



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique

جامعة وهران 2 محمد بن أحمد
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة و الأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département De maintenance En Electromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière : Electromécanique
Spécialité : Electromécanique industrielle

Thème

**Comportement thermique d'une virole d'un four
rotatif de cimenterie**

Présenté et soutenu publiquement par :

SADAoui Houssam Eddine & BAYOU Tahar

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
BOUHAMRI.N	M.A.A	IMSI	Président
BOUHAFS.M	M.C.B	IMSI	Encadreur
MEGHDIR.A	M.A.A	IMSI	Examineur

Anné2018/2019

REMERCIEMENT

En tout premier lieu, nous tenons à remercier Allah Le sublime, qui nous facilite notre parcours pour réaliser ce modeste travail de recherche.

La première personne que nous remercions profondément c'est bien notre enseignant et encadrant de mémoire Mr BOUHAFS Mohamed, Enseignant à l'Université d'Oran 2, pour ses orientations fructifiées et ses précieux conseils durant la période du travail.

Un remerciement chaleureux et un hommage vivant s'étendent aux membres de jury qui nous ont fait l'honneur d'examiner notre mémoire de fin d'étude, et de participer à sa soutenance.

Nous exprimons sincèrement un grand merci aux enseignants de l'institut de maintenance et de sécurité industrielle, qui ont enrichi généreusement nos esprits par des connaissances et des acquis assez marquants et intéressants.

À la fin, nous aimons aussi adresser un remerciement honnête à nos chers collègues pour les bons moments et les souvenirs inoubliables que nous avons passés ensemble pendant les cinq ans de formation.

Dédicace

En tout premier lieu, je remercie Allah, l'Unique qui m'offre le courage et la volonté pour affronter les difficultés de la vie et réaliser ce modeste travail.

Avec un amour chaleureux, je dédie ce modeste travail à mes chers parents, qui m'ont porté leur soutien absolu tout au long de ma vie.

Je dédie ce travail à mes chers frères et sœurs qui m'encouragent continuellement, et qui me partage la joie et l'amour infini.

À cet esprit cher qui a quitté notre monde et qui n'a pas pu être témoin de ce jour.

Aujourd'hui, je dédie ce modeste travail à toi, mon ami intime ZIAD

Ton souvenir restera toujours vivant au fond de mon âme.

Résumé:

Notre travail porte sur une investigation numérique de l'analyse thermique d'une virole du four rotatif. Les calculs ont été effectués en utilisant le code de calcul ANSYS FLUENT basé sur la méthode des volumes finis. La validation est réalisée avec l'étude de MIRHOSEINI [16], la valeur de nombre de Nusselt calculé est très satisfaisante avec celle de cette étude. Les contours de température, de pression, de vitesse et l'évolution du nombre de Nusselt correspondent à des différentes vitesses de rotation et d'injection d'air sont présentés. L'analyse des résultats a montré que l'insertion des ailettes a une influence importante sur la température de la virole, cependant, la vitesse de rotation du four et la température d'air d'injection n'ont pas des effets considérables sur la température de la virole.

Mots Clés : Four rotatif, convection, nombre de Nusselt, simulation numérique, ANSYS, volumes finis.

Abstract:

Our work focuses on a numerical investigation of the thermal analysis of a rotary kiln shell. The calculations were performed by using the ANSYS FLUENT calculation code based on the finite volume method. Validation, the number value of the calculated Nusselt is very satisfactory with that of MIRHOSSEINI [16]. The contours of temperature, velocity pressure and the evolution of the Nusselt number correspond to different velocities of rotation and air injections are presented. The analysis of the results showed that the insertion of the fins has a significant influence on the temperature of the ferrule, however, the rotational speed of the furnace and the injection air temperature do not have considerable effects on the temperature of the shell.

Key words: Rotary kiln, convection, Nusselt number, numerical simulation, ANSYS, finite volumes.

Remerciement	I
Dédicace	II
Résumé	III
Table des matières	IV
Nomenclature	VII
Liste des tableaux	IX
Liste des figures	X
Référence bibliographie	IV
Introduction générale	1
Chapitre I : Généralité sur les fours rotatifs	
Introduction	
I.1.Historique	2
I.2.La fabrication de ciment	2
I.3. Le four	2
I.4. Les fours rotatifs de cimenterie	3
I.4.1. Evolution des fours rotatifs	3
I.4.2 . Application des fours rotatifs	3
I.4.3 . Classification des fours rotatifs	4
I.4.4 . Conception et Fonctionnement	4
I.5 . Les éléments principaux dans les fours rotatifs	5
I.5.1. La virole	5
I.5.2 . Station des galets	6
I.5.3. Station de bandage	6
I.5.4. Réglage des axes des galets par rapport à celui du bandage	7
I.5.5 Les briques dans le four rotatif de ciment	8
I.5.6: Le bruleur	8
I.6 . Positionnement du four	10
Conclusion	10
Chapitre II : Analyse thermique du four rotatif de la cimenterie	
Introduction	11
Recherche bibliographique	11
II.1.Analyse thermodynamique du four rotatif	13
II.2.Mécanismes de transfert de chaleur dans un four rotatif	13
II.3 .Transfert de chaleur par conduction dans la paroi	14
II.4.Transfert de chaleur par rayonnement	14
II.5. Transfert de chaleur par convection	15
II.5.1. Convection naturelle	15
II.5.2 : Convection forcée	16
II.5.3.Convection à l'extérieur d'un four rotatif	16
II.6.Convection mixte	18
II.7. Calcul des pertes de chaleur dans un four rotatif	18
II.8.Amélioration de transfert de chaleur	19
II.8.1.Les ailettes	20

II.8.2.L'équation de la barre	21
II.8.3Flux extrait par une ailette	22
II.8.4 .Ailette rectangulaire de section constante	22
Conclusion	23
Chapitre III : Modélisation et simulation numérique par ANSYS	
Introduction	24
III.1. Méthodes numériques de discrétisation	24
III.1.1. Méthode des éléments finis (MEF)	24
III.1.2. La méthode des Différences Finis (MDF)	24
III.1.3. La méthode des volumes finis	25
III.2. Modélisation de la turbulence	25
III.2.1 . Equations de Navier Stokes	25
III.2.1.1 . Equation de conservation de masse	25
III.2.1.2 . Equation de conservation de quantité de mouvement	26
III.2.1.3 . Equation d'énergie (équation de la chaleur)	26
III.2.2 . Les principales modélisations de la turbulence	26
III.2.2.1 . La simulation numérique directe	26
III.2.2.2 . La simulation des grandes échelles	26
III.2.2.3. La simulation des équations de Navier Stokes	26
III.2.3. Classification des modèles de turbulence	27
III.2.3.1. Les modèles du premier ordre	27
III.2.3.1.1 . Modèle à zéro équation de transport	27
III.2.3.1.2 . Modèle à une équation de transport	27
III.2.3.1.3 . Modèle à deux équations	27
III.2.3.2.Modèles du second ordre	27
III.3 . Description du problème	27
III.4.Outil de simulation ICEM CFD et ANSYS FLUENT	29
III.4.1. Définition du CFD	29
III.4.2.Présentation de logiciel « ICEM-CFD »	30
III.4.3 : Présentation du logiciel ANSYS Fluent	30
III.5.Modélisation dans ANSYS ICEM	31
III.6.Maillage	31
III.6.1.Préparation de maillage	32
III6.2.Sensibilité de maillage	32
III.7.Conditions aux limites par ANSYS Fluent	33
III.7.1. Premier cas .cylindre lisse	33
III.7.2.Deuxième cas .cylindre avec ailettes	33
Conclusion	
Chapitre IV : Résultats et Discussion	
Introduction	35
IV.1 : Résultats et discussion	35
IV.2.La validation	35
IV.2.1. Contour de température	35
IV.2.2.Contour des lignes de courant	36
IV.2.3.Contour de vitesse	36
IV.2.4.Contour de pression	37
IV.3.Virole lisse	37

IV.3.1.Variation de la vitesse d'air d'injection	37
IV.3.1.1 . Evolution de nombre de Nusselt	37
IV.3.1.2.Evolution de la température de la virole	38
IV.3.2.Variation de la vitesse de rotation	38
IV.3.2.1.Evolution de nombre de Nusselt	39
IV.3.2.2.Evolution de la température de la virole	39
IV.3.3.Variation de température d'air d'injection	39
IV.4.Virole muni d'ailettes	39
IV.4.1. Distribution de température	40
IV.4.2. Distribution des lignes de courant	40
IV.4.3.Variation de la vitesse d'air d'injection	41
IV.4.3.1.Evolution de nombre de Nusselt	41
IV.4.3.2.Evolution de la température de la paroi	41
IV.4.4.Variation de la vitesse de rotation	42
IV.4.4.1.Evolution de nombre de Nusselt	42
IV.4.5 : Discussion des résultats	43
Conclusion	45
Conclusion générale	46

Φ	Le flux de chaleur échangé [W]
T_s	Température de la paroi de four [K]
T_0	Température de la base d'ailette
T_∞	La température ambiante [K]
r_2	Rayon extérieur intérieur [m]
r_1	Rayon intérieur de four [m]
L	Longueur de four [m]
λ	La conductivité thermique [W/m K]
A	La surface [m ²]
P_e	Périphérique de l'ailette
h	Coefficient d'échange convectif, [W/m ² .°C]
Nu	Nombre de Nusselt
Pe	Nombre de Peclet
Re	Nombre de Reynolds
Gr	Nombre de Grashof
Ra	Nombre de Rayleigh
Pr	Nombre de Prandtl
β	Coefficient de dilatation thermique [1/°K]
g	Accélération de la pesanteur [m ² /s]
ν	La viscosité cinématique [m ² /s]
D	Diamètre de four [m]
α	Diffusivité thermique [m ² /s]
U, V	Composantes de la vitesse, [m/s]
ρ	La masse volumique du fluide, [kg/m ³]
P	La pression, [Pa]
Θ_d	Angle de décollement [°]
ε	La constante de Stefan-Boltzmann
σ	Le facteur d'émission radiative
\dot{m}	Débit massique du four, [Kg/s]
\dot{E}	Énergie, [J/s]
R	la résistance thermique, [K/W]

η Rendement

Tableau III.1 : Caractéristiques du four étudié	28
Tableau III.2 : Paramètre de maillage	32
Tableau IV.1 : Valeur moyenne de Nombre de Nu autour de la virole	35
Tableau IV.2 : Nombre de Nusselt en fonction de la vitesse d'air d'injection	38
Tableau IV.3 : Température de virole en fonction de la vitesse d'air	38
Tableau IV.4 : Nombre de Nusselt en fonction de la vitesse de rotation	39
Tableau IV.5 : Température de virole en fonction de la vitesse de rotation	39
Tableau IV.6 : Nombre de Nu en fonction de la vitesse d'air d'injection	41
Tableau IV.7 : Température de la virole en fonction de la vitesse d'air d'injection	41
Tableau IV.8 : Nombre de Nu en fonction de la vitesse de rotation	42
Tableau IV.9 : Température de la virole en fonction de la vitesse de rotation	42
Tableau IV.10 : Comparaison de nombre de Nusselt	44

Figure I.1 : un four rotatif de la cimenterie	3
Figure I.2 : un four rotatif	4
Figure I.3 : Four à 2 et 3 appuis	5
Figure I.4 : Épaisseurs de viroles	5
Figure I.5 : Station des galets	6
Figure I.6 : bandage creux oméga	7
Figure I.7 : bandage	7
Figure I.8 : Galet pousseur (la buté)	8
Figure I.9 : braquage de galet	8
Figure I.10 : Briquetage dans un four rotatif de cimenterie	8
Figure I.11 : vue de face bruleur	9
Figure I.12 : Bruleur du four rotatif de cimenterie	9
Figure II.1 : mécanismes de transfert de chaleur dans un four rotatif	14
Figure II.2 : Couche limite et point de séparation sur un cylindre	17
Figure II.3 : Profil de vitesse sur un cylindre en écoulement transversal	18
Figure II.4 : Ecoulement forcé autour d'un four rotatif	18
Figure II.5 : présentation de la couche réfractaire et du croutage	19
Figure II.6 : les résistances thermiques du four vers l'atmosphère	20
Figure II.7 : Utilisation d'ailettes pour augmenter le flux de chaleur évacué du mur (a) mur plan, (b) mur muni d'ailettes	21
Figure II.8 : Flux de chaleur évacué par une ailette	21
Figure II.9 : Bilan d'énergie sur une tranche d'ailette d'épaisseur dx	22
Figure II.10 : Représentation d'une barre encastrée et schéma simplifié	22
Figure II.11 : Représentation des flux élémentaires sur une barre encastrée	22
Figure III. 1 : Maillage bidimensionnel	25
Figure III.2 : profil de température du la surface externe de four	28
Figure III.3 : Géométrie du four et le domaine de calcul	29
Figure III.4 : exemplaire sur CFD	29
Figure III.5 : Interface graphique du logiciel « ICEM »	30
Figure III.6 : Interface graphique de logiciel FLUENT	31
Figure III.7 : Modélisation de problème étudié dans ICEM CFD	31
Figure III.8 : présentation de l'élément hexaédrique	32
Figure III.9 : maillage hexaédrique de domaine de calcul	32
Figure III.10 : Four rotatif avec une virole lisse	33
Figure III.11 : Four avec ailettes dans ANSYS	33
Figure III.12 : Interface des conditions aux limites de code Fluent	34
Figure IV.1 : Contour de température	35
Figure IV.2 : Contour des lignes de courant	36
Figure IV.3 : Contour de vitesse	36
Figure IV.4 : Contour de pression	37
Figure IV.5 : Température maximale de la virole en fonction de la vitesse d'injection.	38
Figure IV.6 : Evolution de la température maximale de la virole en fonction de la vitesse de rotation	39

Figure IV.7 : Evolution de la température maximale de la virole en fonction de la température d'air d'injection	40
Figure IV.8 : Four rotatif muni d'ailettes	40
Figure IV.9 : Contour de température d'une virole ailettée	40
Figure IV.10: Contour des lignes de courant de la virole ailettée	41
Figure IV.11 : Evolution de la température fonction de la vitesse d'injection	42
Figure IV.12 : Evolution de Température en fonction de la vitesse de rotation	43
Figure IV.13 : Evolution de température de la virole lisse et ailettée	44

Introduction générale :

L'industrie des ciments, en Algérie, a connu ces dernières années une amélioration progressive vue le nombre de lignes de production de ciment qui a augmenté. Les fours rotatifs sont employés couramment dans des industries chimiques l'industrie de ciment l'industrie métallurgique, procédés de séchage, le traitement des déchets et le processus incinération.

Le four rotatif est un équipement principal dans une cimenterie employé pour la cuisson des matériaux de bases pour la production de clinker.

Il se compose d'un tube en acier, garnie de la brique réfractaire. Le tube est légèrement incliné (de 1 à 4 degré) et tourne notamment sur son axe entre 0,5 à 5 tours par minute.

Le four rotatif présente une grande importance dans le domaine de la production de ciment. Il est considéré comme le cœur de chaque cimenterie, il représente l'organe le plus sollicité thermiquement, il subit aussi des échanges thermiques énormes, la compréhension de tous ces phénomènes conduit à une meilleure conduite de four. Or, les défaillances freinent sa marche normale et entraîne des pertes de profits pour la société. Pour remédier à ces problèmes, nous avons entamé ce mémoire qui étudie le comportement thermique de la virole du four rotatif pour améliorer l'évacuation du flux de chaleur et diminuer la température de la virole, tout en agissant sur les différents paramètres de système tels que la vitesse de rotation et la vitesse d'injection d'air.

L'objectif principal du présent mémoire est la simulation numérique d'un four rotatif par le logiciel ANSYS. L'utilisation des capacités de simulation de logiciel ANSYS FLUENT représente une partie non négligeable dans le présent travail. La configuration de modèle géométrique est générée par le logiciel ICEM CFD.

L'étude envisagée dans le présent mémoire est structurée en 4 chapitres. Dans le 1^{er} chapitre, nous avons décrit les étapes de la fabrication du ciment puis on a présenté le four rotatif avec l'ensemble des éléments qui le constitue ainsi que, leurs rôles et leurs spécificités. Le 2^{em} chapitre est réparti en deux parties. La première est consacrée à la recherche bibliographique de notre sujet. La deuxième concerne le calcul et l'analyse des différents échanges de chaleur dans le four rotatif telle que la convection et le rayonnement, les résistances thermiques, ainsi que, l'amélioration de transfert de chaleur en augmentant la surface d'échange avec l'insertion des ailettes. Le 3^{em} chapitre englobe les méthodes numériques de discrétisation, la présentation de logiciel ANSYS FLUENT et ICEM et la modélisation numérique du four rotatif par ICEM CFD. Enfin, dans le 4^{em} chapitre, les résultats obtenus seront représentés. L'évolution de température de la virole et le nombre de Nusselt et l'influence d'insertion des ailettes seront discutés. Ce chapitre est clôturé par une conclusion générale et des perspectives.

Introduction

Le ciment est un liant hydraulique, c'est-à-dire une matière inorganique finement moulue qui, gâchée avec de l'eau, forme une pâte qui fait prise par suite des réactions et processus d'hydratation et qui après durcissement, conserve sa résistance et sa stabilité même sous l'eau [1].

I.1. Historique :

Les Egyptiens ont utilisé, pour les pyramides, plâtre grossier produit par cuisson d'un gypse impur. Les Grecs furent parmi les premiers constructeurs employant la chaux obtenue par cuisson du calcaire. Les Romains se servirent beaucoup de la chaux dans leurs constructions. En 1824, Joseph Aspdin, d'Angleterre, avait inventé et mis au point le ciment Portland [2].

Le ciment est classé en différentes catégories en fonction de sa composition et de ses utilisations spécifiques :

- Ciment Portland (OPC) : est le type de ciment le plus courant dans l'usage général, car c'est un ingrédient de base du béton.
- Ciment mélangé : se compose de certains composés naturels ou fabriqués, tels que la pouzzolane, le laitier et le grès, ils sont mélangés avec du clinker de ciment Portland et broyés finement pour obtenir.
- Ciment Portland pouzzolane (PPC) : pouzzolane est une matière argileuse (naturelle ou synthétique) qui, broyée avec de la chaux / clinker et mélangée à de l'eau.
- Ciment blanc : Le ciment blanc possède toutes les propriétés physiques du ciment de Portland mais son utilisation est limitée aux carreaux et revêtements de sol, car il est plus cher [2].

I.2. La fabrication de ciment :

On peut distinguer 5 étapes principales constituant le processus de fabrication de ciment :

- L'extraction de la matière dans la carrière et son homogénéisation.
- La préparation des matières premières afin de constituer le cru.
- La cuisson aboutissant à la création de clinker.
- Le broyage de clinker et des ajouts pour fabriquer le ciment.
- Le stockage et l'expédition de ciment [3].

I.3. Le four :

Le four est utilisé pour élever la température d'un produit. Il peut être soit :

- Un équipement destiné uniquement au chauffage (réchauffage de l'acier avant déformation plastique, réchauffage de pétrole brut avant distillation).
- Un véritable réacteur dans lequel on élabore les produits (four de fusion de verre, four de vapocraquage de la pétrochimie).

Le four s'intègre généralement dans une ligne de production complexe dont il est un des éléments. On trouve plusieurs types des fours dans les activités industrielles tel que les fours de l'industrie sidérurgique, les fours de traitement thermique des métaux et les fours de cimenterie [6].

I.4. Les fours rotatifs de cimenterie :

Un four rotatif est un cylindre qui tourne autour de son axe cylindrique et fonctionne essentiellement comme un dispositif d'échange de chaleur. Les fours rotatifs des cimenteries il permet la cuisson des matériaux de base pour l'obtention de clinker. Son inclinaison pendant la rotation permanente permet le déplacement du matériau. Un bruleur chauffe le matériau, et les gaz chauds circulent dans le sens contraire du déplacement du matériau [7].



Figure I.1 : un four rotatif de la cimenterie

Les fours rotatifs se fonctionnent en maintenant le matériau à traiter à une température spécifiée pendant une durée précise. Les températures et les temps de rétention sont déterminés par la création de profils de température, basés sur des analyses chimiques et thermiques approfondies du matériau.

I.4.1. Evolution des fours rotatifs :

Un mélange cimentaire n'a été introduit que dans les années 1300. Au début, on utilisait des fours fixes et on disait que l'on laissait inutilement le produit fritté refroidir avant de le broyer. En 1885, un ingénieur anglais, F. Ransome, avait breveté un séchoir horizontal légèrement incliné pouvant être mis en rotation afin que le matériau puisse se déplacer progressivement d'un bout à l'autre.

Il se disait que Thomas Edison a joué un rôle dans le développement du four rotatif. Il est crédité pour avoir introduit les premiers longs fours utilisés dans l'industrie.

I.4.2. Application des fours rotatifs :

Les fours rotatifs se trouvent dans le domaine de la récupération de la chaux perdue, la fabrication de charbon actif, l'industrie du sucre, le traitement des aliments, l'industrie des pâtes et papiers, la désorption des déchets organiques dangereux, grillage des minéraux et le céramique spéciale, traitement du plastique, calcination du gypse, Pyrolyse des pneus, calcination de la bauxite, pigments, catalyseurs, production de phosphate [8].

I.4.3. Classification des fours rotatifs :

Les fours rotatifs peuvent être classés selon le procès de fabrication de ciment :

-Fours humides : sont généralement alimentés par des matières en suspension. Les fours humides ont une longueur de 150 à 180 m. L'extrémité de l'alimentation est généralement équipée par chaînes qui servent comme un «volant moteur» qui récupère la chaleur des gaz d'échappement pour une utilisation dans le préchauffage de l'alimentation afin de faciliter le séchage.

-Fours sèches : sont plus courts que les fours humides avec des longueurs du 90 à 120 m. Pour les fours sèches, comme pour les fours humides, le séchage, le préchauffage et la calcination se produisent tous dans le même récipient [8].

I.4.4. Conception et Fonctionnement :

Le four est un tube en appui sur des stations de roulement (deux, trois, ... huit) ayant une inclinaison de l'ordre de 3,5 % par rapport à l'horizontale et tournant à des vitesses de rotation comprises entre 1,8 et 3,5 tr/min. À l'intérieur du four à clinker, la température des fumées évolue à 2000 -2350 °C, tandis que la matière passe atteint 900 °C. Un revêtement réfractaire, principalement du type briquetage, protège la virole et réduit les pertes de chaleur.

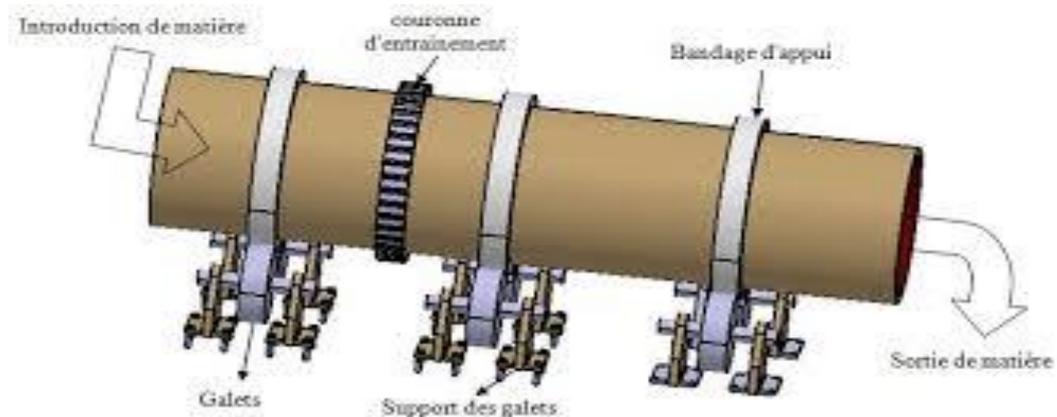


Figure I.2 : un four rotatif

La mise en rotation du four peut être assurée de deux façons :

- Sur le four à trois appuis et plus, elle est effectuée par un ou deux groupes de commande ; 1 ou 2 pignons attaquent une couronne dentée fixée sur la virole.
- Avec la nouvelle technologie du four sur deux appuis, la rotation du four peut être obtenue directement par un ou deux galets d'une station de roulement eux-mêmes entraînés par deux ou quatre moteurs électro hydrauliques ou électromécaniques [9].

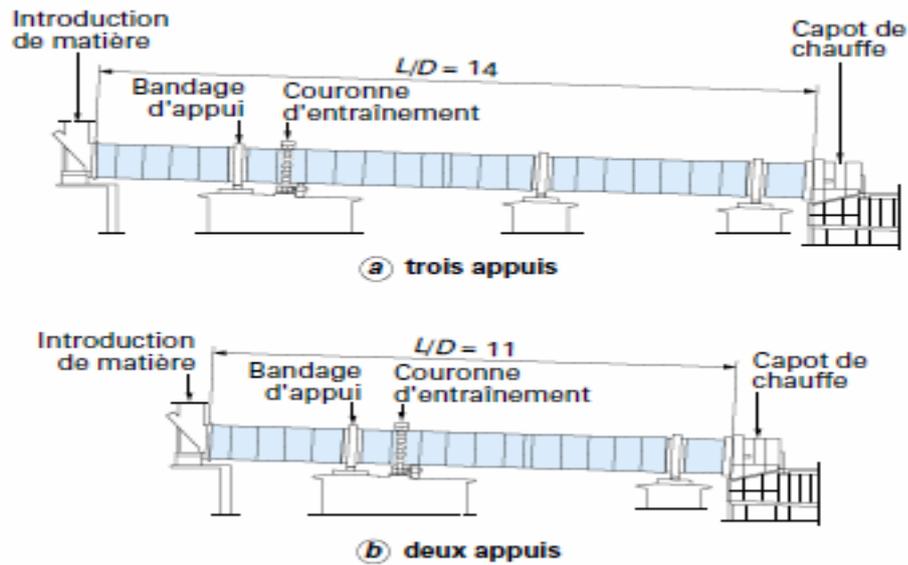


Figure I.3 : Four à 2 et 3 appuis.

Le guidage axial du four est assuré par une ou deux butées hydrauliques. Elles impriment au four un mouvement axial limité, afin de répartir, de façon uniforme, l'usure des surfaces de contact entre bandages et galets.

I.5. Les éléments principaux dans les fours rotatifs :

Le four est la partie la plus importante dans le procédé de production du ciment. Il se compose de plusieurs éléments qui sont ci-dessus détaillés :

I.5.1. La virole :

Le tube est constitué par un assemblage d'éléments soudés appelés viroles. Elles sont fabriquées généralement à partir de tôles en acier de qualité E 24.2 ou A42 CP. Les tôles d'une largeur de 2200 mm environ sont arrondies au diamètre intérieur du four ; les demi-viroles ainsi obtenues sont ensuite soudées suivant leurs deux génératrices.

L'assemblage des viroles bout à bout s'effectue en quinconce de manière à ne pas avoir un alignement des soudures longitudinales.

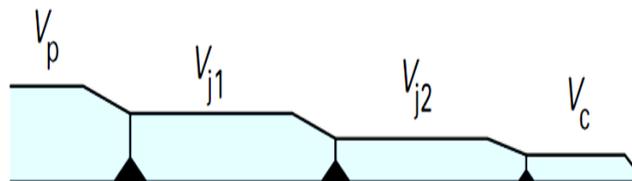


Figure I.4 : Épaisseurs de viroles.

Le choix des différentes épaisseurs de viroles (forcément discontinues) doit être tel qu'il permette une variation des contraintes avec un minimum de discontinuité [9].

I.5.2. Station des galets :

Le couple à transmettre demande un contact parfait entre les galets et le bandage. Toute incidence résultant d'une déformation thermique de la virole ou d'un tassement des fondations, doit être compensée par les galets, sans que la stabilité du four en soit diminuée pour autant. Pour concilier ces exigences contraires (contact optimal entre les surfaces de roulement des galets et du bandage et supportée isostatique fiable de la virole). Ces rotules reprennent les forces d'appui du four et peuvent suivre n'importe quel voile du bandage. Ce système garantit dans tous les cas de charge une portée régulière sur la génératrice. Pour éviter une usure des surfaces de roulement, les axes de rotation du galet et du bandage sont toujours parallèles pendant la marche du four.

Ceci est obtenu par un mécanisme de réglage automatique qui contrôle et ajuste en permanence la position relative des galets et du bandage. Ce mécanisme sert également au guidage longitudinal des galets avec le même effet qu'une butée hydraulique conventionnelle. Le four est maintenu en position par un simple galet de butée fixe [9].



Figure I.5 : Station des galets.

Le matériau employé pour la réalisation des galets est un acier moulé ayant subi un traitement thermique de normalisation, puis un revenu. Les caractéristiques mécaniques ainsi obtenues sont :

- résistance maximale à la rupture : $R_r \geq 650 \text{ MPa}$
- résistance élastique : $R_e \geq 380 \text{ MPa}$
- allongement : $A \geq 14 \%$
- résilience : $KCU \geq 3.5 \text{ daJ/cm}^2$.

Du fait de la dilatation du four, il est nécessaire de prévoir une largeur des galets supérieure à celle des bandages de 40 à 80 mm [9].

I.5.3. Station de bandage :

Les bandages, comme les galets sont actuellement de section rectangulaire pleine, les bandages creux en oméga disparaissant progressivement. La qualité du matériau employé est généralement identique à celle des galets.

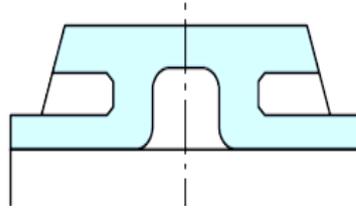


Figure I.6 : bandage creux oméga.

Le diamètre intérieur des bandages est légèrement supérieur au diamètre extérieur de la virole avec ses platines pour permettre une dilatation différente, car la température de la virole est toujours plus élevée que celle du bandage [9]

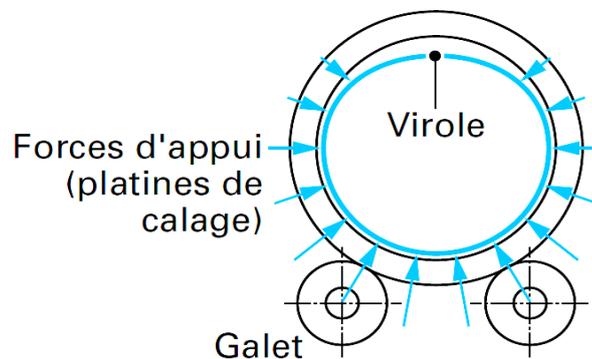


Figure I.7 : bandage

I.5.4. Réglage des axes des galets par rapport à celui du bandage :

Si le four était en position rigoureusement horizontale, les axes des galets, du bandage et du four pourraient être parallèles ; le four resterait en position. Pour que la matière à cuire avance dans le four, une inclinaison de quelques degrés a été donnée au four, de sorte qu'il est nécessaire de compenser la composante qui a tendance à faire descendre le four par un effort de sens opposé apporté sur les bandages. Cet effort est fourni :

- Par le braquage des galets.
- Par un galet pousseur.

Le réglage entre bandage et galets doit permettre le déplacement du four de 40 à 60 mm dans les deux sens ; la durée de montée du four sera de l'ordre de 8 à 24 h et la durée de la descente sera de 4 à 8 h. Ainsi l'usure sera uniformément répartie sur toute la surface des galets d'appui. Selon que le four est équipé ou non de galets pousseurs, le principe du réglage sera différent. Sans galets pousseurs, les axes des galets sont orientés braqués par rapport à l'axe du four de manière à faire monter le four ; arrivé en position haute, le déclenchement d'un graisseur suffit à faire descendre le four. La figure I.18 schématise, pour un four tournant à droite, la direction du braquage des galets permettant la montée du four [14].

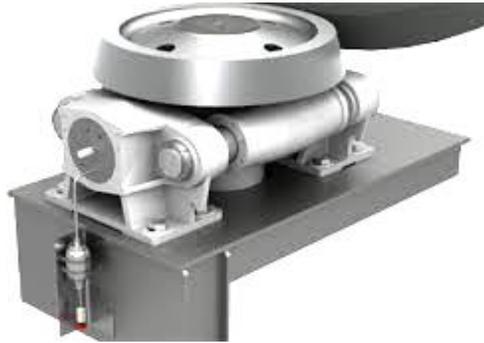


Figure I.8 : Galet pousseur (la buté).

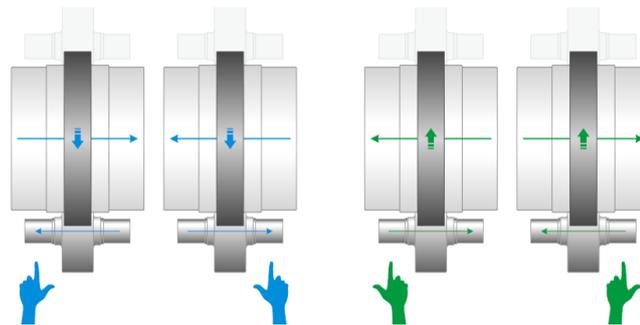


Figure I.9 : braquage de galet.

Dans ce cas, les axes des galets d'appui sont réglés parallèlement à l'axe du four, la descente du four est provoquée par son inclinaison sur l'horizontale. La montée du four est provoquée par les galets pousseurs actionnés par vérins hydrauliques selon un programme bien défini et maîtrisé ; la descente sera contrôlée par la décharge programmée du système hydraulique.

I.5.5. Les briques dans le four rotatif de ciment :

Il y a trois différents modèles de briques dans les zones de four (zone de calcination et zone de cuisson) par ce que à l'intérieur du four à clinker, les températures sont considérables dans les deux zone de calcination et de cuisson, principalement le briquetage, protège la virole de four rotatif, réduit les pertes de chaleur de l'acier, éviter les problèmes des arrêts dans le four et augmenté la production du clinker [10].



Figure I.10: Briquetage dans un four rotatif de cimenterie.

I.5.6. Le brûleur :

La conception d'un brûleur de four est fonction :

-Du combustible et de la façon dont se fait le mélange combustible-comburant.

- De l'espace disponible dans l'enceinte où se déroule la combustion.
- De la forme que l'on souhaite donner à la flamme [11].

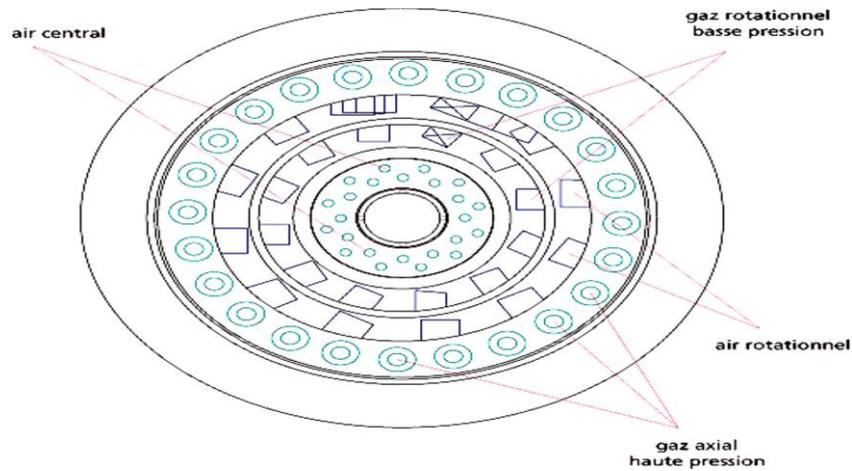


Figure I.11: vue de face brûleur.

Le brûleur dans le four rotatif fonctionne comme un injecteur, l'air secondaire est aspiré du refroidisseur dans le four de telle façon que la flamme dégagée se concentre autour de la ligne centrale du four [12].

D'un point de vue processus le brûleur qui est utilisé pour le chauffage la zone de cuisson d'un four rotatif doit remplir les conditions suivantes :

- Le brûleur doit être capable de réaliser la combustion de gaz naturel, de charbon, de gasoil
- Il doit produire une flamme courte, étroite et fortement radiante pour un bon transfert thermique de la flamme aux matériaux.
- Il doit engendrer une flamme qui doit favoriser la formation, dans la zone de cuisson du four, d'une couche dense et stable sur le réfractaire (phénomène de croûtage).
- Il doit utiliser un peu d'air primaire sans pour autant compromettre la stabilité de fonctionnement normal ou surcharge du four [11].



Figure I.12: Brûleur du four rotatif de cimenterie

I.6. Positionnement du four :

La position axiale du four sur les galets de support est contrôlée par un dispositif de poussée. Le constructeur définit dans le manuel d'instruction du dispositif de poussée les limites d'alarme pour les réglages axiaux de four.

- L'alarme maximale I est un signal instruisant l'opérateur à effectuer une inspection du dispositif de poussée et/ou de la position des galets de support.
- L'alarme maximale II arrête automatiquement la commande de four pour empêcher un endommagement de la garniture de la chambre à fumée, la garniture de la hotte et le galet de poussée.

Il peut être nécessaire de vérifier la direction de poussée des galets de support. Dans une situation critique, il peut être nécessaire d'appliquer de l'huile directement sur les galets de support, s'ils ont tendance à pousser le four vers le haut, mais il est très important d'assurer que l'huile est enlevée dès que possible après le réaligement des galets de support. La lubrification entre les galets de support et le bandage doit être une lubrification par graphite sec [13].

Conclusion :

On a représenté, dans ce chapitre, les différents composants de four rotatifs ainsi que, la classification des fours rotatifs et leurs applications. Cette vision nous permet d'entamer une analyse thermique de la virole de four rotatif dans le chapitre suivant.

Introduction :

En raison de la différence de température entre la surface intérieure de four rotatif et la température de l'air ambiant, il se produira un transfert de chaleur du four vers l'atmosphère. Ces transferts de chaleur ont été étudiés dans nombreux travaux.

Recherche bibliographique :

M. Mirhosseini et all [16] ont étudié l'effet d'un absorbeur, placé autour de four rotatif, sur les caractéristiques de transfert de chaleur. L'absorbeur est spécifiquement conçu pour la récupération de chaleur en tant qu'étude future.

H. Shahin et all [17] ont effectué une analyse de l'énergie thermique d'un four rotatif de la cimenterie. Ils ont trouvé qu'une augmentation de 10 minutes du temps de séjour des matériaux à l'intérieur du four rotatif peut réduire la consommation de combustible.

Qian Yin et All [18] ont calculé les coefficients de transfert de chaleur de plusieurs échangeurs de la chaleur. Ensuite, plusieurs paramètres de système ont été analysés pour déduire la relation mathématique entre ces paramètres et les exigences du système de récupération de chaleur.

Acharya et all [19] ont étudié le transfert de chaleur par convection naturelle sur un cylindre horizontal court et long, solide et creux, suspendus dans l'air et placés au sol.

G. Kumar et all [20] ont traité, à l'aide des différents modèles de CFD, les effets de variation des paramètres d'entrée sur le profil de température de four rotatif. Les résultats trouvés sont en concordance avec celles du fonctionnement.

Maozhao Xie et all [21] : Une approche à deux fluides et divers modèles de transfert de chaleur sont appliqués à une coupe transversale bidimensionnelle d'un four rotatif, les résultats trouvés ont été comparés avec les données expérimentales disponibles, ils ont trouvé que les principaux facteurs qui affectent sur la distribution de la température de fluide sont la température initiale du gaz et la vitesse de rotation du four.

Gongfali et all [22] : un modèle numérique tridimensionnel du four rotatif est configuré à l'aide de méthode des éléments finis. Ils ont observé que la température de la paroi extérieure du four rotatif a une relation linéaire approximative avec l'épaisseur de croûte du four.

Sak et all [23] ont étudié l'effet de l'intensité de la turbulence sur le taux de convection sur un cylindre chauffé, le nombre de Re était de 27 700 pour le flux transversal de l'air et un diamètre du cylindre compris entre 0,50 et 1,47. Ils ont présenté les résultats de leur étude ainsi que, la longueur de la turbulence.

Sanitjai et all [24] ont présenté des corrélations empiriques distinctes de nombre de Nusselt pour la région de couche limite laminaire, recollement de la région de couche de cisaillement, et aussi la région d'écoulement de vortex périodique. Pour le Nusselt moyen, une corrélation empirique a été suggérée, et comparé aux corrélations précédentes en considérant tous les régimes.

Nakamura et all [25] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur à partir d'un cylindre pour des valeurs de Re compris entre 3000 et 15 000. En outre, ils ont étudié également la variation de nombre de Nusselt pour des nombres de Reynold compris entre 70 et 30 000.

Scholten et all [26] ont rapporté les résultats expérimentaux d'un transfert de chaleur sur un cylindre pour une plage de faible turbulence, ainsi que, ils ont étudié une plage de turbulence élevée de l'écoulement libre.

Zdravkovich et all [27] ont trouvé qu'une étude du débit sur un seul cylindre circulaire permet de mieux comprendre les caractéristiques de débit et les de transfert de chaleur, ces caractéristiques pouvant être mises en œuvre pour diverses applications de transfert de chaleur. ils ont présenté également des analyses détaillées sur ce sujet.

Zhukauskas et all [28] ont réalisé une étude expérimentale sur le transfert de chaleur par convection à travers un cylindre, ils ont présenté des corrélations pour une large gamme de nombres de Prandtl et Reynolds.

Sarma et all [29] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur d'un écoulement transversal sur un cylindre, avec une condition limite d'écoulement thermique constante pour différents nombres de Reynolds (Re) compris entre 500 et 4700. De plus, ils ont étudié l'effet de l'intensité de la turbulence du l'écoulement libre sur le transfert de chaleur.

Jain et all [30] ont étudié le transfert de chaleur convectif laminaire forcé à partir d'un cylindre. Les variations locales du nombre de Nusselt autour du cylindre en fonction du temps ont été présentées pour deux nombre du Reynolds égaux à 100 et 200. Ils ont constaté que leurs résultats numériques n'étaient pas tout à fait conformes avec d'autre résultats expérimentaux.

Schmidt et all [31] ont fait l'un des premiers travaux qui rapporte le transfert de chaleur sur un cylindre. Depuis lors, nombreux résultats expérimentaux qui étudie le transfert de chaleur et les caractéristiques hydrodynamiques des cylindres ont été présentés.

II.1. Analyse thermodynamique du four rotatif :

Dans les parois réfractaires ou l'enveloppe d'un four rotatif, les molécules forment une structure en réseau rigide. Bien que les molécules ne migrent pas dans le réseau, elles possèdent une énergie interne sous diverses formes, telles que l'énergie vibratoire et l'énergie cinétique de rotation, qui, à leur tour, sont proportionnelles à la température locale. Si le matériau n'a pas une température uniforme, c'est-à-dire qu'il existe une différence de température, l'énergie sera transférée par interaction moléculaire, les molécules les plus énergétiques de la région à température élevée aux molécules moins énergétiques de la région à basse température. La vitesse à laquelle ce transfert d'énergie se produit dépend à la fois du gradient de température dans la direction du transfert et des modes d'interaction moléculaire présents dans ce matériau (conductivité thermique).

L'analyse thermodynamique du four rotatif est effectuée pour déterminer l'énergie efficace en utilisant la première et la deuxième loi de la thermodynamique. La capacité thermique spécifique, la température de sortie, les valeurs de pression et la chaleur spécifique constante des matériaux d'entrée et de sortie sont déterminées pendant fonctionnement de four rotatif. Pour un système ouvert qui se fonctionne dans des conditions stables, les équations suivantes sont appliquées. La masse d'équilibre est donnée par [17]:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (\text{II.1})$$

Le bilan énergétique général peut être exprimé comme suit [17]:

$$\sum \dot{E}_{in} = \sum \dot{E}_{out} \quad (\text{II.2})$$

Le rendement est défini comme [17]:

$$\eta_1 = \frac{\sum \dot{E}_{out}}{\sum \dot{E}_{in}} \quad (\text{II.3})$$

L'amélioration maximale d'un rendement pour un processus est évidemment obtenue lorsque les pertes sont minimisées. Une plus grande efficacité permet une meilleure adéquation des sources d'énergie [17].

II.2. Mécanismes de transfert de chaleur dans un four rotatif :

Bien que la division des modes de transfert de chaleur simplifie excessivement l'analyse thermique de four rotatif, elle est adéquate à condition de se rendre compte que les trois modes de transfert de chaleur possèdent des caractéristiques communes. Chaque mode soit représenté par différents types d'équations, mais ils se réduisent tous à la forme commune définie par le flux de chaleur :

Flux thermique = Force motrice * Résistance = Conductance - Force motrice

Le four rotatif est subdivisé dans le sens de la longueur du four, la figure II.1 montre les modes efficaces de transfert de chaleur à dans un four rotatif, qui sont la conduction, la convection et le rayonnement [17].

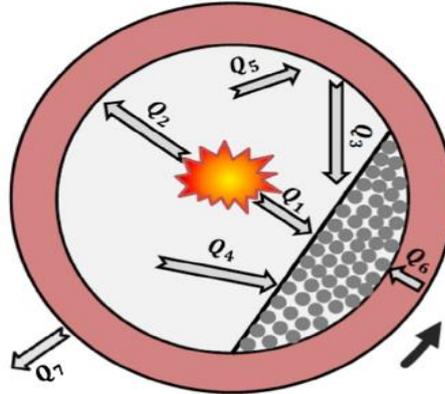


Figure II.1: mécanismes de transfert de chaleur dans un four rotatif

- Q_1 = Quantité de chaleur transférée de la flamme au lit exposé.
- Q_2 = Quantité de chaleur transférée de la flamme au mur exposé.
- Q_3 = Quantité de chaleur transférée du mur exposé au lit exposé.
- Q_4 = Quantité de chaleur transférée du gaz de au lit exposé.
- Q_5 = Quantité de chaleur transférée du gaz exposé au mur exposé.
- Q_6 = Quantité de chaleur transférée du mur couvert jusqu'au couvert de lit.
- Q_7 = perte de chaleur dans l'environnement par convection et rayonnement.

Les températures de paroi intérieure et de paroi extérieure sont calculées à l'aide d'équations du bilan énergétique. Une partie de la chaleur de combustion est rayonnée vers la paroi intérieure dans la direction axiale et radiale. La quantité de chaleur échangée par conduction radiale dans la paroi du four rotatif est transférée au milieu extérieur par rayonnement et par convection [17].

II.3. Transfert de chaleur par conduction dans la paroi :

La quantité de chaleur diminue à mesure que r augmente. Le flux de chaleur échangé par conduction à travers la paroi d'un four rotatif de longueur L et de rayon r est écrite comme [24]:

$$\phi_{cond} = T_{int} - T_s / \left(\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi\lambda L} \right) \quad (II.4)$$

II.4. Transfert de chaleur par rayonnement :

Le transfert de chaleur par rayonnement est un échange de chaleur attribué à l'émission de chaleur, par la matière du fait de sa température. Dans les fours rotatifs, une quantité

de chaleur échangée par conduction radiale dans la paroi du four rotatif est transférée au milieu extérieur par rayonnement. Le flux de chaleur transférée par rayonnement est s'exprimé par [17]:

$$\phi_{rad} = \varepsilon\sigma(T_s - T_\infty)(T_s^2 + T_\infty^2) \quad (\text{II.5})$$

II.5. Transfert de chaleur par convection :

Un transfert de chaleur par convection a lieu entre une surface solide et un fluide en mouvement adjacent. Le flux de chaleur transférée entre une surface à la température (T_s) et un fluide à (T_∞) est exprimée mathématiquement par [38]:

$$\phi_{conv} = h.A(T_s - T_\infty) \quad (\text{II.6})$$

Les problèmes de convection sont classés en convection forcée et convection naturelle :

II.5.1. Convection naturelle :

Il s'agit de la description du mouvement d'un fluide due aux variations de la masse volumique avec la température. Pour l'ensemble des problèmes convectifs, les échanges de chaleur en paroi se mesurent en mise en évidence la valeur de nombre de Nusselt.

Le nombre de Nu traduit la qualité de l'échange thermique, une augmentation de ce nombre traduit une contribution importante de l'écoulement sur l'échange de chaleur avec la paroi [15], il s'écrit: $Nu = f(Gr, Pr)$ ou encore $Nu = f(Ra, Pr)$.

Avant de donner les expressions exactes du nombre de Nusselt, il est intéressant, de comprendre l'effet du nombre de Prandtl.

Le nombre de Prandtl (Pr) compare l'aptitude du fluide à diffuser la quantité de mouvement à son aptitude à diffuser une quantité de chaleur.

- Lorsque $Pr \gg 1$: cela correspond donc à un fluide ayant plus de facilité à diffuser la quantité de mouvement qu'une quantité la chaleur
- Lorsque $Pr \ll 1$: Cela signifierait alors qu'il existe une zone de fluide immobile dans laquelle la température est pourtant supérieure à la température de fluide.

Pour un transfert de chaleur par convection naturelle, le nombre du Nusselt, est donné par [16]:

$$Nu = \left(0.6 + \frac{0.387.Ra^{1.6}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}}\right)^2 \quad (\text{II.7})$$

Avec : $Ra < 10^{12}$

Les équations du mouvement en présence de convection naturelle dans la forme adimensionnelle a fait apparaitre les nombres de Grashof et de Rayleigh :

- Nombre de Grashof : une augmentation de (Gr) traduit une augmentation de l'intensité de la convection naturelle, il est donné par [16] :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D^3}{\nu^2} \quad (\text{II.8})$$

β coefficient de dilatation du fluide :

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{II.9})$$

- Nombre de Rayleigh : pour l'air ou des fluides de nombre de Prandtl proche de l'unité, (Ra) et (Gr) sont très proches. Le nombre de Rayleigh est de la forme [16] :

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D^3}{\alpha \nu} \quad (\text{II.10})$$

Le critère qui caractérise la transition laminaire/turbulent du l'écoulement doit être précisé :

- Régime laminaire : On dit que le régime est laminaire si Gr inférieur à 10^9 .
- Régime Turbulent : Lorsque le nombre de Grashof atteint 10^9 environ, l'écoulement devient turbulent [15].

II.5.2. Convection forcée :

La convection est dite forcée si le fluide est induit par un ventilateur, une pompe..., et le champ de vitesse est imposée, le champ de température est totalement dépendant de celui-ci, donc la vitesse est insensible aux variations de température dans le fluide. En convection forcée, le nombre de Nusselt est en fonction de nombre de Prandtl et le nombre de Reynolds : $Nu = f(Re, Pr)$ [15].

Le nombre de Nusselt, pour la convection forcée, est donné par [16] :

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr} \right)^{2/3} \right]^{1.4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (\text{II.11})$$

Nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inerties et les forces visqueuses. Il s'exprime par [16]:

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (\text{II.12})$$

II.5.3. Convection à l'extérieur d'un four rotatif

L'étude du l'écoulement d'air autour du four à l'endroit où le fluide se rencontre avec la paroi est exigée.

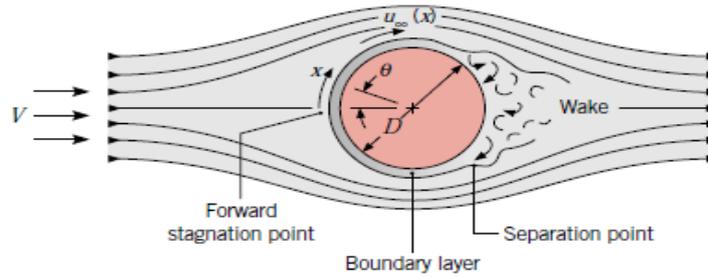


Figure II.2 : Couche limite et point de séparation sur un cylindre

La vitesse de flux libre U doit présenter un comportement opposé à celui de la pression, elle dépendant de la distance du point de stagnation. au point de stagnation, le fluide accélère en raison du gradient de pression favorable, U atteint une vitesse maximale lorsque la pression devient nulle, après, elle décélère en raison de gradient de pression défavorable.

Lorsque le fluide décélère, le gradient de vitesse dU/dx à la surface devient nul, cet endroit, est appelé le point de séparation où le fluide près de la surface ne peut pas poursuivre le mouvement en aval. Etant donné que le fluide venant en sens inverse empêche également un retour en amont, une séparation de couche limite doit avoir lieu. L'écoulement dans cette région est caractérisé par la formation de vortex irrégulier. Le nombre de Reynolds, influence fortement la position du point de séparation [38].

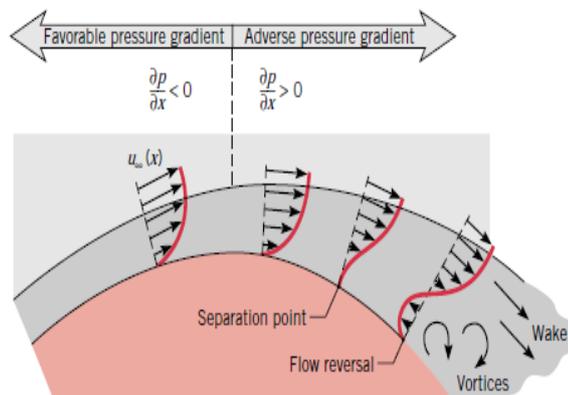


Figure II.3 : Profil de vitesse associé à la séparation sur un cylindre en écoulement transversal.

Le régime d'écoulement autour d'un cylindre dépend fortement du nombre de Reynolds. Lorsque le nombre Reynolds augmente, deux tourbillons sont apparait derrière le cylindre.

Si le nombre de Reynolds augmente encore, l'écoulement devient turbulent, le point de séparation a lieu à l'angle de décollage θ_d . Si le nombre de Reynolds est inférieur à 3105 l'angle de décollage θ_d est égal à 80° , en outre, si le nombre de Reynolds est supérieur à 3105, l'angle de décollage $\theta_d = 120^\circ$ [15].

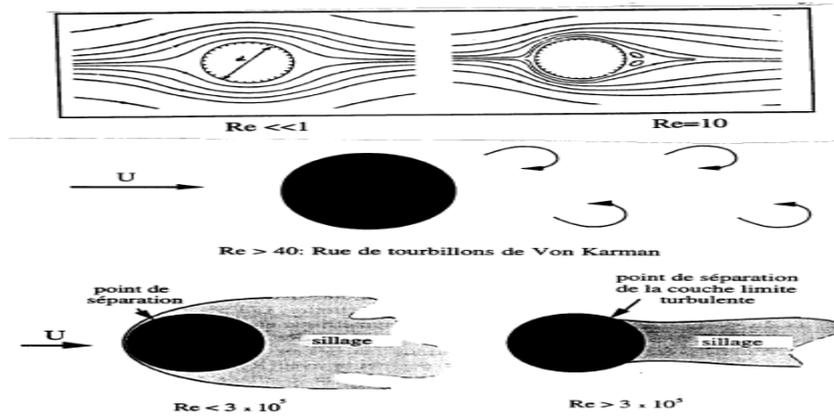


Figure II.4: Ecoulement forcé autour d'un four rotatif.

Le nombre du Nusselt, à l'extérieur d'un four rotatif, est donné par [16] :

$$\bar{Nu}_w = 0.133 Re_w^{2/3} Pr^{1/3} \left(Re_w < 4.3 \times 10^5 \right) \quad (II.13)$$

$$\text{Avec : } Re_w = \frac{w \cdot D^2}{\nu} \quad (II.14)$$

$$Re_w < 4.7 \left(\frac{Gr^3}{Pr} \right)^{0.137}$$

Le rapport du (Gr) au carré du (Re) est calculé par la vitesse du flux libre, il peut être utilisé pour spécifier le type dominant de transfert de chaleur par convection.

Si $Gr / Re^2 \ll 1$, la convection forcée prévaut.

Si $Gr / Re^2 \gg 1$, la convection naturelle est dominante.

Si Gr et Re^2 sont presque dans le même ordre, c'est le cas de convection mixte, il existe une combinaison de convection naturelle et forcée [16].

II.6. Convection mixte :

Lorsque de la convection naturelle se superpose à de la convection forcée, la question se pose de savoir si un des deux champs de vitesse peut être négligé ou si les deux doivent être pris en considération [15].

II.7. Calcul des pertes de chaleur dans un four rotatif :

Le transfert de chaleur dans le four rotatif a lieu par conduction, convection et rayonnement. Une chaleur est transférée vers l'atmosphère à partir de la surface. Ce transfert de chaleur est considéré comme une quantité de chaleur perdue [32].

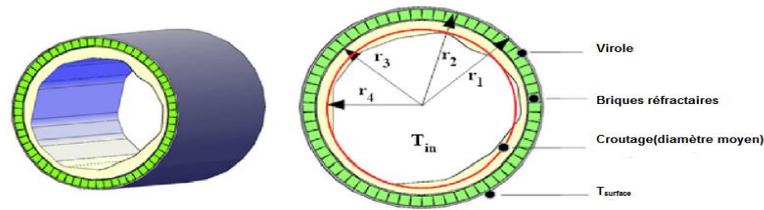


Figure II.5 : présentation de la couche réfractaire et du croutage.

La quantité de chaleur transférée entre le four rotatif et son environnement est calculée à partir des équations suivantes [32]:

$$\dot{Q}_{total} = \frac{T_{int} - T_{\infty}}{R_{total}} \quad (II.15)$$

Où (R_{total}) est la résistance thermique totale du système, elle est calculée par [32] :

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cond,1} + R_{cond,2} + R_{cond,3} + \frac{R_{conv,2} \times R_{rad}}{R_{conv,2} + R_{rad}} \quad (II.16)$$

Les valeurs de résistances thermiques de conduction, de convection et de rayonnement sont déterminées à partir des expressions suivantes [32]:

$$R_{conv,1} = \frac{1}{2\pi r_4 L_1 h_1}; R_{cond,1} = \frac{1}{2\pi L_1 k_1} \ln \frac{r_3}{r_4}; R_{cond,2} = \frac{1}{2\pi L_1 k_2} \ln \frac{r_2}{r_3}$$

$$R_{cond,3} = \frac{1}{2\pi L_1 k_3} \ln \frac{r_1}{r_2}; R_{conv,2} = \frac{1}{2\pi r_1 L_1 h_2}; R_{rad} = \frac{1}{2\pi r_1 L_1 h_{rad}}$$

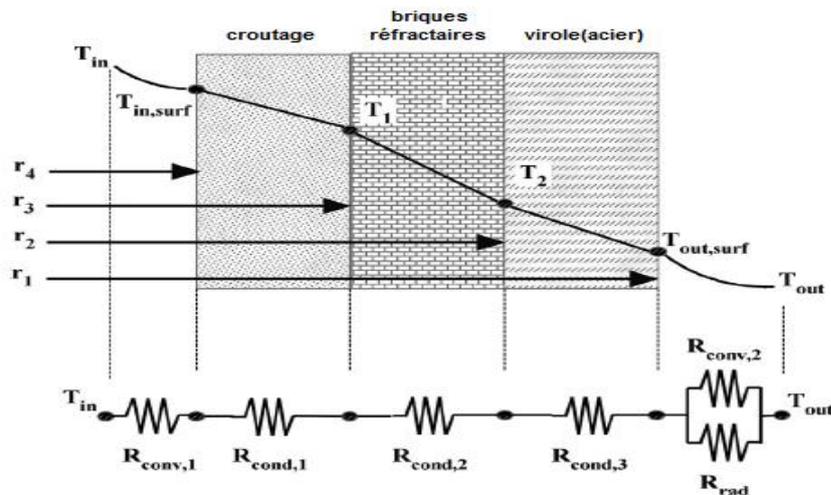


Figure II.6 : les résistances thermiques du four rotatif [32].

II.8. Amélioration de transfert de chaleur :

De tous temps, les problèmes de transmission d'énergie, et en particulier de la chaleur, ont eu une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement des fours rotatifs.

En effet, de nos jours, par suite de l'accroissement relatif du prix de revient de l'énergie, on recherche dans tous les cas à obtenir le rendement maximal d'une installation pour une dépense d'énergie minimale. Le potentiel qui provoque le transport et le transfert de l'énergie thermique est la température.

Les problèmes de transfert de chaleur sont nombreux, et on peut essayer de les différencier par les buts poursuivis dont les principaux sont :

- L'augmentation de l'énergie transmise ou absorbée par une surface.
- L'obtention du meilleur rendement d'une source de chaleur.
- La réduction ou l'augmentation du passage d'un débit de chaleur d'un milieu à un autre.

Il y a deux possibilités pour augmenter le flux de chaleur évacué :

- Augmentation du coefficient d'échange convectif, h : en augmentant la vitesse de l'écoulement et/ou diminuer la température du fluide T_∞ . Dans la plupart des applications, augmenter h au maximum ne suffit pas pour évacuer le flux de chaleur souhaité et bien souvent le coût est trop élevé (installation de pompes ou ventilateurs puissants et encombrants). Réduire T_∞ est bien souvent infaisable dans l'installation.
- Augmentation de la surface d'échange A en utilisant des ailettes s'étendant à partir du solide dans le milieu extérieur. La conductivité thermique du matériau constituant l'ailette doit être élevée afin de minimiser les gradients de température entre la base et l'extrémité de l'ailette [33].

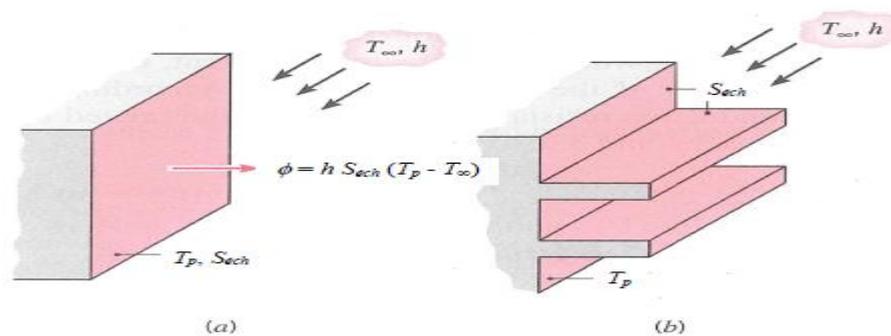


Figure II.7 : Utilisation d'ailettes pour augmenter le flux de chaleur évacué du mur : (a) mur plan, (b) mur muni d'ailettes [33].

II.8.1. Les ailettes :

Les ailettes sont de bons conducteurs de la chaleur dont une dimension est grande par rapport aux autres. Elles sont utilisées pour améliorer l'évacuation de la chaleur d'un système solide confiné dans lequel les densités de flux de chaleur sont élevées.

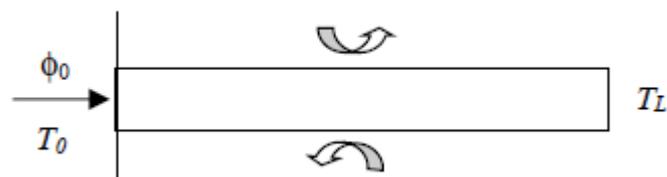


Figure II.8: Flux de chaleur évacué par une ailette [33].

Dans les systèmes avec ailettes, la direction du flux de chaleur convectif est perpendiculaire à la direction principale du flux de chaleur dans le solide. Considérons l'ailette de la figure II.7. Le flux de chaleur évacué du mur par convection s'exprime par [33] :

$$\phi_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \tag{II.17}$$

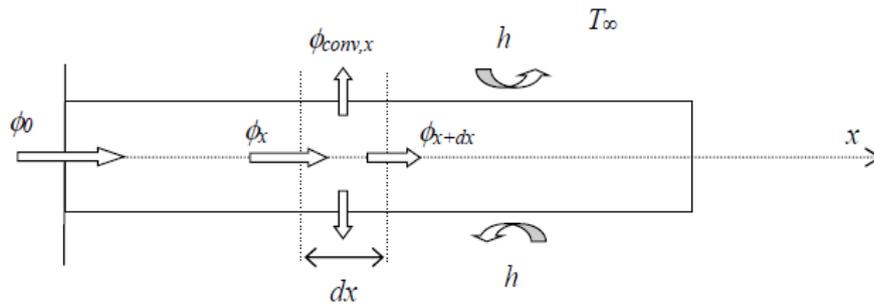


Figure II.9 : Bilan d'énergie sur une tranche d'ailette d'épaisseur dx [33].

II.8.2. L'équation de la barre :

Le problème de la barre encastrée schématise le problème pratique important du refroidissement d'un solide par des ailettes. Considérons une barre de section constante (épaisseur e et largeur l) encastrée entre 2 surfaces à température T₀ et baignant dans un fluide à température T_∞ [33].

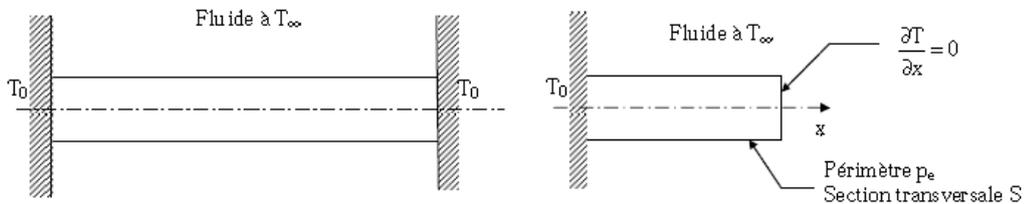


Figure II.10 : Représentation d'une barre encastrée et schéma simplifié

La symétrie du problème montre l'existence d'un extrémum de la température au milieu de la barre ce qui permet de simplifier la géométrie et de ne considérer qu'une demi-barre avec condition de flux nul à l'extrémité située en contact avec le milieu extérieur à T_∞. La barre est supposée de section suffisamment faible pour qu'il n'y ait pas de variation de température dans une même section droite à une distance x de l'encastrement dans la paroi à T₀.

Effectuons un bilan d'énergie sur le système constitué par la portion de barre comprise entre les abscisses x et x+dx (régime permanent) :

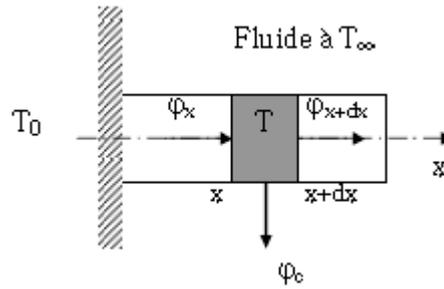


Figure II.11: Les flux élémentaires sur une barre encastrée

Avec :

φ_x : Flux de chaleur transmis par conduction à l'abscisse x

φ_{x+dx} : Flux de chaleur transmis par conduction à l'abscisse $x+dx$

φ_{conv} : Flux de chaleur transmis par convection à la périphérie de la barre entre x et $x+dx$

$$\varphi_x = -\left(\lambda S \frac{dT}{dx}\right)_x \quad (\text{II.18})$$

$$\varphi_{x+dx} = -\left(\lambda S \frac{dT}{dx}\right)_{x+dx} \quad (\text{II.19})$$

$$\varphi = hp_e dx [T(x) - T_\infty] \quad (\text{II.20})$$

$$\text{Le bilan d'énergie s'écrit : } \varphi_x = \varphi_{x+dx} + \varphi_c \quad (\text{II.21})$$

II.8.3. Flux extrait par une ailette :

Une ailette est un milieu bon conducteur de la chaleur dont une dimension est grande devant les autres, tel qu'une barre d'épaisseur e et de longueur L , avec $e \ll L$. Elles sont utilisées à chaque fois que des densités de flux élevées sont à transmettre dans un encombrement réduit : refroidissement de composants électroniques, refroidissement d'un moteur par air, etc.

L'équation différentielle vérifiée par la température $T(x)$ d'une ailette encastrée dans un mur à la température T_0 et baignant dans un fluide à la température T_∞ s'écrit comme suit [33] :

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{hp_e}{\lambda A} (T(x) - T_\infty) = 0 \quad (\text{II.22})$$

En posant $\omega^2 = \frac{hp_e}{\lambda A}$ et $\theta = T - T_\infty$, elle peut encore s'écrire :

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \omega^2 (T(x) - T_\infty) = 0 \quad (\text{II.23})$$

$$\frac{d^2\Theta}{dx^2} - \omega^2 \Theta = 0 \quad (\text{II.24})$$

Si la section S est constante, c'est une équation différentielle du 2nd ordre à coefficients constants dont la solution générale est de la forme :

$$\Theta = A e^{(\omega x)} + B e^{(-\omega x)} \quad (\text{II.25})$$

$$\Theta = A_1 ch(\omega x) + B_1 sh(\omega x) \quad (\text{II.26})$$

II.8.4. Ailette rectangulaire de section constante avec transfert de chaleur à l'extrémité :

La solution générale obtenue est identique au cas précédent, ce sont les conditions aux limites qui diffèrent [33] :

$$\left\{ \begin{array}{l} T(x=0) = T_0 \\ -\lambda A \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=L} = hA[T(x=L) - T_\infty] \end{array} \right. \quad (\text{Conservation du flux de chaleur en } x=L)$$

$$\text{La solution s'écrit : } \frac{T(x)-T_\infty}{T_0-T_\infty} = \frac{\cosh[\omega(L-x)] + \frac{h}{\omega\lambda} \sinh[\omega(L-x)]}{\cosh(\omega L) + \frac{h}{\omega\lambda} \sinh(\omega L)} \quad (\text{II.27})$$

Et le flux total dissipé par l'ailette a pour expression :

$$\varphi = \omega\lambda A(T_0 - T_\infty) \frac{\tanh(\omega L) + \frac{h}{\omega\lambda}}{1 + \frac{h}{\omega\lambda} \tanh(\omega L)} \quad (\text{II.28})$$

Efficacité de l'ailette

$$\eta = \frac{\tanh(\omega L) + \frac{h}{\omega\lambda}}{\omega L + \frac{hL}{\lambda} \tanh(\omega L)} \quad (\text{II.29})$$

Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différents modes du transfert de chaleur en se basant sur celui de la convection. Voire à son importance dans les différents domaines du milieu industriel, plusieurs études ont été réalisées sur ce sujet. Notre cas d'étude a été résolu numériquement en utilisant le code de calcul ANSYS Fluent basé sur la méthode de discrétisation des volumes finis. Le chapitre suivant est consacré pour présenter cette simulation numérique.

Introduction

L'analyse des phénomènes complexes tels que le transfert de chaleur, les écoulements d'air nécessitent une bonne compréhension du système analytique des mécaniques des fluides. Ces systèmes sont décrits par des équations à dérivées partielles fortement couplées et non linéaires. En général, Ces équations n'admettent pas de solutions analytiques sauf dans des cas très simplifiés. C'est pourquoi un recours aux méthodes de résolution numériques s'avère nécessaire.

III.1. Méthodes numériques de discrétisation :

Les méthodes numériques de discrétisation consistent à ramener la résolution du système d'équations différentielles dans le domaine d'étude, avec des conditions aux limites appropriés, à celles d'un système d'équations algébriques.

Il existe deux grandes familles de discrétisation :

- les méthodes d'approximation des équations : selon ces méthodes, on cherche une solution exacte des équations approchées car les opérateurs différentiels sont discrétisés sur un maillage (la méthode des différences finies et la méthode des volumes finis).
- les méthodes d'approximation des solutions : selon ces méthodes on cherche une solution approchée à partir des équations exactes. Les solutions sont écrites comme des séries de fonctions tronquées aux ordres de précisions désirées (les méthodes spectrales et la méthode des éléments finis) [34].

III.1.1. Méthode des éléments finis (MEF) :

Le principe fondamental de la méthode des éléments finis réside dans le découpage du domaine d'étude en domaines élémentaires de dimension finie. Sur chacun de ces domaines, appelés éléments finis, la fonction inconnue est approchée par un polynôme dont le degré peut varier d'une application à l'autre mais reste en général faible. Ces éléments, triangles ou quadrilatères, rectilignes ou curvilignes, doivent réaliser une partition du domaine d'étude (ils sont disjoints et leur union recouvre le domaine tout entier). Cette partition qui est généralement appelée découpage ou discrétisation du domaine doit respecter un certain nombre de règles qui permettent d'assurer un bon déroulement du calcul [35].

III.1.2. La méthode des Différences Finis (MDF) :

La méthode des différences finies, présente une technique de résolution des équations aux dérivées partielles, par l'approximation de dérivées par des différences finies. Cette méthode consiste à subdiviser le domaine d'étude en un nombre déterminé de nœuds et à représenter la fonction recherchée en chacun des nœuds du domaine par un développement limité en série de Taylor. Ainsi, l'équation différentielle est transformée en équation algébrique pour chaque nœud. La résolution du système d'équations algébriques permet d'obtenir la distribution de la fonction étudiée dans le domaine d'étude. La méthode de différence finie ne permet pas la prise en compte des conditions de passage d'un milieu physique à un autre et des non-linéarités, cela nécessite un

traitement spécifique. D'autre part, elle s'adapte mal aux objets de la géométrie complexe à cause de la rigidité du maillage [34].

III.1.3. La méthode des volumes finis :

La méthode des volumes finis est l'approche par excellence utilisée en mécanique des fluides numérique. Elle repose sur le principe de 'diviser pour régner', qui est très efficace en tant qu'approche scientifique. donc l'approche consiste à diviser le domaine de calcul en plusieurs petits volumes qui ne se chevauchent pas et dont la somme fait exactement le volume du domaine de calcul à étudier. C'est très important pour assurer le principe de conservation et surtout la conservation des flux entre l'entrée et la sortie du domaine de calcul. En résumé, cette méthode nous donne un bilan local des flux dans un petit volume de contrôle. La façon de discrétisation est présentée à la figure III.2 [35]

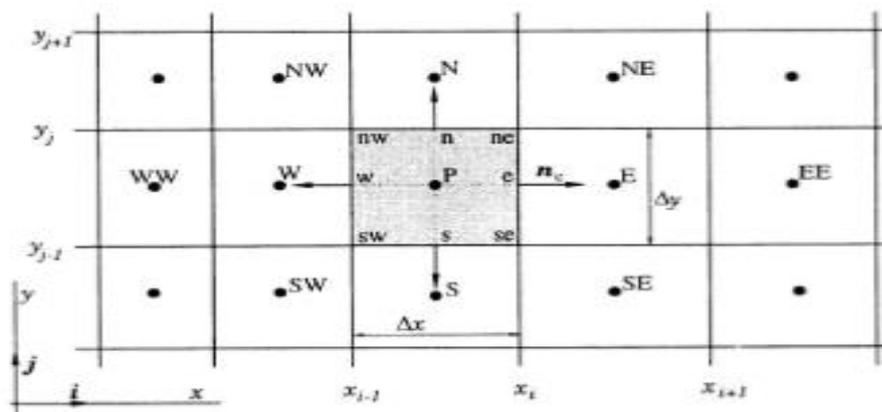


Figure III. 1 : Maillage bidimensionnel.

P: nœud considéré ; W: nœud "West" ; E: nœud "East" ; W : interface "West" du volume de contrôle (VC) ; e : interface "East" du VC ; Δx : largeur du VC étudié ; Δy : longueur du VC étudié.

III.2. Modélisation de la turbulence :

Un modèle de turbulence est une procédure numérique pour fermer un système d'équations d'un problème physique donné, en supposant que l'écoulement moyen obéit aux mêmes équations de Navier-Stokes, mais avec une viscosité plus grande que la viscosité réelle du fluide (appelée viscosité moléculaire par opposition à la viscosité turbulente).

III.2.1. Equations de Navier Stockes :

Un fluide en mouvement suit les lois de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie.

III.2.1.1. Equation de conservation de masse :

La conservation de la masse est exprimée par l'équation de continuité [35] :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{U}) = 0 \quad (\text{III.1})$$

III.2.1.2. Equation de conservation de quantité de mouvement :

Les écoulements de fluides incompressibles sont gouvernés par les équations de la conservation de quantité de mouvement. Ces équations relient la vitesse et la pression en chaque point de l'écoulement. Quatre fonctions inconnues doivent être déterminées : les trois composantes de vecteur vitesse et la pression. Ces équations sont des équations non linéaires, pour lesquelles une solution analytique n'est pas connue. De plus, la théorie mathématique de ces équations est encore incomplète : si en deux dimensions d'espace (écoulement plan) des résultats d'existence, d'unicité et de régularité de solution sont connus, il n'en n'est pas de même pour trois dimensions d'espace (écoulement tridimensionnel), qui se rapproche plus à la réalité physique [21].

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(u.U) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \cdot \text{div}(\text{gradu}) + \left[-\frac{\partial \bar{u}'^2}{\partial x} - \frac{\partial \bar{u}' w'}{\partial y} - \frac{\partial \bar{u}' w'}{\partial z} \right] \quad (\text{III.2})$$

$\frac{\partial u}{\partial t}$ Le terme instationnaire

$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x}$ Le gradient de pression

$\text{div}(u.U)$ Le transport des particules de fluide par convection

$\left[-\frac{\partial \bar{u}'^2}{\partial x} - \frac{\partial \bar{u}' w'}{\partial y} - \frac{\partial \bar{u}' w'}{\partial z} \right]$ Tenseur de Reynolds.

III.2.1.3 . Equation d'énergie (équation de la chaleur) :

Cette équation est exprimée par [36] :

$$\rho \cdot c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} - \rho \cdot c_p \overline{u' \theta'} \right) \quad (\text{III.3})$$

III.2.2. Les principales modélisations de la turbulence :

Il existe trois principales méthodes de modélisation d'un écoulement turbulent :

III.2.2.1. La simulation numérique directe

Dans laquelle on cherche à représenter la totalité des phénomènes physiques et résoudre directement les équations de bilans en espace et en temps.

III.2.2 .2. La simulation des grandes échelles

Dans laquelle on représente seulement les plus gros tourbillons en fonction du temps. La modélisation se fait en modélisant l'action dissipative des petites échelles sur les grandes échelles, au moyen d'une viscosité tourbillonnaire.

III.2.2.3. La simulation des équations de Navier Stokes moyennée

La résolution numérique des équations de Navier Stokes moyennées (RANS) considère uniquement les équations de transport pour les quantités moyennées, en modélisant toutes les échelles de la turbulence. Ce modèle est utilisé dans la simulation des écoulements autour de corps complexes, écoulements internes [35].

III.2.3. Classification des modèles de turbulence :

Il est bien évident que la qualité des résultats de simulation d'écoulement turbulent est très liée au modèle utilisé. On distingue généralement deux grandes classes de modèles .

III.2.3.1 . Les modèles du premier ordre :

Les modèles du premier ordre sont des modèles à viscosité turbulente, Ils sont basés sur l'hypothèse de BOUSSINESQ qui consiste à modéliser directement les tensions de nombre Reynolds à l'aide d'une viscosité turbulente. La viscosité turbulente est une caractéristique de l'écoulement et non pas du fluide.

III.2.3.1.1 . Modèle à zéro équation de transport : Longueur de mélange, ou encore modèle de Prandtl.

III.2.3.1.2 .Modèle à une équation de transport : Le modèle de SPALART-ALLMARAS.

III.2.3.1.3 . Modèle à deux équations : k –epsilon, k –oméga, SST...

- Le modèle k –epsilon : ce model est très utilisé dans les codes industriels, il est développé par LAUNDER et SPALDING en 1972, il comporte deux équations : Une pour l'énergie cinétique de turbulence k et l'autre pour le taux de dissipation epsilon.
- Le modèle k-oméga : développé par WILCOX, il assure que la viscosité turbulente soit liée à l'énergie cinétique turbulente et au taux spécifique de dissipation ω
- Le modèle SST (Shear Stress Transport) : L'idée derrière le SST est de combiner le modèle k- ϵ et le modèle k- ω à l'aide de coefficients d'amortissements f_1 , Si f_1 est égale à 1 près de la paroi : Il active le modèle de WILCOX (k oméga), en outre, Il active le modèle (k epsilon) si f_1 est égale à zéro loin de la paroi.

III.2.3.2. Modèles du second ordre :

Les valeurs de nombre de Reynolds sont calculées directement. Le choix du modèle est subordonné au type d'information que nous voulons obtenir à partir de la simulation. D'un point de vue industriel, les modèles du premier ordre à deux équations permettent généralement d'obtenir des résultats satisfaisant moyennant certaines adaptations du modèle suivant le cas considéré. Dans certains d'autres cas, l'utilisation de modèles plus sophistiqués comme les modèles du second ordre peut s'avérer nécessaire [21].

III.3. Description du problème :

Une étude numérique sur les transferts thermiques combinés de convection libre, de convection forcée et de rayonnement dans la virole d'un four rotatif est réalisée dans le cadre de ce travail. Cette étude a objet de déduire les meilleures conditions pour

déduire la température de la virole. Nous avons utilisé la méthode des volumes finis des différents logiciels (ICEM CFD et ANSYS FLUENT). Les dimensions de domaine étudié et les caractéristiques du four rotatif sont présentés dans la figure III.2 et le tableau III.1

Caractéristiques	Valeurs
Longueur (m)	175
Diamètre de four (m)	3.6
Vitesse de rotation de four (tr/min)	5
Température de la paroi (°K)	773
Vitesse d'injection d'air (m/s)	5,86
Température d'air d'injection (°K)	278

Tableau III.1 : Caractéristiques du four étudié.

L'air est considéré comme le fluide caloporteur, la température du four T_s est maintenue à 773,15 °K (500 °C) et la température de l'air en flux libre τ_∞ est supposée 278,15 °K (5 °C). L'écoulement est turbulent. Le profil de température de surface du four rotatif de la cimenterie Aalborg, Danemark, est représenté à la figure III.3. D'après la répartition de la température au long du four, une température d'environ 773,15 °K (500 °C) est la température la plus élevée à la surface du four. Par conséquent, la position correspondant à cette température est la partie la plus appropriée à notre étude.

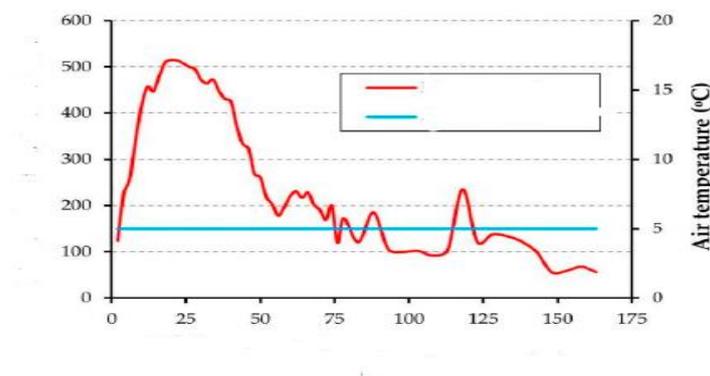


Figure III.2 : profil de température de la surface externe de four [16].

Cette étude est réalisée avec un modèle mathématique (3D). Le domaine de calcul considéré pour cette étude numérique est présenté à la figure III.3. Le centre du four est placé à 20 D de l'entrée du domaine de calcul. Pour éviter l'effet d'une condition aux limites de sortie sur les caractéristiques d'écoulement de fluide et le transfert de chaleur, la longueur du domaine de calcul du centre du cylindre à la limite de la sortie est égale à 40 D. Le facteur d'émissivité radiative de la surface du four est estimé à 0,81.

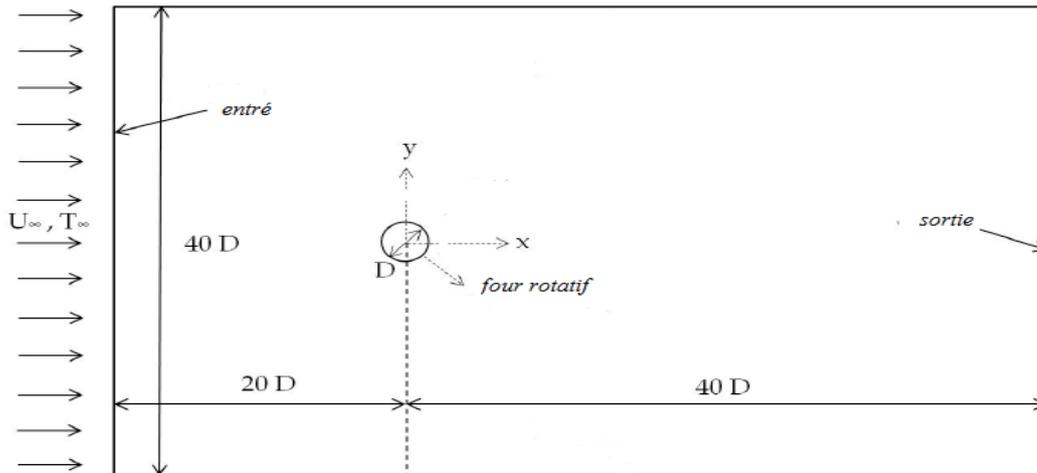


Figure III.3 : Géométrie du four et le domaine de calcul [16].

Dans le but de déterminer le nombre de Nusselt et l'évolution de la température dans la virole, on prend le cas où le four est horizontal et en rotation. Le four ayant une vitesse de rotation de 0tr/min à 5 tr/min, l'inclinaison d'alignement est négligée. L'étude est basée sur l'analyse de différents échanges de chaleur de la virole pour déduire le nombre moyen du Nusselt. On déduit également, au deuxième temps, les valeurs de température de la virole et celle du nombre du Nusselt qui correspond à chaque vitesse de rotation et de vitesse d'injection d'air imposées.

III.4. Outil de simulation ICEM CFD et ANSYS FLUENT :

Le choix du logiciel de simulation dépend de la nature de notre expérience et les conditions dans lesquelles elle est inscrite.

III.4.1. Définition du CFD :

La dynamique des fluides computationnelle ou CFD (Computational Fluid Dynamics) est l'analyse des systèmes d'écoulement des fluides, le transfert de la chaleur et tous les phénomènes associés tels que les réactions chimiques en utilisant la simulation par ordinateur. La technique est très puissante et couvre un large champ d'applications industrielles [36].

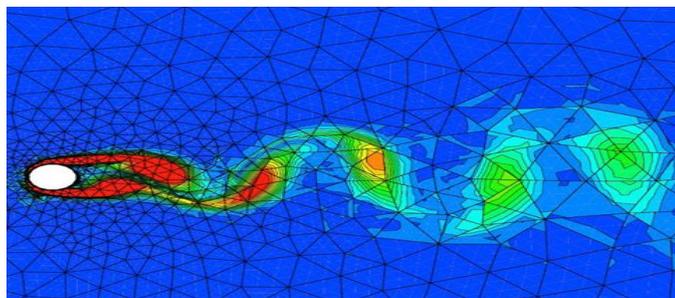


Figure III.4 : exemple sur CFD.

III.4.2. Présentation de logiciel ICEM-CFD :

ICEM CFD, est l'un des composants d'ANSYS, est une extension avancée pour la génération et l'optimisation de maillage qui répond aux exigences de toutes les applications d'ingénieries telles que la dynamique des fluides computationnelles et de l'analyse des structures.

Cette extension offre une flexibilité de maillage complet, y compris la capacité à résoudre les problèmes de flux en utilisant des mailles structurés ou non structurés et cela dans de nombreux types tels que : le maillage quadrilatère et surfacique triangulaire, le multi block structuré, hexaédrique non structuré, tétraédrique non structuré, cartésienne avec raffinement de maillage et finalement un maillage tétraédrique hybride comprenant des éléments tétraédriques, pyramidaux et prismatiques (ICEM CFD, 2014).

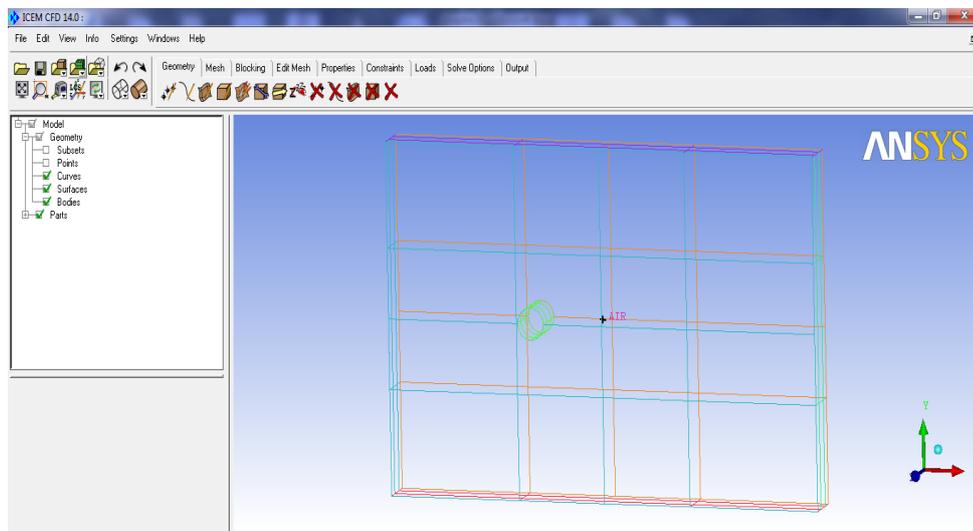


Figure III.5 : Interface graphique du logiciel ICEM.

III.4.3. Présentation du logiciel ANSYS Fluent :

FLUENT est devenu l'un des logiciels commerciaux les plus utilisés dans les simulations de dynamiques des fluides. Fluent est un outil moderne bien adapté à la modélisation de l'écoulement de fluides et de transfert thermique dans des géométries complexes. Les types de maillages supportés sont de géométries bidimensionnelles à maille triangulaire/quadrilatérale, et tridimensionnelle à maille tétraédrique, hexaédrique, pyramide, prisme et les maillages mixtes. Fluent est programmé en langage (C) et offre toute la flexibilité et la puissance de ce langage. Fluent utilise la méthode des volumes finis pour simuler la dynamique des écoulements compressibles ou incompressibles [36].

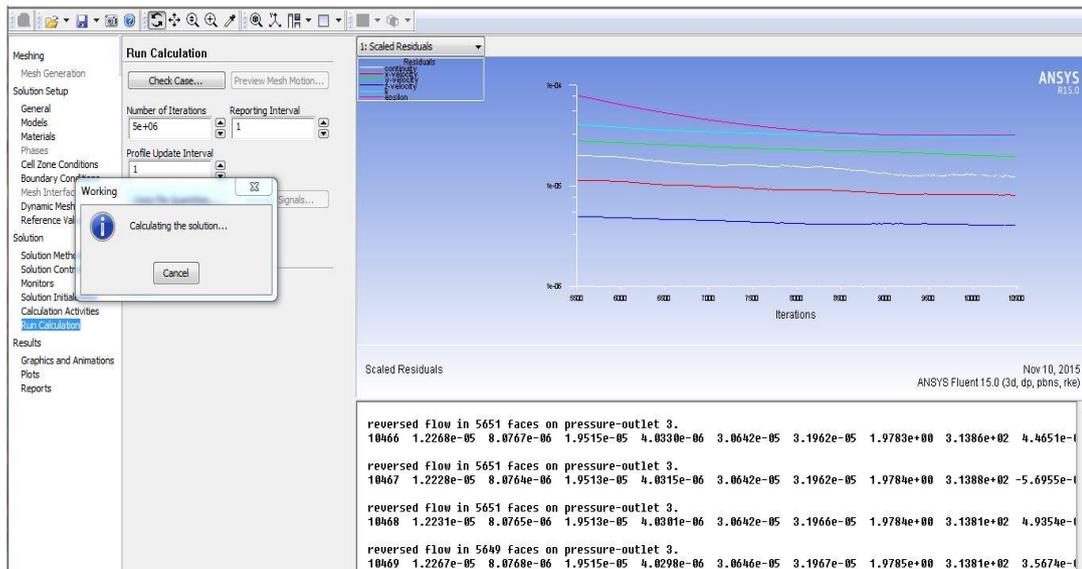


Figure III.6 : Interface graphique de logiciel FLUENT.

III.5. Modélisation dans ANSYS ICEM :

Le module ICEM permet d'établir la géométrie du système étudié. La géométrie est construite à partir de points, de courbes, de surfaces et de volume. C'est également ce module qui permet de générer un maillage s'appuyant sur la géométrie.

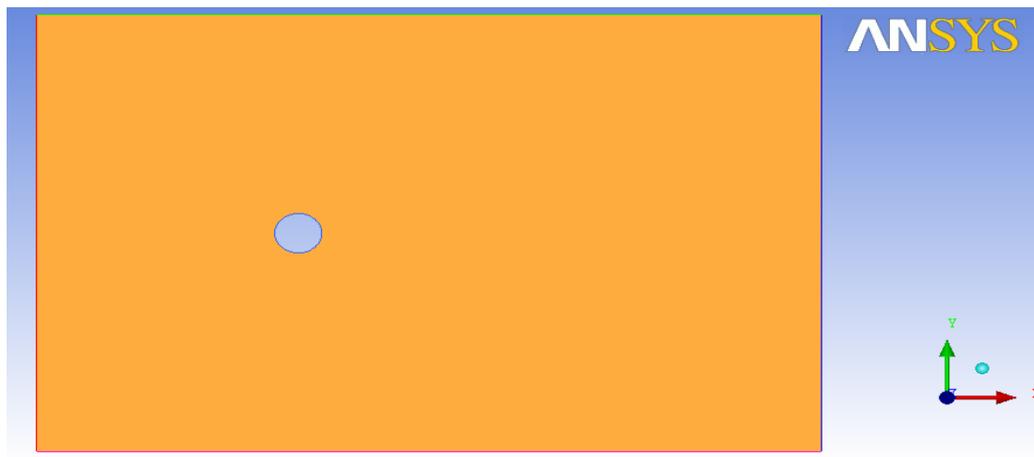


Figure III.7 : Modélisation de problème étudié dans ICEM CFD.

III.6. Maillage :

La réalisation des maillages est en général l'étape la plus longue en temps de travail humain dans les simulations numériques de l'ingénieur. Elle est de plus une des plus importantes afin d'obtenir de bons résultats, il faut donc concevoir des maillages propres qui puissent capter tous les phénomènes physiques que l'on cherche à observer.

On a deux types de maillage :

- Maillage triangulaire et tétraédrique.
- Maillage quadrangulaire et hexaédrique.

III.6.1. Préparation de maillage :

Le maillage s'influe sur la précision des résultats, aussi au temps de simulation, donc au temps de convergence. On prend en considération la géométrie et le problème physique à résoudre afin de choisir le type de maillage. Pour ce problème étudié, on choisit les éléments hexaédriques représentés dans la figure III.8.

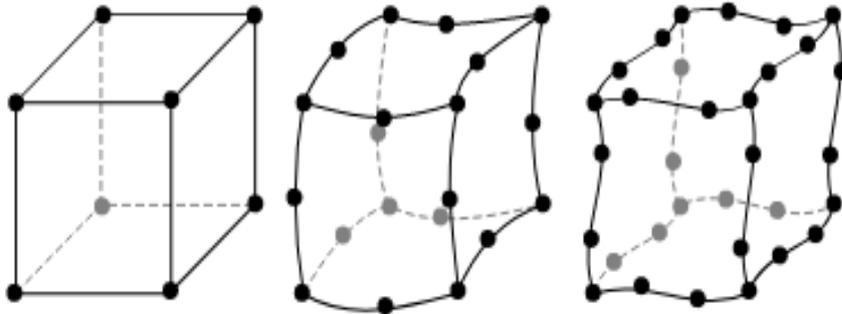


Figure III.8 : Elément hexaédrique.

Pour déterminer la taille optimale et le nombre d'éléments, nous avons fait un certain nombre d'expériences avec différents nombres d'éléments et d'itérations. On a conclu qu'un maillage trop fin serait augmenter de façon exponentielle le temps de calcul, pour un maillage trop grossier serait sacrifier l'exactitude des résultats. Il ya toujours un intervalle où la précision des résultats est acceptées.

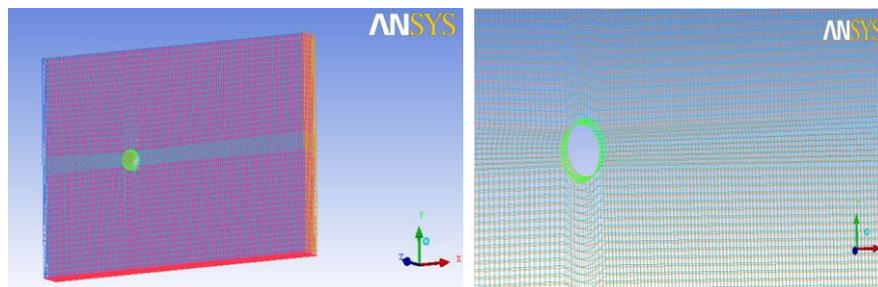


Figure III.9 : maillage hexaédrique de domaine de calcul

III.6.2. Sensibilité de maillage :

La qualité des résultats de simulation est très liée au modèle utilisé. Le choix du modèle est subordonné au type d'information que nous voulons obtenir à partir de la simulation.

Nombre de Nusselt	Nombre des éléments	Nombre des nœuds
4300	145423	130400
4299	84393	75200
3942	57818	51200

Tableau III.2 : Paramètre de maillage

Trois sensibilités de maillage ont été effectuées, nous avons adopté le maillage uniforme raffiné près de la paroi de four rotatif. D'après les résultats obtenus, le deuxième

maillage (75200 nœuds) donne une bonne optimisation par rapport à les autres maillages.

III.7. Conditions aux limites par ANSYS Fluent :

La simulation a été menée pour les deux cas suivant :

III.7.1. Premier cas : cylindre lisse

La figure III.10 représente le modèle géométrique pour effectuer notre étude dans le cas d'un cylindre lisse.

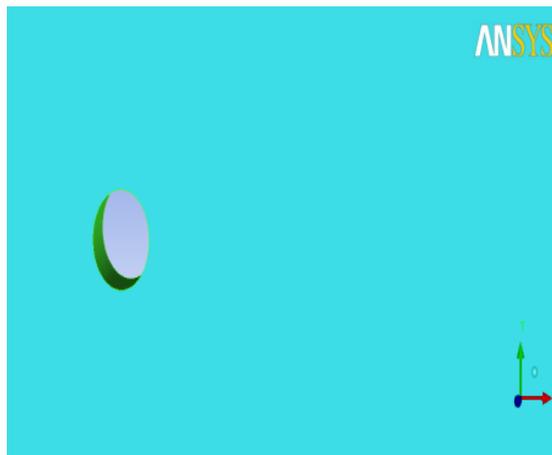


Figure III.10 : Four rotatif avec une virole lisse

III.7.2. Deuxième cas : cylindre avec ailettes

Le modèle géométrique a été reproduit, où la virole est munie de quatre ailettes de 50 cm de longueur. Les conditions aux limites sont celles du cas précédent. La figure III.11 représente le nouveau modèle géométrique.

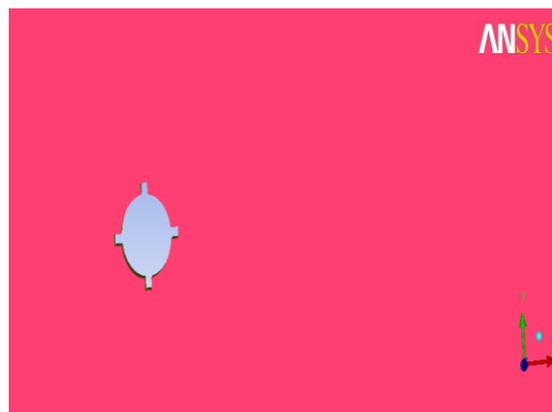


Figure III.11 : Four avec ailettes.

Le code Fluent, représenté dans la figure III.12, est le module qui effectue les calculs. Il nous permet de définir les conditions aux limites du système.

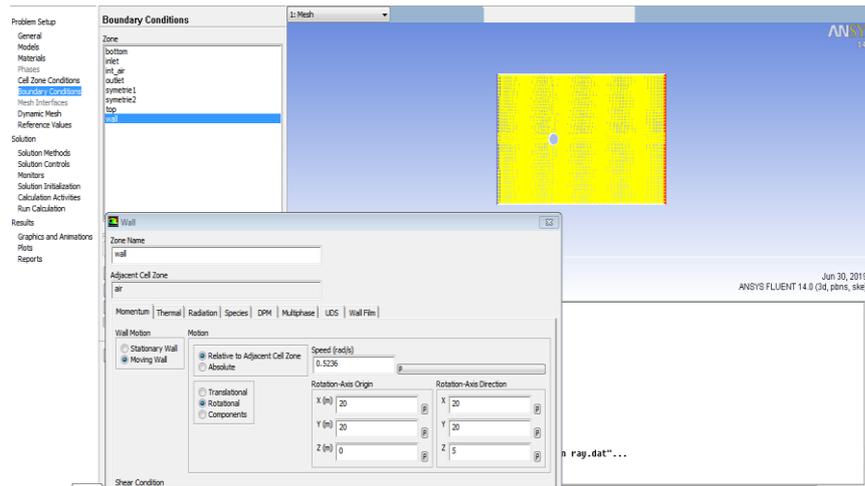


Figure III.12: Interface des conditions aux limites de code Fluent.

Une fois déclaré la vitesse de rotation de four, la vitesse d'air, la température de la paroi et la température de l'air ambiante. Les conditions aux limites sont:

- La vitesse de rotation du four : 5tr/min
- La vitesse d'air : 5.85 m/s
- La température de la paroi : 773 °K (500 °C).
- La température de l'air ambiante : 278 °K (5 °C).

Conclusion

Ce chapitre a été consacré pour la présentation des outils numériques utilisés pour la résolution de notre problème à savoir l'ANSYS ICEM et ANSYS Fluent. Les différentes méthodes numériques de discrétisation telle que la méthode des volumes finis, ainsi que, la modélisation de la turbulence. Les résultats et leurs interprétations seront détaillés dans le chapitre suivant.

Introduction :

Ce chapitre est consacré pour la présentation de notre cas d'étude qui consiste à déterminer la valeur de nombres de Nu moyen dans la paroi extérieure d'un four rotatif (la virole). Dans un deuxième temps, la même virole sera reproduite avec les mêmes conditions aux limites en ajoutant des ailettes à la surface pour déduire l'effet de ces ailettes. Dans ce travail, on a utilisé le code de calcul ANSYS FLUENT.

IV.1. Résultats et discussion:

Les résultats obtenus par la simulation numérique réalisée sous le logiciel ANSYS CFD sont représentés. L'évolution du nombre de Nusselt, l'effet de variation de vitesse de rotation et la vitesse d'air d'injection sont discutés.

IV.2. La validation :

Comme première étape, on passe par une validation pour donner une crédibilité à ce travail. Le tableau VI.1 montre les valeurs du nombre de Nu moyen comparées à celles publiées par l'étude de MIRHOSSEINI [16]. L'analyse des résultats montre que les calculs de cette étude sont très satisfaisants par rapport à notre cas d'étude.

	Nombre de Nusselt	Différence
Solution analytique	4473,2572	----
Solution numérique (MIRHOSSEINI [16])	3628.71	18.88 %
Solution numérique (notre étude)	4299.95	3.87 %

Tableau IV.1 : Valeur moyenne de Nombre de Nu autour de la virole

IV.2.1. Contour de température :

Figure IV.1 montre la distribution de température autour de la surface du four rotatif. On constate que la température est maximale sur la paroi, elle atteint 674 °K (401°C), on observe aussi une propagation radiale de la température où elle diminue jusqu'à la température ambiante 278 °K (5 °C).

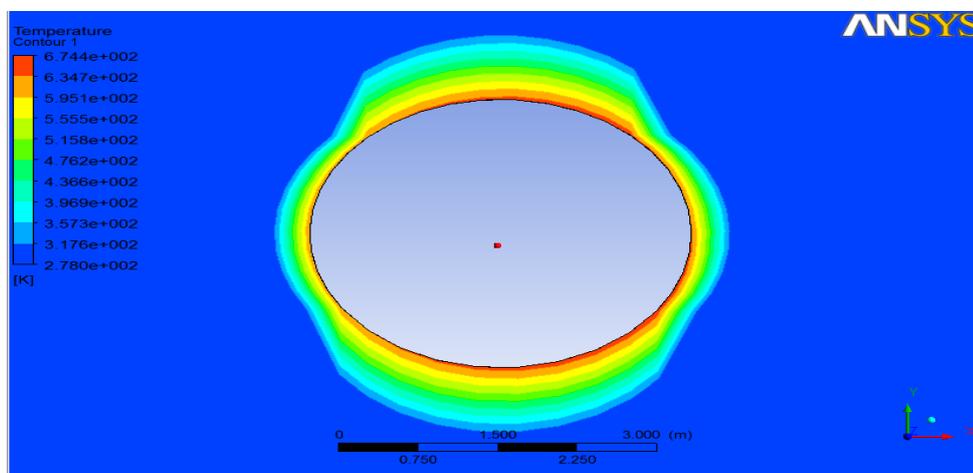


Figure IV.1: Contour de température.

IV.2.2. Contour des lignes de courant :

La figure IV.2 montre la distribution des lignes de courant, on remarque que le contact des particules d'air avec la paroi de four rotatif provoque une diminution de la vitesse. Dans les points de séparation situés derrière la virole, on observe l'apparition des vortex due à l'écoulement turbulent lors de la séparation de la paroi de virole.

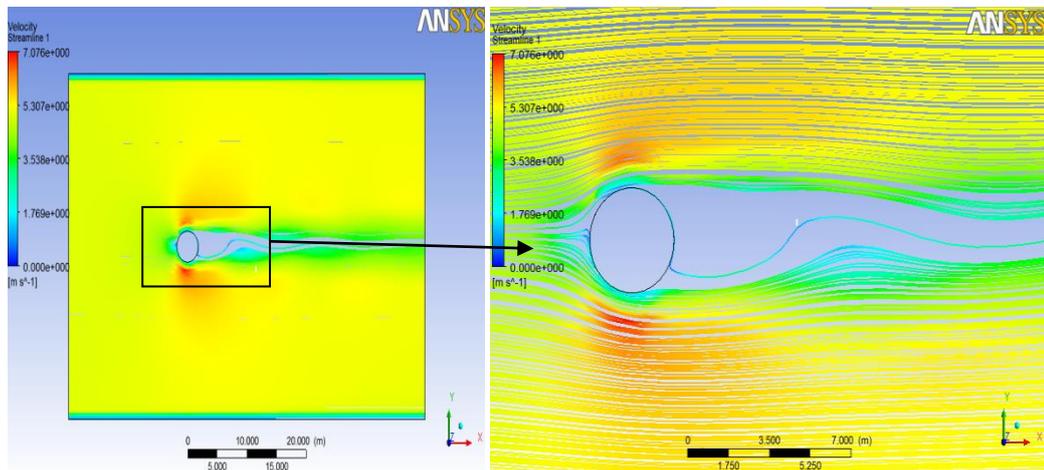


Figure IV.2 : Contour des lignes de courant.

IV.2.3. Contour de vitesse :

La figure IV.3 représente la structure de champs de vitesse d'air autour de la virole du four rotatif. La vitesse de l'écoulement diminue jusqu'au le point de stagnation où elle devient nulle. Après ce point, la vitesse augmente en raison d'une surpression due au contact de l'air avec la virole puis elle décélère en raison de gradient de pression défavorable.

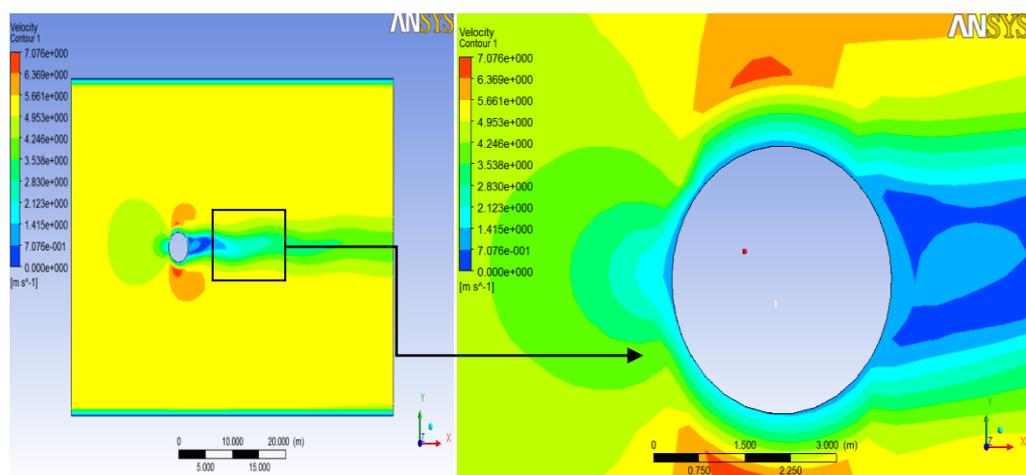


Figure IV.3 : Contour de vitesse

IV.2.3. Contour de pression :

La figure VI.4 montre la répartition de la pression autour de la virole de four rotatif. On remarque que la pression est maximale au point de stagnation où elle atteint 16.34 Pa, la pression à ce point est supérieure à la pression atmosphérique. Ensuite, la pression diminue jusqu'aux points situés en haut et en bas du four où devient presque nulle, puis elle augmente légèrement et revient à la pression atmosphérique.

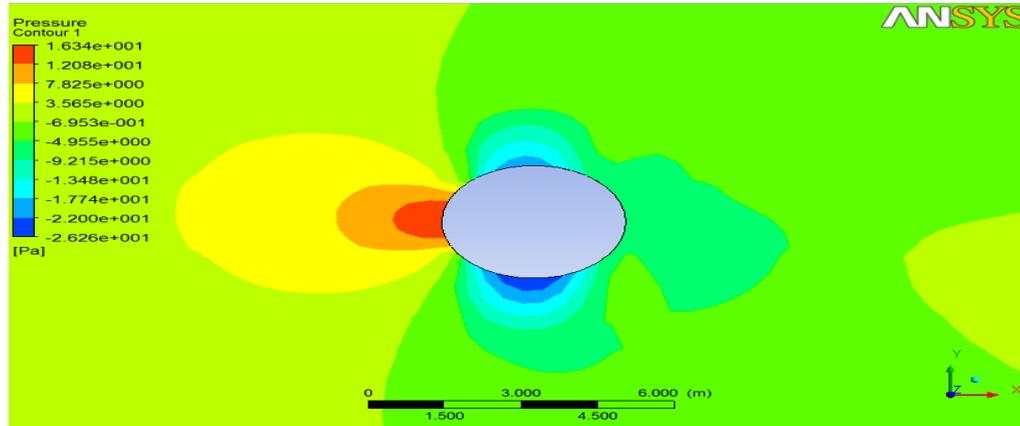


Figure IV.4 : Contour de pression

IV.3. Virole lisse :

Une étude thermique a été effectuée pour déduire les différents aspects influents sur la température de virole du four rotatif. Plusieurs vitesses d'injection d'air et vitesses de rotation de four ont été imposées. Une ligne tangentielle à la paroi supérieure de four et parallèle avec l'axe des abscisses a été désignée comme référence d'extraction des résultats.

IV.3.1. Variation de la vitesse d'air d'injection:

Le but de ce cas d'étude est de déterminer l'effet de la vitesse d'air d'injection sur le comportement thermique de la virole. Quatre essais ont été effectués, on a varié la vitesse d'air de 5.87 m/s à 27.77 m/s pour déduire la valeur maximale de température de la virole, ainsi que, le nombre de Nusselt.

IV.3.1.1. Evolution de nombre du Nusselt :

Le tableau IV.2 montre l'évolution de nombre de Nusselt en fonction de la vitesse d'air d'injection. On remarque que le nombre du Nusselt augmente proportionnellement avec la vitesse d'injection d'air, il atteint une valeur de 8845 pour 27.77 m/s. D'après l'équation (II.13), l'augmentation de nombre de Reynolds due à l'augmentation de la vitesse d'air d'injection provoque une augmentation de nombre de Nusselt.

Vitesse d'air (m/s)	5.86	11.11	16.66	22.22	27.77
Nombre de Nusselt	4375	5503	6210	7360	8845

Tableau IV.2 : Nombre de Nusselt en fonction de la vitesse d'injection d'air.

IV.3.1.2. Evolution de la température de la virole :

Cette étape consiste à déduire l'effet de la vitesse d'air d'injection sur la température maximale de la virole. Le tableau IV.3 montre l'évolution de la température en fonction de la vitesse d'air. La température diminue relativement quand on augmente la vitesse d'air d'injection.

Vitesse d'air (m/s)	5.86	11.11	16.66	22.22	27.77
Température de la virole (°C)	401	330	298	274	255

Tableau IV.3 : Température de virole en fonction de la vitesse d'injection d'air

La figure IV.5 montre la variation de la température de la virole en fonction de différentes vitesses d'injection d'air. Les profils de température ont la même tendance (forme parabolique). La température augmente jusqu'à sa valeur maximal lorsque on s'approche à la virole, puis elle diminue et devient ambiant (5 °C) au-delà de la virole. Pour les grandes vitesses d'injection d'air (27.77 m/s), on observe un refroidissement de la virole où la température de virole diminue de 36 % de 401 °C jusqu'à 255°C.

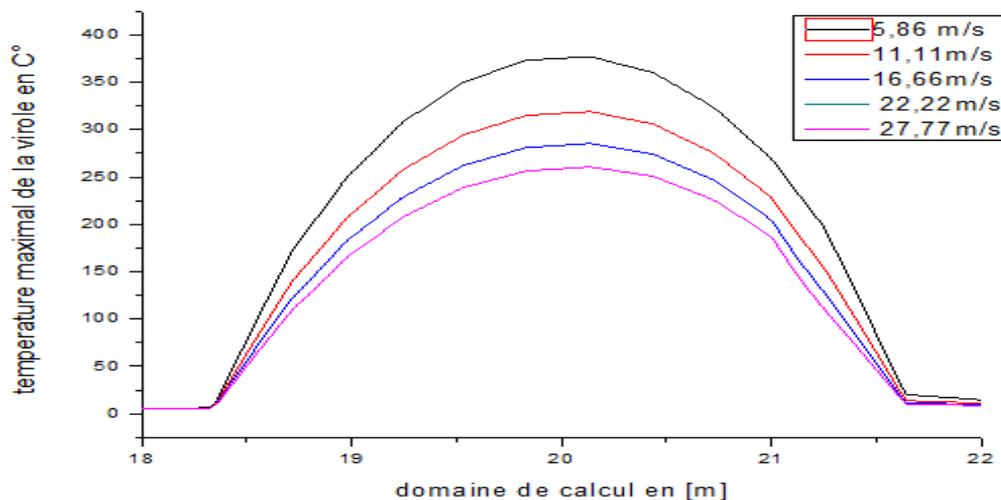


Figure IV.5 : Température maximale de la virole en fonction de la vitesse d'injection d'air.

IV.3.2 . Variation de la vitesse de rotation :

On a varié la vitesse de rotation de four de 1 tr/min à 4 tr/min pour déduire l'effet de ce paramètre. L'influence de la vitesse de rotation est traduite par l'évolution de nombre de Nusselt et la température maximale de la virole.

IV.3.2.1. Evolution de nombre de Nusselt :

Le tableau IV.4 montre la variation de nombre du Nusselt en fonction de la vitesse de rotation, cette vitesse n'a pas un grand effet sur le nombre du Nusselt pour une plage de vitesses de 1tr/min à 5 tr/mn.

Vitesse de rotation (tr/min)	1	2	3	4	5
Nombre du Nusselt	4343	4301	4285	4325	4299

Tableau IV.4 : Nombre du Nusselt en fonction de la vitesse de rotation.

IV.3.2.2. Evolution de la température de la virole :

Vitesse de rotation (tr/min)	1	2	3	4	5
Température de la virole (°C)	393	394	399	400	401

Tableau IV.5 : Température de virole en fonction de la vitesse de rotation.

Le tableau IV.5 représente la variation de la température de la virole en fonction de différentes vitesses de rotation. L'augmentation de la vitesse de rotation de 1 tr/min à 5 tr/min provoque une augmentation de la température de la virole avec un gradient de 8°C, ce rapprochement des températures obtenues justifie la coïncidence des graphes de température représentés dans la figure IV.6

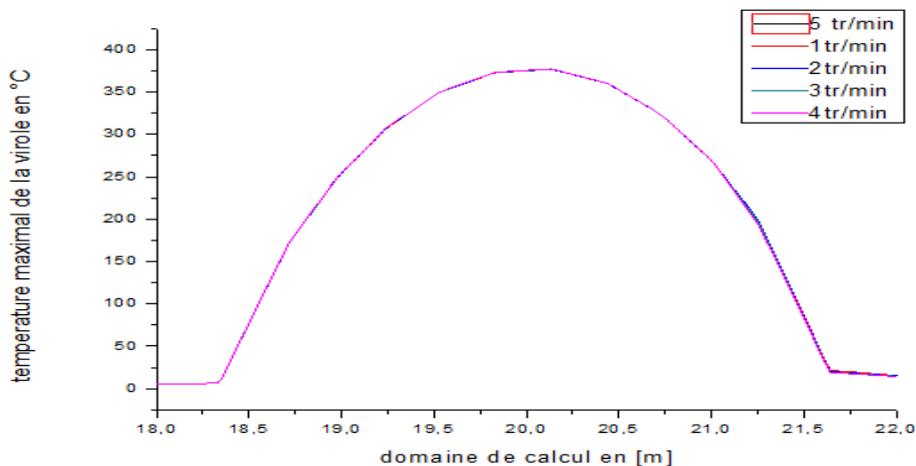


Figure IV.6 : Evolution de la température maximale de la virole en fonction de la vitesse de rotation

IV.3.3. Variation de température d'air d'injection :

Dans cette partie, on a voulu savoir l'effet de la variation de la température d'air T_{∞} . à cette effet les températures considéré sont comme suit 18 °C, 25°C et 40 °C.

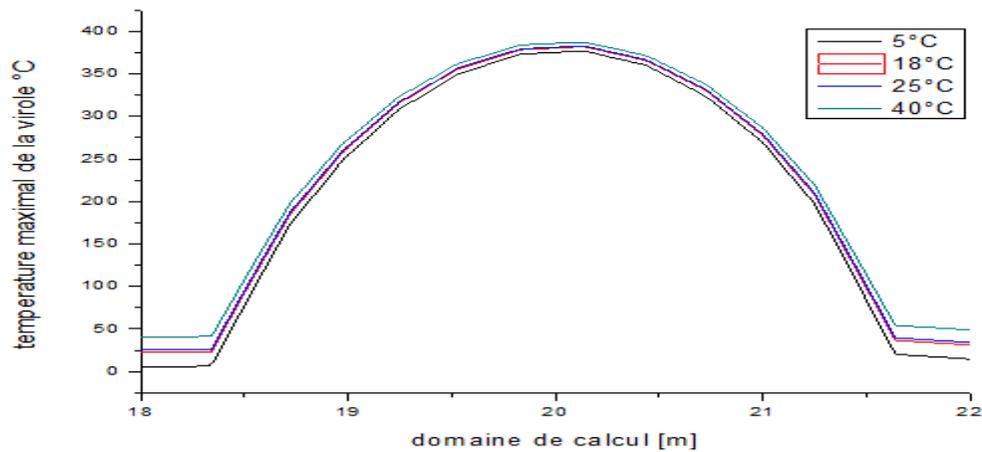


Figure IV.7 : Evolution de la température maximale de la virole en fonction de la température d'air

La figure IV.7 représente la variation de la température maximale de la virole en fonction de température d'air, On remarque une augmentation de 13 % (de 276 °C à 289 °C) de la température de la virole lorsque on augmente la température d'air de 5 °C à 40 °C.

IV.4 . Virole muni d'ailettes :

Dans le but de déterminer l'effet de la surface d'échange sur la température de la virole de four rotatif, ce cas d'étude travail fait partie à l'analyse thermique d'une virole ailetée représentée dans la figure IV.8.

La figure IV.8 montre la nouvelle géométrie de la virole de four rotatif étudié, elle est munie de 4 ailettes de 50 cm de longueur et 50 cm de largeur. On a prit les mêmes conditions aux limites avec celle de MIRHOSSEINI [16] pour déduire l'effet de ces ailettes sur la température de la virole.

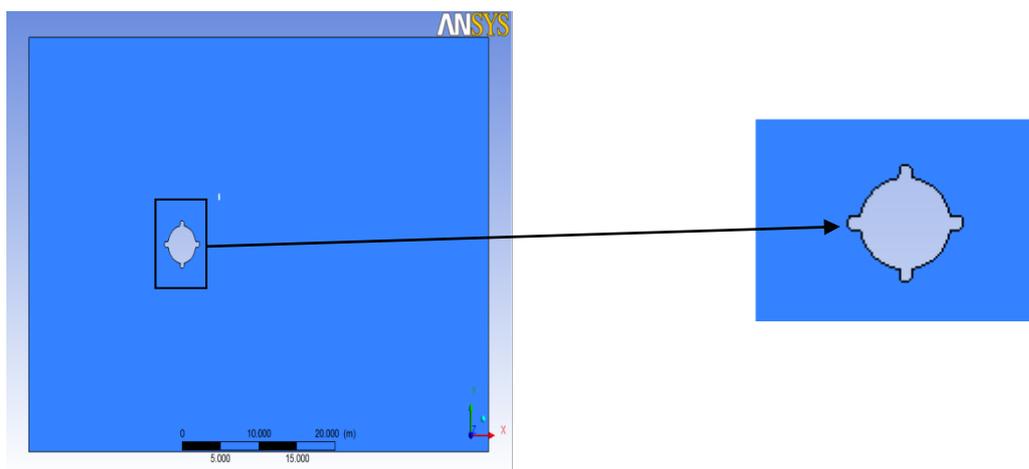


Figure IV.8: Four rotatif muni d'ailettes.

IV.4.1. Distribution de température :

Figure IV.9 montre la distribution de température autour la virole de four rotatif. On constate que la température diminue brusquement après l'insertion des ailettes jusqu'à 164 °C (presque la moitié de la température de cas lisse).

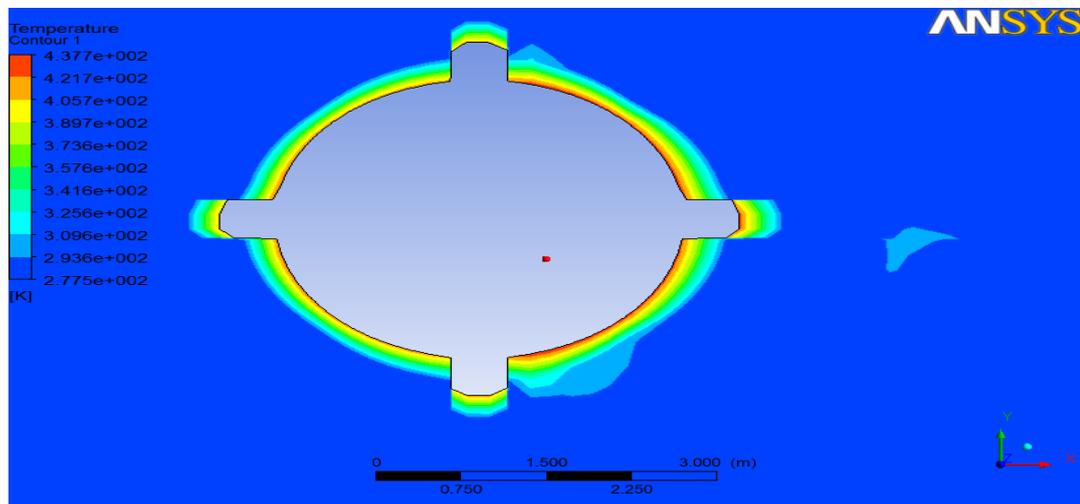


Figure IV.9: Contour de température d'une virole ailetée.

IV.4.2. Distribution des lignes de courant :

La distribution des lignes de courant est représentée dans la figure IV.10. On remarque que la collision des particules d'air avec le four rotatif provoque une diminution de la vitesse à l'amant de la virole, on observe aussi l'apparition des vortex plus nombreux que celle de cas lisse, ces vortex proviennent de la turbulence de l'écoulement derrière de la virole ailetée.

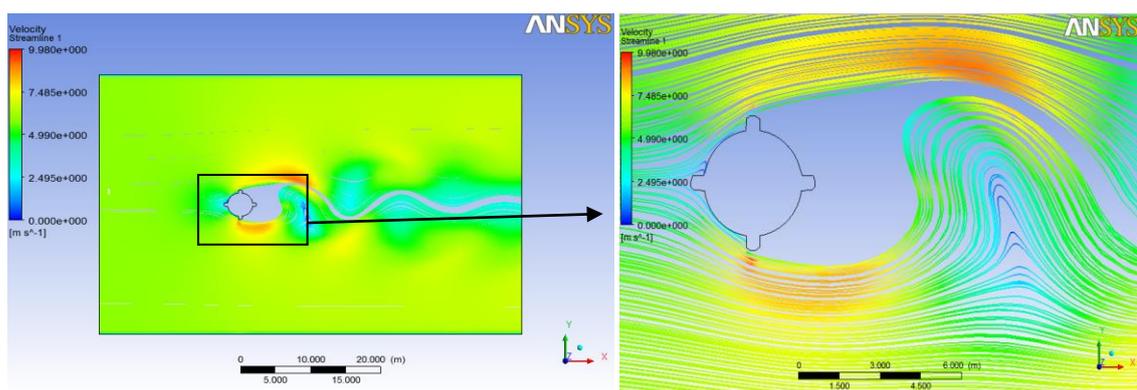


Figure IV.10: Contour des lignes de courant de la virole ailetée.

IV.4.3. Variation de la vitesse d'injection d'air :

Pour les mêmes conditions de cas de la virole lisse, quatre essais ont été effectués pour déduire la valeur maximale de température de la paroi, ainsi que, le nombre de Nusselt correspond à chaque vitesse d'injection d'air.

IV.4.3.1. Evolution de nombre de Nusselt :

Les résultats sont représentés dans le tableau IV.6. Le nombre du Nusselt augmente proportionnellement avec la vitesse d'injection d'air, cette augmentation est due à l'augmentation de nombre de Reynolds.

Vitesse d'air (m/s)	5.86	11.11	16..66	22.22	27.77
Nombre de Nusselt	4375	5503	6210	7360	8845

Tableau IV.6 : Nombre de Nusselt en fonction de la vitesse d'injection d'air.

IV.4.3.2. Evolution de la température de la paroi :

Les résultats obtenus sont représentés dans le tableau IV.7. L'augmentation de la vitesse d'air d'injection provoque une diminution légère de la température de la virole ailetté contrairement au cas de la virole lisse, où la température diminue d'une façon considérable.

Vitesse d'injection d'air (m/s)	5.85	11.11	16.66	22.22	27.77
Température de la virole (°C)	167.7	163.4	158.8	159	158

Tableau IV.7 : Température de la virole en fonction de la vitesse d'injection d'air.

La figure IV.11 montre la variation de la température de la virole ailettée en fonction de différentes vitesses d'injection d'air. Les profils de température ont la même tendance due à la position de ligne d'extraction des résultats. Le gradient de température lors de l'augmentation de la vitesse d'injection d'air n'est pas considérable (6 °C).

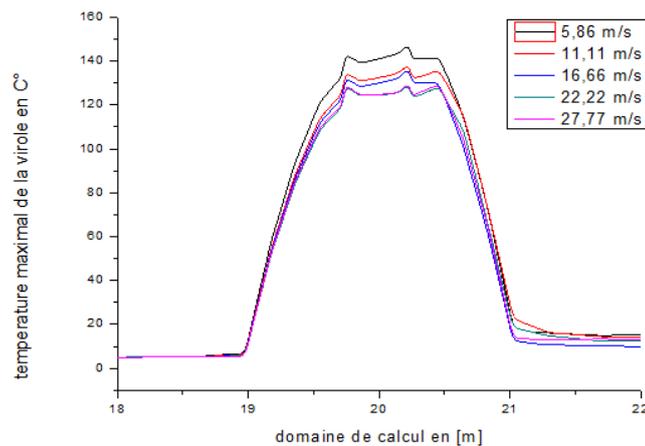


Figure IV.11: Evolution de la température fonction de la vitesse d'injection d'air

IV.4.4. Variation de la vitesse de rotation :

On a varié la vitesse de rotation de four de 1 tr/min à 4 tr/min pour déduire l'effet de ce paramètre. L'influence de la vitesse de rotation est traduite par l'évolution de nombre de Nusselt et la température maximale de la virole ailetée.

IV.4.4.1. Evolution de nombre de Nusselt :

Pour les mêmes vitesses de rotation du cas lisse, les valeurs de nombre de Nusselt sont représentées dans le tableau IV.8.

Vitesse de rotation (tr/min)	1	2	3	4	5
Nombre de Nusselt	4381	4490	4446	4148	4375

Tableau IV.8 : Nombre de Nu en fonction de la vitesse de rotation.

Le tableau IV.8 montre la variation de nombre de Nusselt en fonction de la vitesse de rotation dans le cas d'une virole ailetée, la vitesse de rotation, comme le cas de la virole lisse, n'a pas un effet considérable sur le nombre de Nusselt.

IV.4.4.2. Evolution de la température:

Pour les mêmes vitesses de rotation du cas lisse, les valeurs de nombre de Nusselt sont représentées dans le tableau IV.9.

Vitesse de rotation (tr/min)	1	2	3	4	5
Température de la virole (°C)	166.8	166	167.8	165.8	164.7

Tableau IV.9 : Température de la virole en fonction de la vitesse de rotation.

La figure IV.12 représente la variation de la température de la virole ailetée en fonction de différentes vitesses de rotation. Les profils de température ont la même tendance. Le gradient de température lors de l'augmentation de la vitesse de rotation n'est pas considérable (3 °C).

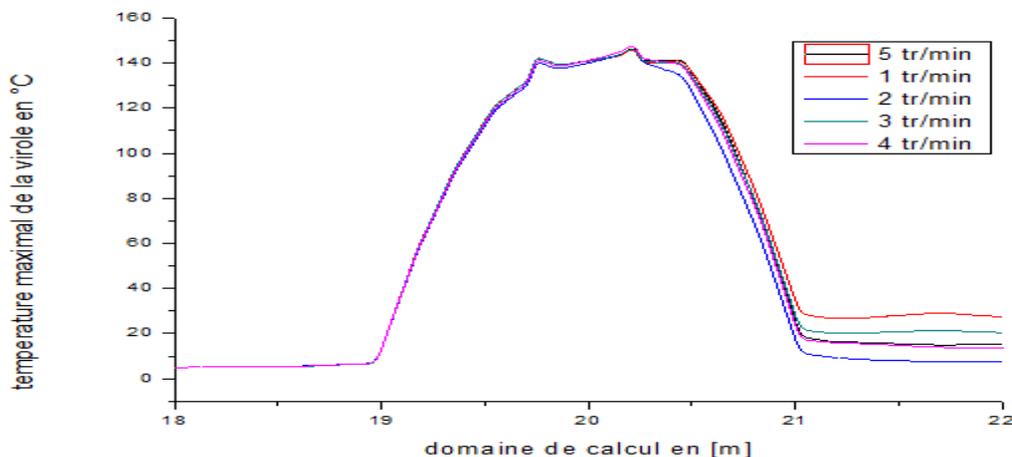


Figure IV.12: Evolution de Température en fonction de la vitesse de rotation

IV.4.5. Comparaison entre la virole lisse et la virole ailetée :

Afin de déduire l'effet d'insertion des ailettes sur la température de la virole du four, on effectue une comparaison entre les deux cas d'étude.

IV.4.5.1. La température:

Nous avons effectué une comparaison de l'évolution de la température de la virole dans les deux cas : une virole lisse et une virole ailetée. La figure IV.13 représente l'évolution de la température des deux cas cités précédemment. On remarque que l'insertion des ailettes provoque une diminution de la température de la virole, elle diminue de 36 % (de 401°C à 164 °C). On constate aussi que la température augmente dès 1.8 mètre de la virole dans le cas lisse, par contre, pour le cas ailette, cette distance se réduit à 1 mètre à la virole ailette. Cette diminution de la distance est une conséquence de la chute de température.

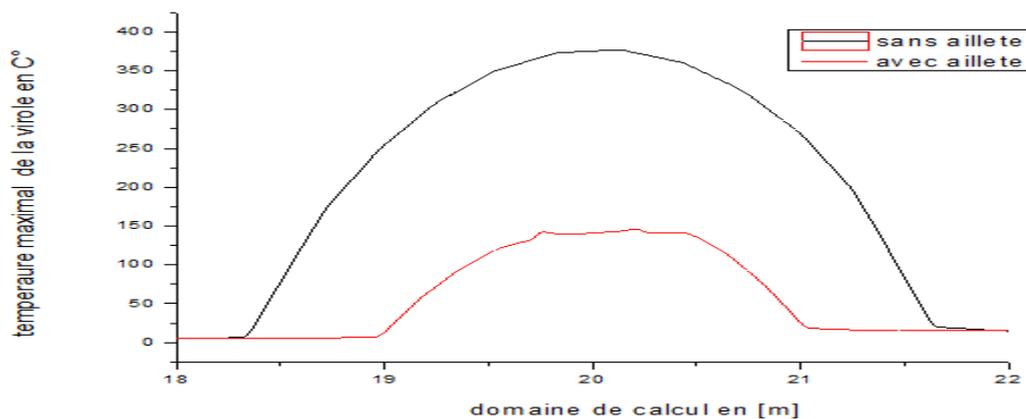


Figure IV.13 : Evolution de température de la virole lisse et ailetée

IV.4.5.2. Le nombre de Nusselt :

Le tableau IV.10 représente les valeurs de nombre de Nusselt dans les cas d'une virole lisse et une virole ailetée, d'après la comparaison, on a trouvé que l'insertion des ailettes provoque une augmentation de nombre de Nusselt. Cette augmentation traduit une contribution importante de l'écoulement sur l'échange de chaleur avec la virole.

	Virole lisse	Virole ailetée
Nombre de Nusselt	4299	4375

Tableau IV.10 : Comparaison de nombre de Nusselt

Conclusion :

L'augmentation de la vitesse d'injection d'air provoque une diminution de la température de la virole lisse, ainsi que le nombre de Nusselt, par contre, l'augmentation de la vitesse de rotation de four influe légèrement sur la température de la virole et le nombre de Nusselt.

L'insertion des ailettes sur la virole provoque une augmentation de nombre de Nusselt contribué par une diminution considérable de la température de la virole (une nette diminution de 36 % de 401 °C à 164 °C). Cependant, L'augmentation de la vitesse d'injection d'air n'a pas un effet important sur la température de la virole ailetée. L'augmentation de la vitesse de rotation, dans le cas de la virole lisse et ailetée, ainsi que la température de l'écoulement d'air ne provoquent pas une diminution désirée de la température de la virole.

Conclusion générale :

Dans certaines technologies, le transfert de chaleur par convection et par rayonnement doit être pris en compte. Le transfert de chaleur autour des cylindres ont été largement étudiés dans nombreuses applications, telles que les chaudières industrielles, les systèmes de récupération de chaleur, les centrales nucléaires, etc.

Actuellement, la modélisation numérique est devenue une méthode très utilisée pour étudier le comportement thermique des fours industriels et de trouver les moyens de réduire leur consommation d'énergie.

Nous avons étudié, dans ce projet de fin d'étude, une modélisation numérique par logiciel ANSYS. Cette modélisation numérique a pour objet d'étudier le comportement thermique d'une virole d'un four rotatif.

Deux simulations ont été effectuées, on a simulé le four rotatif dans le cas d'un cylindre lisse (nu) avec ses propres paramètres : une vitesse de rotation égale à 5 tr/min, une vitesse d'injection d'air de 5.86 m/s. La température de la paroi et de l'air température d'air ambiant est égale à 500 °C et 5 °C respectivement. Dans deuxième temps, on a reproduit la géométrie de cylindre, quatre ailettes ont été ajoutées sur la surface de la virole pour déduire leurs effets sur la température maximale de la virole. On peut citer que l'augmentation de nombre du Nu, due à l'augmentation de la vitesse d'air provoque un refroidissement de la virole, Ce refroidissement permet d'éviter la déformation à chaud de la virole à cause des températures élevées.

Dans cette étude, on a trouvé aussi que l'insertion des ailettes provoque une diminution considérable de la température de la virole et augmenter le flux de chaleur évacué. L'augmentation de la vitesse de rotation de four influe légèrement sur la température de la virole et le nombre de Nusselt. Finalement on peut dire que cette étude était très fructueuse parce qu'elle nous a permis d'accomplir une simulation numérique qui pourra nous servir dans le dimensionnement et l'optimisation des éléments structuraux de four et par la suite, éviter l'endommagement permanent de la virole sous les charges thermiques.

Vu que les problèmes rencontrés dans la vie pratique sont généralement tridimensionnels, cette étude peut désormais s'étendre sur la simulation de couplage de transfert thermique entre la convection et le rayonnement autour d'un four rotatif, et ce :

- En utilisant d'autres modèles numériques.
- En tenant compte du facteur temps (régime instationnaire).
- En utilisant d'autres configurations des ailettes telles que leurs géométries, leurs formes et leurs nombres.

- [1] S. Catinaud, «Durabilité à long terme de matériaux cimenterie avec ou sans fillers calcaires en contacte avec des solutions salines», Thèse de doctorat, Université de LAVAL.CANADA, 2000.
- [2] A.BENINAK, «Processus de fabrication du ciment et gestion des poussières» Mémoire fin d'étude Université BADJI Mokhtar, Annaba 2014.
- [3] Adapté des rapports de recherche sur le ciment par ICRA 2006 et CRISIL 2009 et discussion avec des experts de l'industrie.
- [4] C.HOLCIN, «L'industrie du ciment, école thématique des matériaux cimentaire» 21-26 Septembre 2008.
- [5] A.BOATENG, «Rotary kilns, Transport Phenomina and Transport Processes» 2008.
- [6] I.JACUBOWEIZ, «fours industriels» BE8842 .Technique de l'ingénieur.
- [7] Bedek, «Etude de l'ovalisation d'un four rotatif de cimenterie : modélisation par éléments finis et expérimentation» Congrée de mécanique 11-14 avril 2017, Meknès, Maroc.
- [8] S.VIJAYAU, «Industrial Applications of Rotary Kilns in Various Sectors» international Journal of Engineering Innovation & Research.
- [9] R.Bastier, «Fours rotatifs» BE8845.Edition technique de l'ingénieur.
- [10] C.Kinuthia, «Compressive strength and hydration of Waste P Sludge Ash Ground Granulated Blast Furnace Slag Blended Past» Cement and Concrete Research 33, Pp1189-1202 (2003).
- [11] Isidore Jacobowiez, « Four industriel» BE8842 Edition technique de l'ingénieur.
- [12] M.Vaccaro, « Low Nox Rotary Kiln Burner Technology Design Principles and case Study »IEEE-IAS/Pca 44th Cement Industry Technical Conference Jacksonville 2002.
- [13] LSMITH,«Mechanical kiln “N°70000817-1-drive station ,installation, operation and maintenance».
- [14] Engineering Measurement Enterprise LTD, Technical Report Result Of Deviation Measurement And Geometry Of Rotary kiln, 2012.
- [15] Ph.Marty,«Transfert thermique convectifs» reference: Eckert and Drake. Université Joseph Fourier, Grenoble, France.
- [16] Mojtaba Mirhosseini , «Numerical Study on Heat Transfer to an Arc Absorber Designed for a Waste Heat Recovery System around a Cement Kiln» 2018.
- [17] H.Sahin, «Thermal energy analysis of a lime production process: Rotary kiln, preheater and cooler» 2016.
- [18] A.Atmaca et Yumrotas, «Analysis of the parameters affecting energy consumption of a rotary kiln in cement industry»2014.
- [19] Acharya, « Natural convection heat transfer from a short or long, solid or hollow horizontal Cylinder suspended in air or placed on ground. J. Heat Transf» 2017.
- [20] G.Kumar, «Analysis of temperature profile and % metallization in rotary kiln of sponge iron process through CFD»2016.
- [21] Maozohao Xie, «Numerical simulation of particle motion and heat transfer in a rotary kiln» 2015.
- [22] Gongfali et all, «Numerical simulation of the influence factors for rotary kiln in temperature field and stress field and the structure optimization» 2015.
- [23] Sak et all,«The role of turbulence length scale and turbulence intensity on forced convection from a heated horizontal circular cylinder» Exp. Therm. Fluid Sci, 2007.
- [24] Sanitjai , «Forced convection heat transfer from a circular cylinder in cross flow to air and liquids. Int. J. Heat Mass Transf » 2004.

- [25] Nakamura et Igarashi, «variation of Nusselt number with flow regimes behind a circular cylinder for Reynolds numbers from 70 to 30,000» 2004.
- [26] Scholten, «Unsteady heat transfer and velocity of a cylinder in cross flow. low free stream turbulence» 1998.
- [27] Zdravkovich et Williamson, «Flow around Circular Cylinder» Oxford University Press: New York, NY, USA, 1997.
- [28] Zhukauskas, «Heat Transfer of a Cylinder in Cross Flow», 1st ed.; Hemisphere Publishing Corporation, Washington, DC, USA, 1985.
- [29] Sarma et Sukhatme, «Local heat transfer from a horizontal cylinder to air in cross flow: Influence of free convection and free stream turbulence». Int. J. Heat Mass Transf, 1977.
- [30] Jain et Goel, «A numerical study of unsteady laminar forced convection from a circular cylinder» 1976.
- [31] Schmidt et Wenner, «Heat Transfer Over the Circumference of a Heated Cylinder in Transverse Flow»; NACA TM1050; University of North Texas: Denton 1941.
- [32] R.Yumrotas, «Analysis of the parameters affecting energy consumption of a rotary kiln in cement industry» 2015.
- [33] A.Atmaca , «Analysis of the parameters affecting energy consumption of a rotary kiln in cement industry» 2014.
- [34] Sophie Mergui, «Transfert thermique», université Sorbonne, 2000.
- [35] Pierre saramito, «Méthodes numériques avancées pour la résolution des équations aux dérivées partielles».
- [36] TABET Sara, «Etude numérique de la convection naturelle dans une enceinte fermée partiellement chauffée» thèse doctorat 2017.
- [37] LAHMER Karim, « Modélisation Thermique du Stockage d'Hydrogène par Absorption dans un réservoir d'Hydrures» thèse doctorat 2015.
- [38] P.Incropera , «Fundamentals of Heat and Mass Transfer » 6^{em} edition, 2006.

INTRODUCTION GÉNÉRALE

CHAPITRE I

GÉNÉRALITÉ SUR LES FOIRS ROTATIFS

CHAPITRE II

**ANALYSE THERMIQUE DU FOUR ROTATIF DE LA
CIMENTERIE**

CHAPITRE III

**MODÉLISATION ET SIMULATION NUMÉRIQUE PAR
ANSYS**

CHAPITRE IV

RÉSULTATS ET DISCUSSION

CONCLUSION GÉNÉRALE