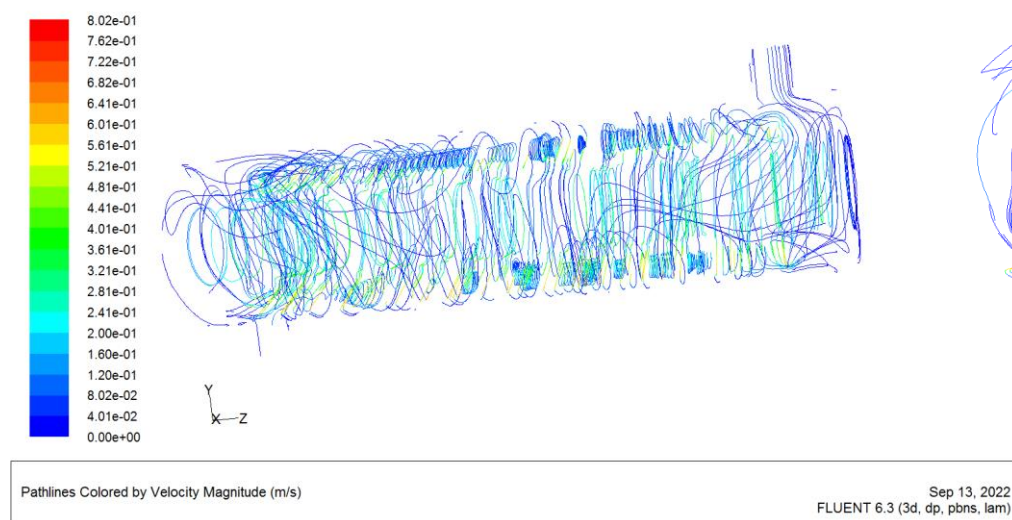


Figure I.9 Les lignes de courant dans l'échangeur à 02 lames pour une vitesse de rotation $\Omega=120\text{tr/min}$ et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.



Figure I.10 Les lignes de courant dans l'échangeur à 02 lames pour une vitesse de rotation $\Omega=600\text{tr/min}$ et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.

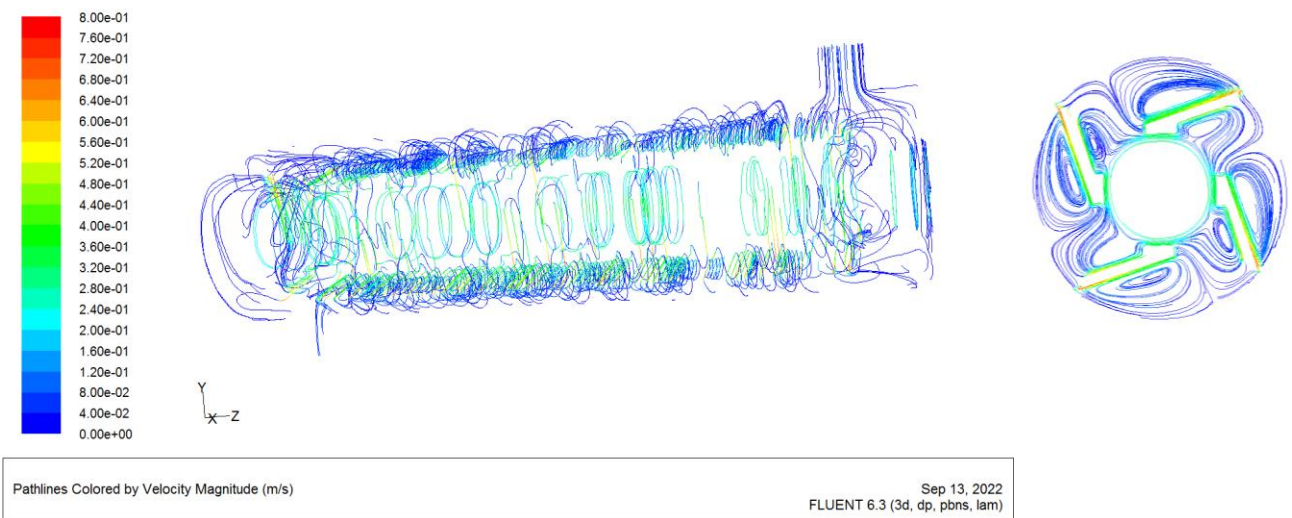


Figure I.11 Les lignes de courant dans l'échangeur à 04 lames pour une vitesse de rotation $\Omega=120\text{tr/min}$ et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.

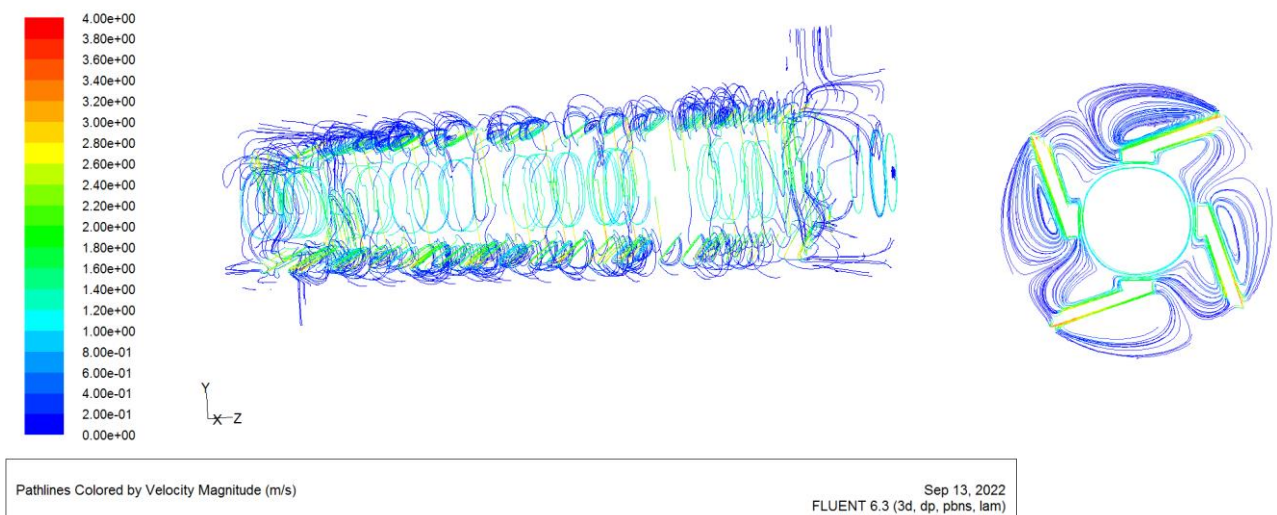


Figure I.12 Les lignes de courant dans l'échangeur à 04 lames pour une vitesse de rotation $\Omega=600\text{tr/min}$ et un débit massique $\dot{m}=0.035\text{kg/s}$.

IV-6 Variation du coefficient de convection moyen

La figure IV.13 représente la variation du coefficient de convection moyen en fonction du débit massique et la vitesse de rotation du rotor dans l'échangeur à 04 lames. Nous constatons que pour les différentes valeurs de la vitesse de rotation, le coefficient de convection augmente avec l'accroissement du débit massique et la vitesse de rotation. L'analyse de cette figure montre également que les valeurs du coefficient de convection h et presque confondues pour les deux premières valeurs du débit massique.

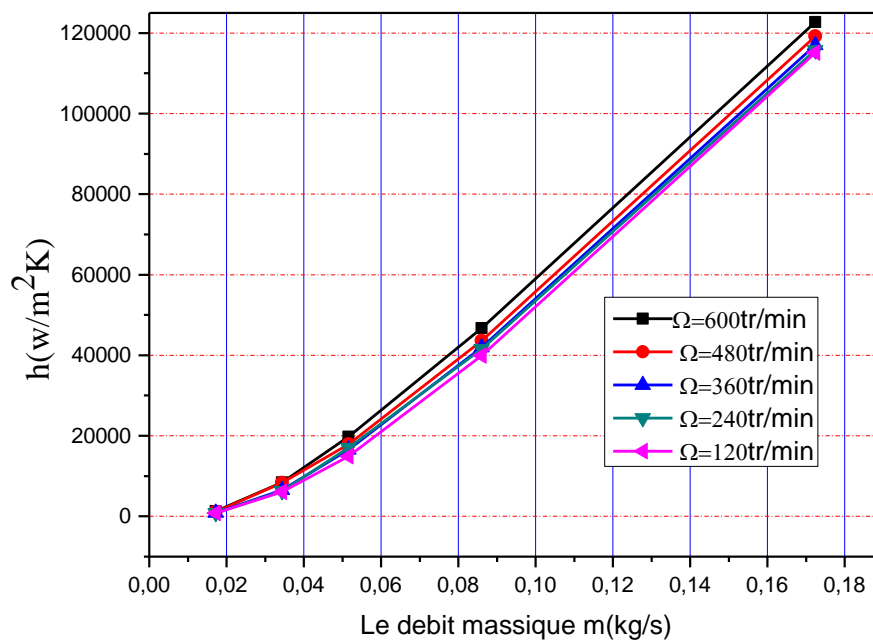


Figure IV.13 Variation du coefficient de convection h en fonction du débit massique \dot{m} pour différentes valeurs Ω (échangeur à 04 lames)

IV.7. Conclusion :

Une étude numérique a été réalisée pour étudier de transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à surface raclée à 02 lames et à 04 lames avec des vitesses de rotation $\Omega=120$ tr/min et 600 tr/min et un débit massique $\dot{m} = 0,017\text{kg/s}$, $0,034\text{kg/s}$, $0,057\text{kg/s}$; $0,086\text{kg/s}$. L'utilisation du surface raclée baisse la température du glycerine et assure un bon mélange.

Un meilleur refroidissement est obtenu dans l'échangeur à 04 lames et pour une vitesse de rotation $\Omega=600\text{tr}/\text{min}$. Nous avons constaté aussi que le nombre de lames joue un rôle important dans le refroidissement, plus le nombre de lames est élevé plus le transfert est meilleur . Les échangeurs de chaleur à surface raclée ont un grand avantage par rapport aux autres systèmes , combine le principe habituel du transfert de la chaleur et son design unique offre de nombreux avantages pour un transfert efficace de la chaleur ou du froid pour les produits délicats.

Conclusion Générale

Dans ce mémoire nous avons exposé une étude numérique tridimensionnelle de la convection thermique stationnaire et laminaire dans un échangeur de chaleur à surface raclée à 02 et 04 lames

Nous avons développé un modèle mathématique décrivant notre problème physique. Les équations gouvernantes de continuité, de quantité de mouvement, couplées à l'équation d'énergie sont résolues par la méthode des volumes finis adopté par le logiciel commercialisé FLUENT 6.3.26.

Toutes les configurations en 3D sont créées en utilisant le logiciel SolidWorks et mailler en utilisant le logiciel GAMBIT 2.4.6 et exportées vers FLUENT 6.3.26.

Des simulations numériques ont été effectuées pour différentes vitesses de rotation $\Omega=120\text{tr/min}$, 240tr/min , 360tr/min , 480tr/min et 600tr/min et un débit massique $\dot{m}=0.017\text{kg/s}$, 0.034kg/s , 0.057kg/s , 0.086kg/s

Les conclusions tirées de ces résultats peuvent être résumées comme suit ;

- La température du fluide diminue en augmentant le nombre des lames, la vitesse de rotation et le débit massique.
- La vitesse du fluide augmente avec l'augmentation du débit massique, la vitesse de rotation du rotor et le nombre des lames.
- Les valeurs des vitesses du fluide sont très faibles dans la région située entre la lame et la paroi du cylindre, en raison de la présence des zones de recirculation.
- Un meilleur refroidissement est obtenu dans l'échangeur à 04 lames et pour une vitesse de rotation égale à $\Omega=600\text{tr/min}$.
- Et enfin on peut conclure que les échangeurs de chaleur à surface raclée combine le principe habituel du transfert de la chaleur et son design unique offre de nombreux avantages pour un transfert efficace de la chaleur ou du froid pour les produits délicats car il permet d'éviter le problème d'encrassement et améliore considérablement la distribution de la température.

Références Bibliographiques

- [1]. Ould Amer.N & Ouadah.S, thèse master « Simulation numérique d'un écoulement avec transfert de chaleur d'un nanofluide dans un dissipateur de chaleur » en Faculté de technologie, Département de génie mécanique, option : énergétique, Université de M'sila, 2017/2018.
- [2] Jannot & Christian Moyne, cours Transferts thermiques 2^{ème} année, Ecole des Mines Nancy, 2012, <http://www.edilivre.com/transferts-thermiques-cours-et-55-exercices-corrige-20c28f73fc.html#.VyIS3nqHhPI>.
- [3] DEZIRI Nadjem Eddine. Simulation d'une conception d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre. Memoire de fin d'étude cycle Master. Université de ANNABA.2016/2017
- [4]M.MOUSSA, J.MARIE PERRIRCORNET. Echangeur de chaleur (Echangeur à surface raclée),JEAN CASTING LASVINOTTES 2002.
- [5] BACHELILI Mohamed Abdelkamel et MBAREK Sedik, Etude Experimentale d'un Echangeur De Chaleur A Ailettes, université de Mostaganem, 2020
- [6]J.PADET. Echangeur thermique, Masson, Paris Milan Barcelone 1994.
- [7] M.KONDAK, R.KIRAKOVSKI. Thermique générale édition Mir Moscou 1969.
- [8] H.JOHN LINHARD IV, H.JOHN LINHARD V. Heat transfert text book 3rd edition version 1.23 dated january 2005.
- [9] B.THONON, P.MERCIER, M.FEIDT. Flow distribution in plate heat exchanger and consequence on thermal and hydraulic performances euro-therm seminar, Hamburg 1991.
- [10]ABIR AMROUNE , Etude numérique des performances thermique et hydrodynamique d'un écoulement dans un tube d'échangeur de chaleur équipé d'un ruban torsadé, mémoire de Master, université de M'sila, 2021.
- [11]Oscar Hernandez Parra, Couplage cristallisation-foisonnement au sein d'un échangeur de chaleur à surface raclée lors de la production de sorbet , These De Doctorat, France 2018.
- [12] Mourad YATAGHENE, Étude expérimentale et numérique de la structure de l'écoulement et de la dissipation visqueuse dans un échangeur de chaleur à surface raclée, Thèse De Doctorat, Université De Nantes, France, 2007.

Résumé

Dans ce mémoire nous avons étudié numériquement la convection thermique tridimensionnelle stationnaire et laminaire dans un échangeur de chaleur à surface raclée à 02 et 04 lames. Les équations gouvernantes de continuité, de quantité de mouvement, couplées à l'équation d'énergie sont résolues par la méthode des volumes finis adoptée par le logiciel commercialisé FLUENT 6.3.26. Les deux configurations étudiées sont créées en utilisant le logiciel SolidWorks et mailler en utilisant le logiciel GAMBIT 2.4.6 et exportées vers FLUENT 6.3.26.

Des simulations numériques ont été effectuées pour différentes vitesses de rotation Ω qui varie entre 120tr/min et 600 tr/min et pour quatre valeurs du débit massique qui varie entre 0.017kg/s et 0.086kg/s. Les résultats numériques montrent qu'un meilleur refroidissement est obtenu lorsque la vitesse de rotation et le débit massique augmentent. Un meilleur refroidissement est obtenu dans l'échangeur à 04 lames et une vitesse de rotation égale à $\Omega=600$ tr/min. L'échangeur de chaleur à surface raclée offre de nombreux avantages pour un transfert efficace de la chaleur ou du froid pour les produits délicats car il permet d'éviter le problème d'encrassement et améliore considérablement la distribution de la température.

ملخص

في هذه المذكرة درسنا عددياً الحمل الحراري الثابت والصفحي ثلاثي الأبعاد في مبادل حراري سطحي مكشوط بشفرات عددها 02 و 04. يتم حل المعادلات التي تحكم الاستمرارية، والزخم، إلى جانب معادلة الطاقة من خلال طريقة الحجم المحدودة المعتمدة من قبل البرنامج المسوق FLUENT 6.3.26 تم إنشاء التكوينات المدروسة باستخدام برنامج SolidWorks والشبكات باستخدام برنامج GAMBIT 2.4.6 وتصديرها إلى FLUENT 6.3.26 تم إجراء محاكاة عددية لسرعات دوران مختلفة والتي تتراوح بين 120 دورة في الدقيقة و 600 دورة في الدقيقة ولأربع قيم لتدفق الكتلة والتي تتراوح بين 0.017 كجم / ثانية و 0.086 كجم / ثانية. تظهر النتائج العددية أنه يتم الحصول على تبريد أفضل عندما تزداد سرعة الدوران ومعدل تدفق الكتلة. يتم الحصول على تبريد أفضل في المبادل باستخدام 04 شفرات وسرعة دوران تساوي $\Omega = 600$ دورة في الدقيقة. يوفر المبادل الحراري للسطح المكسور العديد من المزايا لنقل الحرارة أو البرودة الفعال للمنتجات الحساسة لأنه يتجنب مشكلة القاذورات ويحسن بشكل كبير توزيع درجة الحرارة.