

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la
Recherche Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine : Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

Simulation CFD par Comsol multiphysics pour le phénomène
d'échange de chaleur et de masse à travers la zone de garnissage
dans une tour de refroidissement humide à contre-courant.

Les membres de jury :

Président : BOUKHARI Ali

Examineurs : ATIA Abdelmalek

Encadreur : MENECEUR Nouredine

Présenté par :

- BAOUIA Brahim

- KHALED Houari

- BOUROUBA Abdelbasset

2019-2020

Remerciements

Premièrement, nous remercions Allah le Tout Puissant de nous avoir donné la force et la volonté de faire ce travail.

Nous remercions à monsieur le Dr MENECEUR Noureddine, pour sa contribution, pour sa patience et son aide tout au long de ce travail.

Que le Président et les membres du jury trouvent une expression de gratitude pour nous avoir honorés de ce jugement.

Nous remercions tous les enseignants de département de génie mécanique de l'université HAMMA LAKHDAR d'El-oued Chacun avec son propre nom.

Tous les administrateurs qui ont facilité notre mission

A tous nos camarades étudiants qui nous ont accompagnés pour une longue étude.

Nous tenons à remercier chaleureusement nos familles, notamment nos chers parents pour leur patience, leurs encouragements et leur soutien inestimable.

Enfin, nous remercions toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail.

Dédicaces

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études

A mes frères & mes sœurs

A toute la famille

A mes amis

A Tous ceux qui me sont chers (es)

BAOUIA Brahim

A ma mère & mon père

A mes frères & sœurs

A toute ma grande famille

A mes amis

A Tous ceux qui me sont chers (es)

KHALED Houari

A ma mère & mon père

A mes frères & sœurs

A toute ma grande famille

A mes amis

A Tous ceux qui me sont chers (es)

BOUROUBA Abdelbasset

Table des matières

Remerciements	I
Dédicaces	II
Liste des figures	V
Liste des tableaux	VII
Nomenclature	VIII
Résumé	IX
Abstract	IX
ملخص	IX

Introduction générale 1

Chapitre I :

Etude Bibliographique

I.1. Introduction	4
I.2. Revue Bibliographique	4
I.3. Le corps d'échange « le garnissage »	12
I.3.1 Garnissage par éclaboussures	12
I.3.2 Garnissage de type de film	13
I.4. Conclusions	14

Chapitre II :

Généralités sur la technique de refroidissement évaporatif

II.1. Introduction.....	16
II.2. Refroidissement évaporatif	16
II.2.1. Principe du refroidissement évaporatif	16
II.2.2. Type de refroidissement évaporatif	16
II.3. Tours de refroidissement	19
II.3.1. Principe de fonctionnement de la tour de refroidissement.....	19
II.3.2. Applications de la tour de refroidissement	20
II.3.3. Classification des tours de refroidissement	21
II.3.4. Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement ouverte	27
II.3.5. Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement fermée	29
II.3.6. Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement hybride	29
II.3.7. Descriptions des composants d'une tour de refroidissement	30

Chapitre III :

Simulation de Zone de garnissage d'une tour à contre-courant

III.1. Introduction.....	36
III.2. Présentation du logiciel de simulation Comsol-Multiphysics	37
III.2.1. Définition	37

III.2.2. Avantages de conception avec Comsol-Multiphysics	37
III.2.3. L'interface utilisateur de Comsol-Multiphysics	37
III.3 Modélisation Numérique par COMSOL Multiphysics	38
III.4 Les étapes de simulation	40
III.4.1. Création du modèle de simulation	40
III.4.2. Géométries de garnissage	41
III.4.3. Les matériaux	42
III.4.4. Les équations gouvernantes le modèle mathématique	44
III.5 Conclusion	50

Chapitre IV :

Résultats et discussions

IV.1. Introduction.....	52
IV.2. Discussion des résultats	52
IV.2.1. Effet de la géométrie de garnissage triangulaire (en Zigzag) sur l'évolution de la température d'eau et de l'air	52
IV.2.2. Effet de la géométrie de garnissage sphérique (en vague) sur l'évolution de la température d'eau et de l'air	56
IV.2.3. Contour de distribution de la température au sein du garnissage, pour différentes périodes du fonctionnement de la tour	59
IV.2.4. Comparaison des résultats de simulation entre les deux types de garnissage	62
IV.3. Conclusion	64

Conclusion General

65

Références bibliographiques	67
-----------------------------------	----

Liste des figures

Figure I.1	types de matériaux de garnissage étudiés (le premier)	5
Figure I.2	types de matériaux de garnissage étudiés (le deuxième)	6
Figure I.3	schéma des types des garnissages	6
Figure I.4	Disposition schématique de deux types de garnissage. GOV (à gauche), GOH (à droite)	8
Figure I.5	Image de garnissage en céramique	9
Figure I.6	les différents types de garnissages utilisés au cours des tests, (a) 7 feuilles, (b) 9 feuilles, et (c) 18 feuilles	10
Figure I.7	les différents types de garnissages utilisés treillis métallique, nid d'abeille et garnissages éclaboussures en bois	11
Figure I.8	Forme structurelle de garnissage FCP-08 (a) et image de microscopie optique pour illustrer la structure du réseau de pores connecté en trois dimensions (b)	11
Figure I.9	Vue illustrée du garnissage du film (A); garnissage en verre (B); et garnissage à billes (C)	12
Figure I.10	Schéma d'une Lattes à éclaboussures à travers le corps d'échange dans une tour	13
Figure I.11	Schéma de corps d'échange a type film dans une tour de refroidissement	14
Figure II.1	Schéma de Système de Refroidissement évaporatif direct	17
Figure II.2	Photo d'une tour de refroidissement dans une centrale thermique	19
Figure II.3	schéma présent le principe de fonctionnement de la tour de refroidissement	20
Figure II.4	Types de tour selon Classement suivant le débit ou de la puissance	21
Figure II.4	Tirage Forcé avec Ventilateur Hélicoïde	22
Figure II.5	Tirage Forcé avec Ventilateur Centrifuge	23
Figure II.6	Tirage Induit avec Ventilateur Hélicoïde	23
Figure II.7	schéma d'un tour de refroidissement a circuit ouverte	24
Figure II.8	schéma d'un tour de refroidissement a circuit fermé	25
Figure II.9	Types de tours suivant le flux d'air	26
Figure II.10	Schéma de principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouverte où l'eau dispersée provient directement du circuit à refroidir	27
Figure II.9	Schéma de principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouverte et un échangeur intermédiaire distant.	28
Figure II.11	Schéma de principe d'une tour aéroréfrigérante à circuit ouvert avec échangeur accolé	28
Figure II.12	Schéma de principe d'une tour aéroréfrigérante avec échangeur tubulaire	29
Figure II.13	Schéma d'une tour hybride fermée	30
Figure II.14	Corps d'échange de type gouttes	30
Figure II.15	Corps d'échange avec canaux verticaux	31
Figure II.16	Exemples de pare-gouttelettes en PVC	31
Figure II.17	Schéma d'un système de dispersion du fluide à refroidir	32
Figure II.18	Exemples de Bassin d'eau froide	33
Figure II.19	Photos de ventilateurs centrifuge et axial	33
Figure II.20	Surface d'un film ou d'une gouttelette d'eau tiède en contact avec le courant d'air	34
Figure III.1	L'interface du logiciel de simulation de Comsol-Multiphysics	38
Figure III.2	Schéma de la géométrie de garnissage	39
Figure III.3	Schéma représenté l'entrée et sortie des fluides	40
Figure III.4	Schéma de menu de sélection de la dimension d'espace	40

Figure III.5 Schéma de menu de sélection de module de transfert de chaleur conjugué fluides-solide	40
Figure III.6 Schéma de menu de sélection le type d'étude temporel (dépend du temps).	41
Figure III.7 Représentation de géométries des deux garnissages (en Zig zag et en vague)	42
Figure III.8 les domaines de matériaux utilisés, (a) Domaine d'eau, (b) Domaine d'air et (c) Domaine de Acrylique plastic.	44
Figure III.9 Schéma de sélection des conditions aux limites de Film d'eau mince (eau).	46
Figure III.10 Schéma d'une partie du maillage de garnissage triangulaire.	49
Figure III.11 Schéma d'une partie du maillage de garnissage sphérique.	50

Liste des tableaux

Tableau III.1	Les paramètres caractéristiques de garnissage modélisé.	39
Tableau III.2	Propriété d'Acrylique plastic.	42
Tableau III.3	Propriété d'air.	43
Tableau III.4	Propriétés d'eau.	43

Nomenclature

ρ	La masse volumique, (kg/m^3).
C_p	Chaleur spécifique à pression constante, ($\text{J}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$).
T_{wi}	Température de l'eau à l'entrée ($^\circ\text{C}$).
T_{ai}	Température de l'air à l'entrée ($^\circ\text{C}$).
T_{ref}	Température de référence, (K).
m_{ai}	Débit massique d'air, (kg/s).
m_{wi}	Débit massique d'eau, (kg/s).
Ln	Longueur de garnissage, (m).
Wn	Largeur de garnissage, (m).
μ	Viscosité dynamique, ($\text{Pa}\cdot\text{s}$).
k	Conductivité thermique, ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$).
g	Gravité, (m/s^2).
u	Vitesse, (m/s).
p_{ref}	Niveau de la pression de référence, (Pa).
r_{ref}	Position de référence, (m).
d_z	Epaisseur, (m).
d_f	Epaisseur de film, (m).
d_{bc}	Epaisseur de canal, (m).
Q	Le flux de chaleur, (Watt).
p_{init}	Pression initial, (Pa).
p_{hydro}	Pression hydraulique, (Pa).

Liste des indices :

a : air	e : eau
ae : air entrant	ee : eau entrant
as : air sortant	es : eau sortant

Résumé

Cette étude présentée une simulation CFD par logiciel Comsol multiphysics software pour le phénomène d'échange de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement à contre-courant. Cette simulation bidimensionnelle transitoire entre deux fluides à travers la zone d'échange de chaleur qui sont appelé le garnissage. Dans cette approche numérique en utilisant le logiciel de simulation Comsol multiphysics pour simuler le comportement thermique dans la zone du garnissage entre les deux fluides en contact.

Deux modèles géométriques différents de garnissage trianguler (Zigzag) et sphérique(Vague) sont représentés. Les résultats obtenus par les deux modèles sont comparés analysés et discutés. Le meilleur échange de chaleur est obtenu par le plus haut garnissage, Ainsi que la période du fonctionnement le plus long donne la meilleure efficacité de la tour (le temps de rétention plus long) et un meilleur transfert de chaleur a été obtenu dans le garnissage sphérique par rapport le garnissage triangulaire.

Mots Clés : Tour de refroidissement, garnissage, Comsol, simulation.

Abstract

This study presented a CFD simulation by Comsol multiphysics software for the phenomenon of heat and mass exchange within a counter-current cooling tower. This simulation two-dimensional transient between two fluids through the heat exchange zone which are called the packing. In this numerical approach using the Comsol multiphysics simulation software to simulate the thermal behavior in the zone of the lining between the two fluids in contact.

Two different geometric patterns of triangulate (Zigzag) and spherical (Wave) packing are shown. The results obtained by the two models are compared, analyzed and discussed. The best heat exchange is obtained by the higher packing, As well as the period of the longest operation gives the best efficiency of the tower (the longer retention time) and better heat transfer has been obtained in the spherical packing. compared to the triangular filling.

Keywords: Cooling tower, packing, Comsol, simulation.

ملخص

قدمنا في هذه الدراسة محاكاة ديناميكا الموائع الحسابية (CFD) بواسطة برنامج كومسول (Comsol multiphysics) لظاهرة التبادل الحراري والكتلي داخل برج تبريد ذو تيار متعاكس. هذه المحاكاة عبارة عن نموذج ثنائي الأبعاد بدلالة الزمن بين مائعين داخل منطقة التبادل الحراري والتي تسمى التعبئة. حيث قمنا في هذه الدراسة العددية باستخدام برنامج المحاكاة Comsol لمحاكاة السلوك الحراري في منطقة التعبئة بين المائعين المتلامسين.

يتم عرض نمطين هندسيين مختلفين للتعبئة المثلثية (المتعرجة) والتعبئة الدائرية (الموجبة). النتائج التي تم الحصول عليها من خلال النموذجين قمنا بمقارنتها وتحليلها ومناقشتها. حيث تم الحصول على أفضل تبادل حراري من خلال التعبئة الأعلى، بالإضافة إلى أن فترة التشغيل الأطول تعطي أفضل كفاءة للبرج (وقت احتجاز أطول) وتم الحصول على نقل حرارة أفضل في التعبئة الكروية. مقارنة بالحشوة المثلثة.

كلمات مفتاحية: برج تبريد، تعبئة، كومسول، محاكاة.

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Le contrôle de la température est une exigence importante dans la plupart des processus industriels, en particulier déchargeant la chaleur irrécupérable dans l'environnement par refroidissement. Dans la plus part des cas, les tours de refroidissement jouent ce rôle. Le fonctionnement de la tour de refroidissement en tant que dispositif de rejet de chaleur est basé sur un principe de extraite la chaleur de l'eau chaude vers l'atmosphère en utilisant de l'air froid. Ce processus thermique fait entre deux fluides dans la zone d'échange de chaleur qui est appelé le garnissage.

Les garnissages des tours de refroidissement sont des composants principaux dans le processus de transfert de chaleur des tours de refroidissement, qui elle prend la forme de la surface de type de feuille pour l'eau chaude est distribuée pendant qu'elle refroidit. Leur fonction principale est de mettre autant de surface d'eau en contact avec autant d'air pendant la plus longue période de temps possible. Les feuilles de garnissage sont au cœur d'une tour de refroidissement par évaporation.

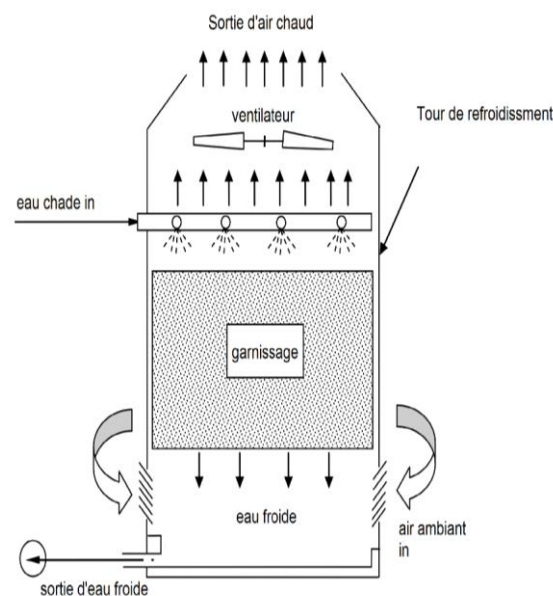


Figure 1 : Schéma présente une tour de refroidissement humide à contre-courant.

Pendant longtemps, de nombreux chercheurs se sont concentrés sur l'étude des performances thermiques des garnissages des tours de refroidissement humides, et les premières recherches remontent peut-être aux années 1940 [1-2]. Les travaux de recherche en ce qui concerne les garnissages sont divisés en trois aspects qui sont la recherche du modèle mathématique théorique, l'expérience-modèle en laboratoire et le calcul numérique.

Dans cette approche numérique, une simulation CFD par logiciel Comsol Multiphysics software de garnissage d'une tour de refroidissement humide à contre-courant a été présentée. Deux géométries de garnissage ont été utilisées ; triangulaire (zigzag) et sphérique (vague). Le module utilisé dans cette simulation bidimensionnelle transitoire, c'est le transfert de chaleur conjugué, ce dernier permet de simuler le profil de la température à travers la zone de garnissage par le couplage entre le transfert de chaleur de la surface solide de garnissage et les écoulements des deux fluides l'eau et l'air. Pour ce faire, le travail est structuré de la manière suivante :

Dans le premier chapitre nous avons présenté une recherche bibliographique sur la zone de garnissage, qui a été étudiée et expérimentée par certains chercheurs.

Le second chapitre est consacré à la technique de refroidissement évaporatif, la description des tours de refroidissement, les différents types ainsi qu'un aperçu global des différents composants de la tour.

Le troisième chapitre présente un exposé détaillé de la simulation numérique utilisée par le logiciel "COMSOL Multiphysics", les étapes utilisées pour cette simulation et les équations mathématiques décrivant les processus de transfert de chaleur et de masse à travers une tour de refroidissement à contre-courant.

Dans le quatrième chapitre, nous avons présenté les résultats de simulation qui ont été effectués par le modèle numérique développé par Comsol, ces résultats sont représentés sous forme de courbes, ont été analysés et discutés.

Enfin, le travail sera terminé par une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus et quelques perspectives.

CHAPITRE I

Etude bibliographique sur Le corps d'échange « le garnissage ».

I.1. Introduction

I.2. Revue Bibliographique

I.3. Le corps d'échange « le garnissage »

I.4. Conclusion

I.1. Introduction

Les tours de refroidissement à contre-courant humide sont largement utilisées dans les domaines de l'énergie, des produits chimiques et d'autres en tant qu'équipements d'échange de chaleur importants, elles sont utilisées pour refroidir l'eau. Ces dispositifs de transfert de chaleur et de masse sont basés sur le refroidissement par évaporation de l'eau en contact avec l'air ambiant. Le volume de travail de la tour est rempli de matériau de garnissage pour augmenter le contact entre les deux phases.

Le garnissage peut être qualifié de cœur de la tour de refroidissement et ses performances thermiques ont une influence importante sur l'efficacité de transfert de chaleur de la tour de refroidissement.

Ce chapitre est consacré à une étude bibliographique sur les garnissages (revue bibliographique) et leurs types.

I.2. Revue Bibliographique

Pendant longtemps, de nombreux chercheurs se sont concentrés sur l'étude des performances thermiques des garnissages des tours de refroidissement humides, et les premières recherches remontent peut-être aux années 1940 [1-2].

En bref, les travaux de recherche en ce qui concerne garnissages sont divisés en trois aspects qui sont la recherche de modèle mathématique théorique, l'expérience modèle en laboratoire et calcul numérique.

En 1991 Seetharamu et al [3] ont conçu la tour de refroidissement à lit fluidisé (FBCT) de plus grande taille. Il a été constaté que la chute de pression dans le FBCT est comparable à celle de la tour de refroidissement conventionnelle et que la hauteur de garnissage dans le FBCT est inférieure à celle de la tour conventionnelle en raison de la fluidisation.

En 1991 Poppe et al. [4] a présenté le nombre de Poppe qui pouvait calculer avec précision la capacité de refroidissement de la tour. La zone de garnissage est la zone la plus importante de la tour de refroidissement.

En 1993 Kranc [5] a développé un modèle de garnissage d'un tour de refroidissement à contre-courant appelé garnissage régulier. Le modèle utilisé tient compte, non-uniformité initiale de

l'irrigation et la redistribution des flux d'eau lors de l'interaction avec le garnissage structuré. Les résultats montrent que les régions d'écoulement non uniforme persistent sur une certaine profondeur dans l'écoulement et que les performances de la tour peuvent être dégradées.

En 1993 El-Dessouky [6] a étudié les performances thermiques et hydrauliques d'une tour de refroidissement triphasée à lit fluidisé. Il a utilisé des balles en caoutchouc spongieux de 12,7 mm de diamètre et d'une densité de 375 kg/m^3 comme garnissage, et a développé une corrélation entre la caractéristique de la tour, la température d'entrée d'eau chaude, la hauteur statique du lit et le rapport de débit massique eau/air.

En 2000 Huang et al [7] ont également effectué la recherche CFD concernant l'agencement du matériau de garnissage et la pulvérisation d'eau dans la tour de refroidissement.

En 2000 Goshayshi et Missenden [8] ont utilisé sept agencements de garnissage verticaux en PVC pour le matériau de garnissage. Il a été observé à partir des expériences que la chute de pression et le coefficient de transfert de masse global de garnissage ondulé étaient plus que garnissage lisse. De plus, la chute de pression et le coefficient global de transfert de masse dépendent également de l'espacement des garnissages et de la distance entre les nervures.

En 2001 Milosabljevic [9], a présenté un modèle mathématique pour une tour de refroidissement humide à contre-courant est dérivé, qui est basé sur des équations unidimensionnelles de bilan thermique et massique utilisant le coefficient de transfert de chaleur mesuré. Les équations d'équilibre sont résolues numériquement pour prédire le changement de température de l'air et de l'eau, ainsi que l'humidité en fonction de la tour de refroidissement élevée. Des mesures expérimentales sur deux tours de refroidissement à l'échelle pilote ont été réalisées afin d'analyser les performances de différents matériaux de garnissage des tours de refroidissement.

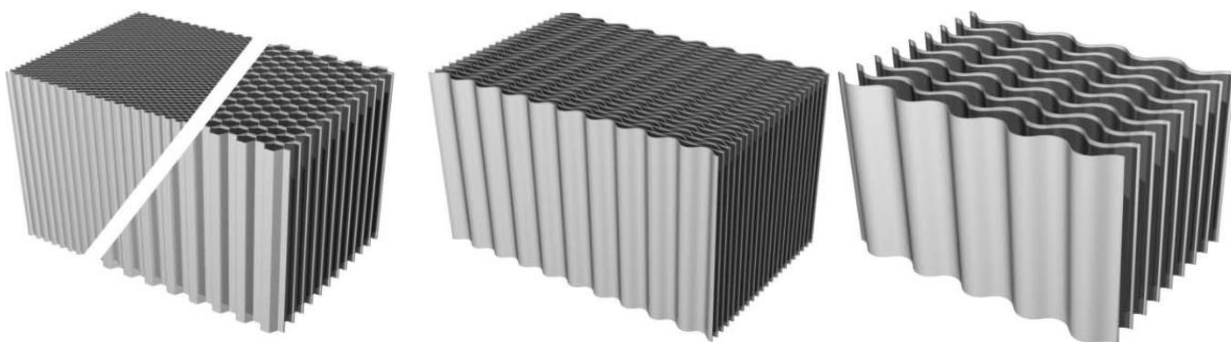


Figure I.1 : types de matériaux de garnissage étudiés (le premier) [9].

De plus, les performances d'autres éléments de la tour de refroidissement, tels que les séparateurs de gouttelettes et les buses de pulvérisation d'eau, ont été étudiées dans les expériences pilotes.

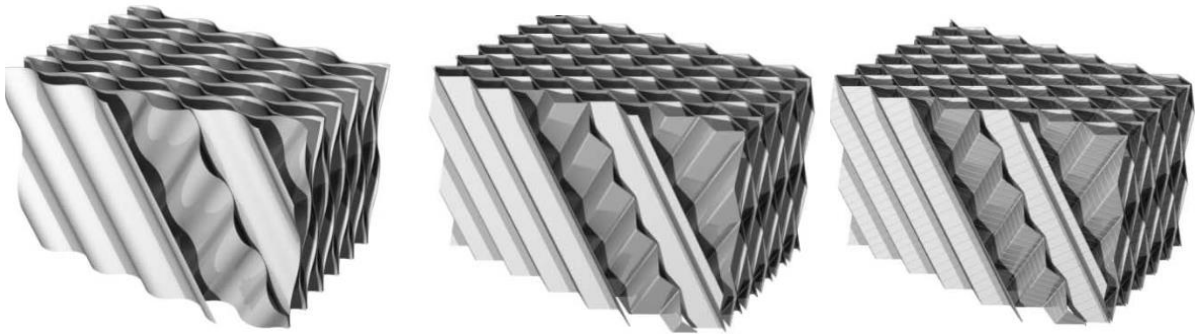


Figure I.2 : types de matériaux de garnissage étudiés (le deuxième) [9].

En 2003 Kloppers [11] a tout d'abord proposé une nouvelle forme d'équation empirique qui corrèle plus efficacement les données de coefficient de perte de garnissage, par rapport à d'autres formes d'équations empiriques, puis Kloppers [12, 13] a comparé et analysé trois modèles mathématiques qui sont utilisés pour le calcul des performances de la tour de refroidissement humide, à savoir le modèle Poppe, le modèle Merkel et le modèle e-NTU. Les résultats de la recherche ont indiqué que le modèle de Poppe avait une précision relativement élevée.

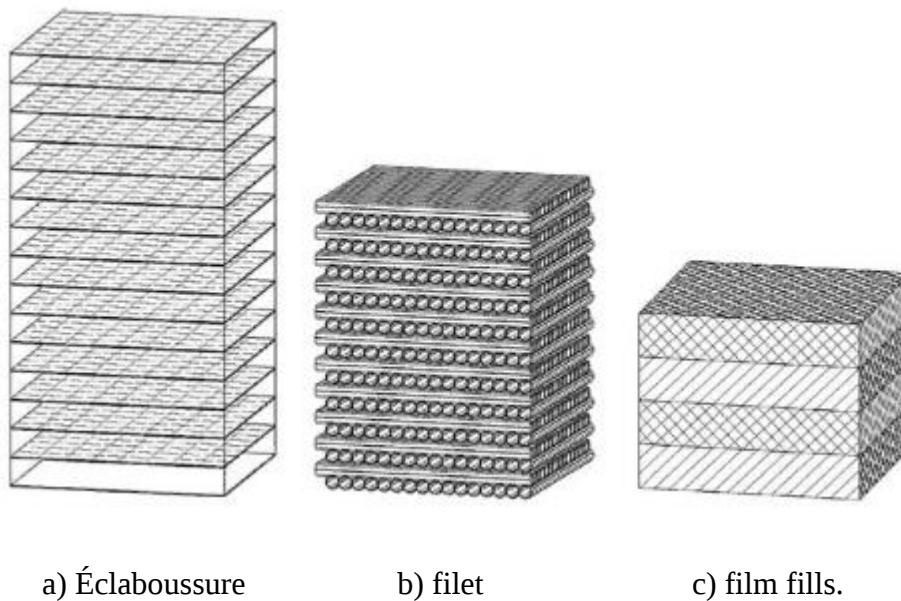


Figure I.3 : schéma des types des garnissages [11].

En 2003, 2005 Hu et al [14, 15] ont également réalisé une expérience de performance thermique des garnissages, étudié les performances thermiques des garnissages en PVC dans les différentes conditions de hauteur, et la conclusion a montré que les performances thermiques augmentent de 25% et que le coefficient de traînée augmente de 6 Pa si la hauteur de garnissage augmente de 0,5 m. Sur la base de trois garnissages différents [21] (film à cannelures transversales, filet et fibrociment), la distribution de la taille des gouttes sous différents garnissages est rapportée par un appareil expérimental. Et les conclusions ont indiqué que la courbe de distribution Rosin-Rammler ne correspond généralement pas aux données mesurées de manière adéquate et doit donc être évitée.

En 2004 Khan et al [16] ont étudié la diminution des performances causée par l'encrassement des garnissages. Ils ont développé un modèle et démontré qu'il y a une augmentation d'environ 1,2% de la température de sortie de l'eau et une diminution d'environ 6,0% de l'efficacité pour le modèle d'encrassement donné.

En 2005 Naphon [17] a réalisé une étude sur les caractéristiques de transfert de chaleur d'une tour de refroidissement par évaporation. La tour avait une section interne de 0,15 m × 0,15 m et une hauteur de garnissage 0,48 m avec huit couches de plaques de plastique stratifié. Il a présenté les résultats théoriques et expérimentaux des caractéristiques de transfert de chaleur de la tour de refroidissement en faisant une comparaison entre eux. Cependant, l'auteur n'a suggéré aucune corrélation empirique pour les caractéristiques de transfert de chaleur de la tour.

Bilal A et al en 2006 [18] ont expliqué l'encrassement de garnissage dans les tours de refroidissement ainsi que sa stratégie de modélisation pour étudier les problèmes d'évaluation des performances, et le modèle d'encrassement est proposé en termes de performances de garnissage normalisées.

En 2006 Elsarrag [19] a présenté une étude expérimentale et des prévisions d'une tour de refroidissement à garnissage de carreaux de céramique à tirage induit. Il a utilisé une tour de 0,64 m² de section transversale et 2 m de hauteur avec une partie de garnissage de 0,8 m. Des briques d'argile brûlée ont été utilisées comme matériau garnissage dans son travail. L'auteur a souligné que les facteurs affectant les coefficients de transfert de chaleur et de masse sont le rapport débit d'eau / air, la température de l'eau d'entrée et l'enthalpie de l'air d'entrée.

Selon l'étude de Muangnoi en 2007 [20], une analyse exergetique a été utilisée pour indiquer la destruction exergetique et exergetique de l'eau et de l'air circulant dans la tour de refroidissement, et un modèle mathématique a été développé pour trouver les propriétés de l'eau et de l'air dans la zone de garnissage. La recherche a montré que la combinaison de deux types de matériau de garnissage doit être choisie en plaçant un matériau de garnissage très efficace dans la région inférieure et en plaçant un matériau régulier dans la région supérieure. Sur la base d'un modèle d'encrassement dans la zone de garnissage.

En 2007 Gharagheizi et al [21] a présenté une étude expérimentale et comparative pour deux garnissages de type film qui sont des garnissages ondulés verticaux (GOV) et des garnissages ondulés horizontaux (GOH). Les résultats obtenus ont démontré que la performance thermique de la tour de refroidissement est affectée par le type et la disposition des garnissages, et la tour avec des garnissages ondulés verticaux a une efficacité plus élevée que celle avec des garnissages ondulés horizontaux.

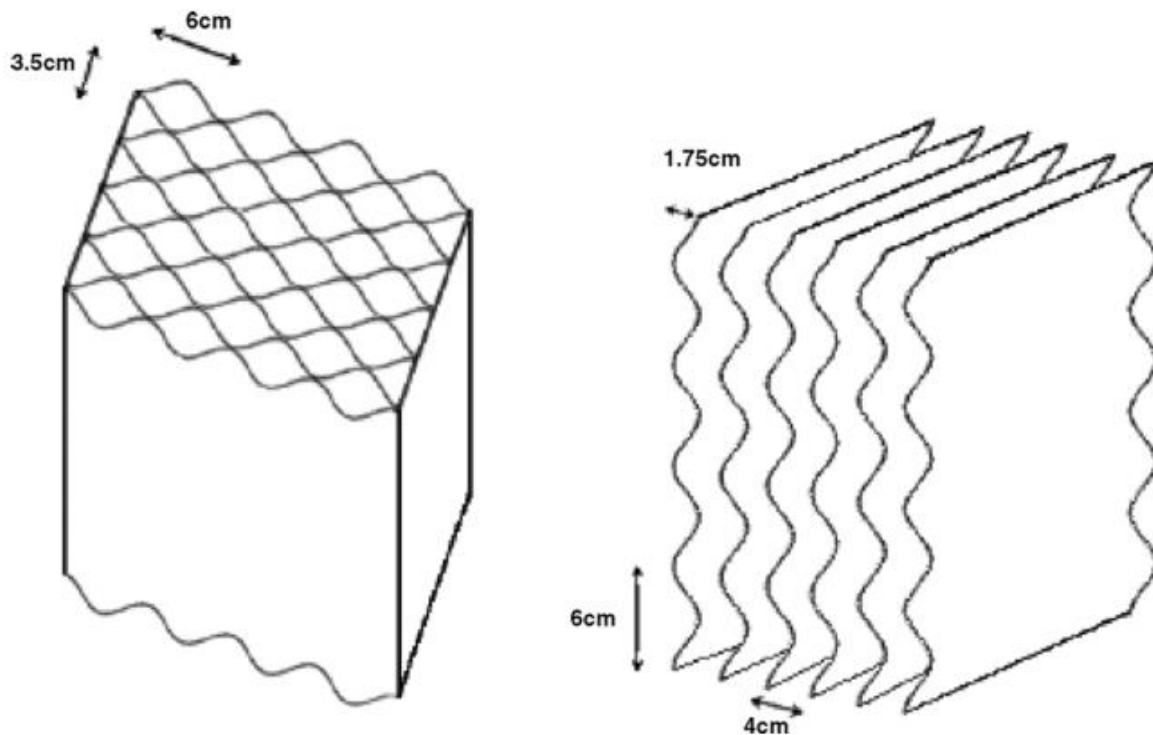


Figure I.4 : Disposition schématique de deux types de garnissage. GOV (à gauche), GOH (à droite) [21].

En 2007, 2010 Lemouari [22-23] a effectué une série d'investigations expérimentales sur les performances thermiques d'une tour de refroidissement humide d'un garnissage de type VGA d'une hauteur de 0,42 m et constituée de quatre tôles galvanisées de forme zigzag.

N. Williamson et al en 2008 [24] ont décrit un modèle bidimensionnel simple pour déterminer la forme de garnissage optimale et le profil de distribution d'eau pour minimiser la rage de refroidissement d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel typique, et les résultats ont montré que la disposition optimale diffère significativement à partir d'un profil uniforme.

En 2009 Klimanek [25] a présenté un modèle de garnissage de transfert de chaleur et de masse pour tour de refroidissement humide, qui a appliqué la technique de prise de vue avec un contrôle de pas Runge – Kutta auto-adaptatif, et a été conçu pour être inclus dans un calcul CFD à grande échelle des tours de refroidissement où le les garnissages sont traitées comme un milieu poreux avec des distributions prescrites de masse et de sources de chaleur.

En 2013 R Ramkrishnan et R Arumugam. [26] a présenté une étude expérimentale des performances d'une tour de refroidissement humide à contre-courant à contact direct remplie de garnissage de type céramique afin de déterminer les paramètres affectant l'efficacité thermique de la tour de refroidissement ainsi que la chaleur rejetée par cette tour.

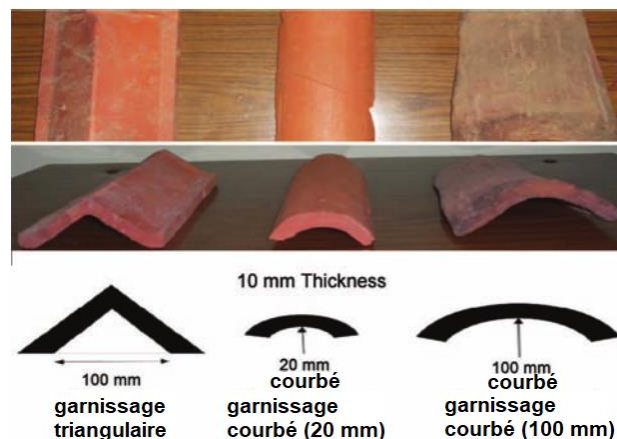


Figure I.5 : Image de garnissage en céramique [26] .

A.M. Lavasani et al en 2014 [27] ont traité d'une étude expérimentale des performances thermiques d'une tour de refroidissement humide à contre-courant à tirage forcé remplie d'un garnissage de type à éclaboussures en rotation, et les paramètres de performance de la tour ont

été comparés lorsque le garnissage avait été tourné et lorsqu'il ne le faisait pas tourner (comme les tours existantes communes).

En 2016 Shahali et al [28] ont étudié expérimentalement les performances du tour de refroidissement humide en introduisant 7, 9 et 18 nombres de feuilles de garnissage en PVC et analysés à différentes températures d'eau d'entrée, nombres, garnissage de nervures et débits d'eau et d'air. Il a été observé que la température de l'eau d'entrée, le nombre de garnissage de nervures et le débit d'eau affectent directement la plage de refroidissement et l'efficacité. Enfin, un modèle mathématique a été développé par analyse de régression à l'aide de données mesurées.

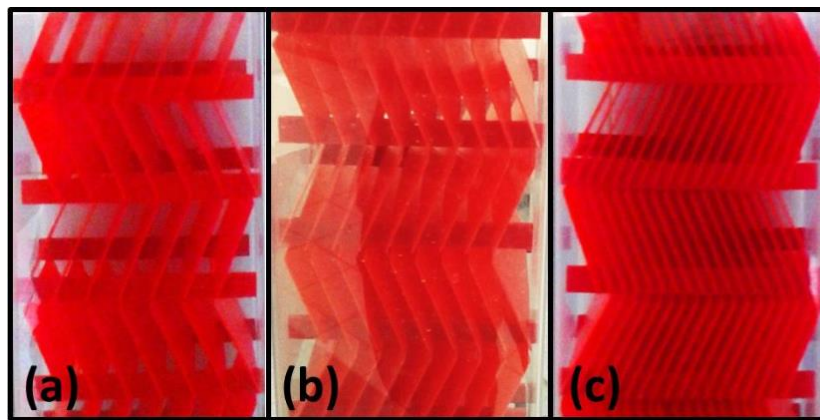


Figure I.6 : les différents types de garnissages utilisés au cours des tests, (a) 7 feuilles, (b) 9 feuilles, (18) feuilles.

En 2016 Gao [29] et al ont étudié les performances de la tour de refroidissement sous cinq modèles de disposition différents de garnissages, dont un ayant une disposition uniforme et quatre types différents de modèles de disposition non uniformes. Le résultat expérimental a montré que la performance thermique du modèle de disposition non uniforme était plus. De plus, les chercheurs ont travaillé sur la taille optimale du motif de garnissage non uniforme et ont constaté que les performances peuvent être augmentées de 30%.

En 2016-2017 Singh et Das [30-31] ont étudié expérimentalement la performance thermique du projet mécanique forcé tour de refroidissement en introduisant goutte à goutte, le film, et garnissages éclaboussures. Ils ont formulé une technique d'optimisation pour optimiser les paramètres de performance pour chacun des garnissages simultanément et ont constaté que les garnissages en treillis métallique sont les plus efficaces dans cette condition expérimentale.

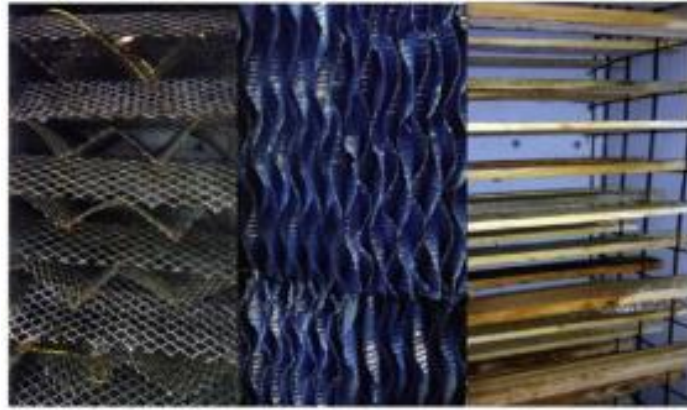


Figure I.7 : les différents types de garnissages utilisés treillis métallique, nid d'abeille et garnissages éclaboussures en bois [30].

En 2018 Zhou et al [32] ont étudié les performances thermiques des tours de refroidissement humides fermées (CWCT) avec et sans garnissage. Le résultat montre que l'efficacité du CWCT avec garnissage est plus de 6 à 14,8% par rapport à sans garnissage.

En 2019 Q.J. Kong et al [33] ont étudié expérimentalement les phénomènes de transfert de chaleur et de masse observés à l'intérieur d'une tour de refroidissement humide à contre-courant remplie d'une garnissage de type FCP-08. Ce type de garnissage qui a été initialement développé et utilisé dans les supports de catalyseur, la combustion des milieux poreux, les bio filtres et les filtres de biotrickling n'a pas été utilisé dans les systèmes d'eau de refroidissement utilisant un contact direct entre l'eau et l'air.

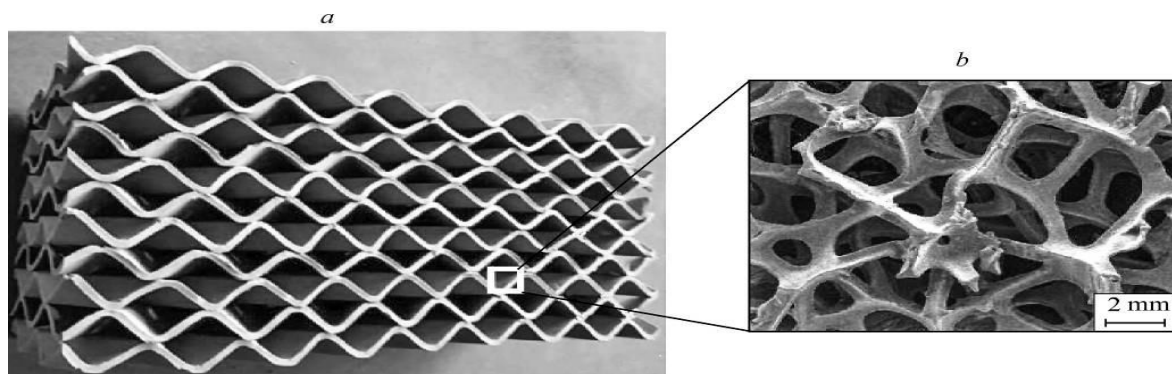


Figure I.8 : Forme structurelle de garnissage FCP-08 (a) et image de microscopie optique pour illustrer la structure du réseau de pores connecté en trois dimensions (b) [33].

En 2019 Raj G et al. [34] ont étudié les performances et comparé le résultat des garnissages de film avec des garnissages de verre et des garnissages de billes et prédisent également la perte par rapport aux garnissages de film lorsque des garnissages de verre et de billes ont été utilisés pour de l'eau à grande échelle dans de telles conditions environnementales et un rapport différent de débit d'eau à air et températures d'entrée d'eau. Divers paramètres de performance sont analysés pour chacun des garnissages et il a été constaté que les caractéristiques des tours des garnissages de film sont respectivement 18,56% et 15,59% supérieures à celles des garnissages en verre et en billes.

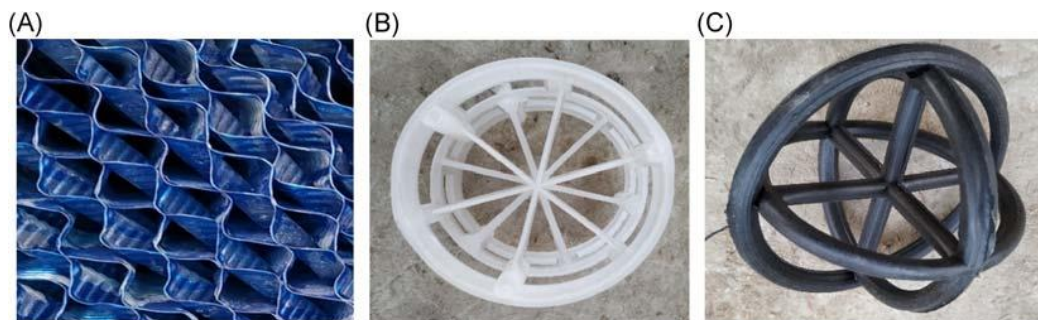


Figure I.9 : Vue illustrée du garnissage du film (A); garnissage en verre (B); et garnissage à billes (C)[34].

I.3. Le corps d'échange « le garnissage »

La surface d'échange est le cœur de la plupart des tours de refroidissement. D'une façon générale, elle prend la forme de la surface de type de feuille de plastique en poly chlorure de vinyle. L'eau est faite pour étendre sur cette surface pour maximiser le contact avec l'air dans le but d'encourager le processus d'évaporation [35].

Il existe deux types de garnissages de base utilisés dans les tours de refroidissement actuelles sont le type à éclaboussures (figure 5) et le type à film (figure 6).

I.3.1. Garnissage par éclaboussures

Le garnissage par éclaboussures fonctionne en faisant couler l'eau qui coule à travers une série de barres d'éclaboussures parallèles, ce qui, à son tour, fait éclabousser l'eau (figure 5). Étant donné que le garnissage par éclaboussure offre le moins d'opposition au flux d'air dans une direction horizontale, il est principalement utilisé dans les tours de refroidissement à flux transversal.

Un grand avantage du garnissage par éclaboussures est qu'il pardonne beaucoup une distribution d'eau initiale insuffisante, car l'activité d'éclaboussures redistribue l'eau à chaque niveau des barres d'éclaboussures. Pour cette raison, une tour de refroidissement avec garnissage par éclaboussures gère efficacement l'eau contenant des débris (qui a tendance à interrompre le schéma d'écoulement normal de l'eau). L'entretien est également plus facile, car sa nature ouverte permet une inspection visuelle facile du modèle d'écoulement de l'eau et de l'état du garnissage.

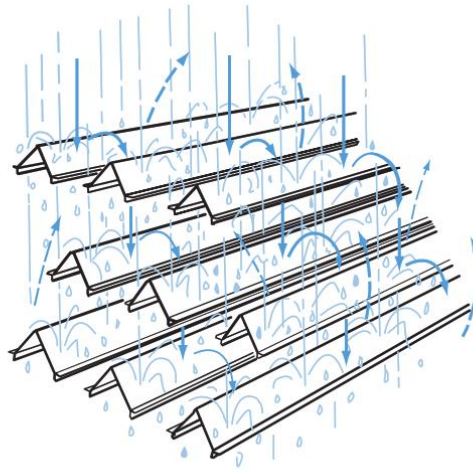


Figure I.10 : *Schéma d'une Lattes à éclaboussures à travers le corps d'échange dans une tour [36].*

I.3.2. Garnissage de type de film

Le garnissage de film fournit des feuilles de matériau qui sont façonnées en un motif ondulé pour que l'eau puisse traversé (figure 6). Il peut être combiné et empilé en blocs, pour créer différentes épaisseurs et hauteurs pour s'adapter aux tours de refroidissement individuelles.

Malgré l'avantage du garnissage par éclaboussure dans la distribution d'eau, le garnissage en film est de loin le type de garnissage le plus populaire, principalement en raison de sa capacité à exposer une plus grande surface d'eau dans un volume emballé donné. Environ la moitié du remblai utilisé dans les tours de refroidissement à courant croisé et la quasi-totalité du remblai utilisé dans les tours de refroidissement à contre-courant sont constituées de film.

Le plus grand inconvénient du garnissage de film est qu'il ne donne pas à l'eau la possibilité de se redistribuer. La distribution d'eau initiale au sommet du remblai doit être uniforme, sinon le processus ne fonctionnera pas bien. L'espacement étroit créé par les passages étroits de garnissage du film rend

également le garnissage du film plus difficile à maintenir. Si l'eau contient de gros débris comme des feuilles, le garnissage est sujet au colmatage.

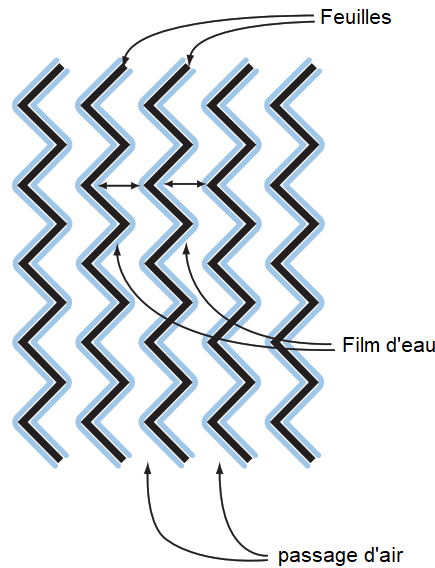


Figure I.11 : Schéma de corps d'échange à type film dans une tour de refroidissement [36].

I.4. Conclusion

L'intérêt d'une telle démarche de recherche bibliographique, pour connaître les nouvelles données sur les problèmes existants dans les corps d'échanges d'un tour de refroidissement (garnissages).

A cause de l'importance de cette approche et vue les multiples utilisations des tours de refroidissement Dans le domaine industriel, de nombreux chercheurs se sont concentrés sur l'étude des performances thermiques des garnissages des tours de refroidissement humides, les recherches intéressée sur les types de garnissage, la mesure des températures et des flux d'air et de l'eau, les débits des deux flux,...etc.

CHAPITRE II

Généralités sur la technique de refroidissement évaporatif

II.1. Introduction

II.2. Refroidissement évaporatif

II.3. Tours de refroidissement

II.4. Conclusion

II.1. Introduction :

Les tours de refroidissement sont utilisées pour refroidir un liquide ou un gaz à l'aide d'un moyen de refroidissement. Ces dispositifs (les tours ouvertes) sont basés sur le refroidissement par évaporation de l'eau en contact avec l'air ambiant.

Dans ce chapitre nous allons introduire les techniques de refroidissement évaporatif et les tours de refroidissement.

II.2. Refroidissement évaporatif :

Le refroidissement par évaporation est un processus qui utilise l'effet de l'évaporation comme dissipateur thermique naturel. La chaleur sensible de l'air est absorbée pour être utilisée comme chaleur latente nécessaire à l'évaporation de l'eau. La quantité de chaleur sensible absorbée dépend de la quantité d'eau qui peut être évaporée.

II.2.1 Principe du refroidissement évaporatif

Le refroidissement par évaporation est basé sur la thermodynamique de l'évaporation de l'eau, c'est-à-dire le changement de la phase liquide de l'eau en vapeur d'eau. Ce changement de phase nécessite de l'énergie, qui est appelée chaleur d'évaporation latente - c'est l'énergie nécessaire pour changer une substance de la phase liquide à la phase gazeuse sans changement de température. Lorsque de l'air non saturé (c'est-à-dire de l'air qui ne contient pas d'eau liquide mais uniquement de la vapeur d'eau) entre en contact direct avec l'eau, une évaporation se produit. Il est évident qu'au cours de ce processus, la teneur en humidité de l'air augmente [37].

II.2.2 Type de refroidissement évaporatif :

Le refroidissement par évaporation peut être de type refroidissement par évaporation directe ou refroidissement par évaporation indirect.

II.2.2.1 Refroidissement évaporatif direct :

Ce système est le type de refroidissement par évaporation le plus ancien et le plus simple dans lequel l'air extérieur est mis en contact direct avec l'eau, c'est-à-dire le refroidissement de l'air en convertissant la chaleur sensible en chaleur latente [38].

Le matériel de refroidissement par évaporation directe refroidit l'air par contact direct avec une surface liquide ou avec une surface solide humide, ou même avec des sprays. Ainsi, dans un refroidissement évaporatif direct, l'eau est vaporisée dans les courants d'air et la chaleur et la masse échangées entre l'air et l'eau diminuent la température du bulbe sec de l'air et augmentent son humidité, en maintenant l'enthalpie constante, la température minimale qui peut être atteinte est l'humide température de bulbe de l'air d'admission [39].

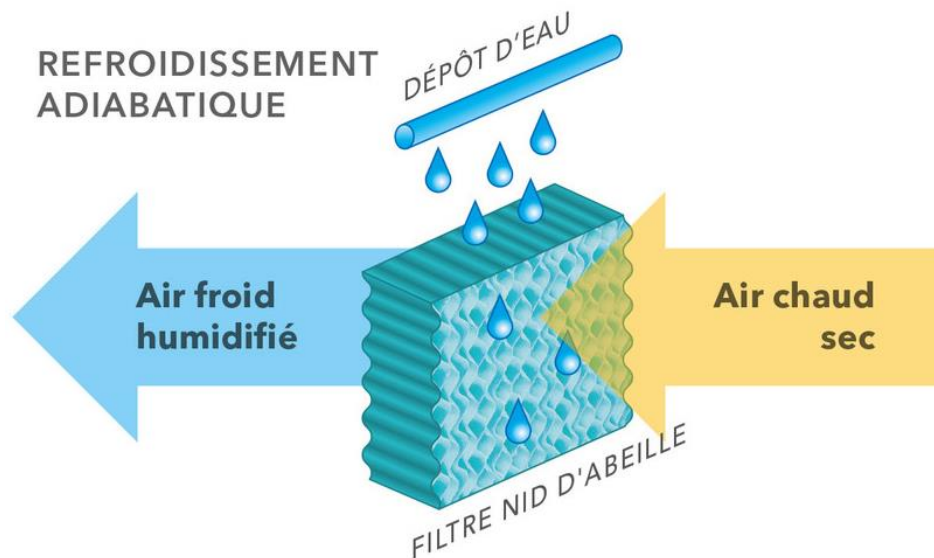


Figure II.1 : Schéma de Système de Refroidissement évaporatif direct [40].

a. Refroidissement évaporatif direct actif :

Les refroidisseurs évaporatifs directs actifs sont des systèmes électriques, mais ils utilisent une fraction de la puissance pour la circulation de l'air et de l'eau. Ainsi, il est considéré comme beaucoup moins énergivore que les autres technologies de refroidissement traditionnelles, avec une économie d'énergie jusqu'à 90%. Un refroidisseur à évaporation directe typique comprend des milieux évaporatifs (tampons mouillables et poreux), un ventilateur souffle de l'air à travers le milieu mouillé, un réservoir d'eau, une pompe de recirculation et un système de distribution d'eau. Le refroidissement par évaporation directe est un processus de refroidissement adiabatique, c'est-à-dire que l'enthalpie totale de l'air est constante tout au long du processus. L'eau absorbe la chaleur sensible de l'air soufflé et s'évapore, entraînant une baisse de la température de l'air et une augmentation de son humidité [41].

b. Refroidissement évaporatif direct passif :

Les techniques de refroidissement passif utilisent des phénomènes naturels, des énergies et des dissipateurs thermiques pour le refroidissement sans que l'utilisation d'appareils mécaniques consomme de l'énergie électrique. Cependant, de petits ventilateurs et pompes pourraient être nécessaires. Le refroidissement par évaporation directe passive dépend du climat, ce qui signifie que les techniques appliquées aux régions chaudes et humides sont différentes de celles des régions chaudes et arides. Cette technologie est capable de réduire la température de l'air intérieur d'environ 9 °C [42].

II.2.2.2 Refroidissement évaporatif indirect :

L'idée principale des refroidisseurs évaporatifs indirects est de refroidir en diminuant la chaleur sensible à l'air sans modifier son humidité, ce qui est un avantage distinctif par rapport aux systèmes de refroidissement évaporatif direct. Une unité de refroidissement par évaporation indirecte commune comprend : un échangeur de chaleur, un petit ventilateur, une pompe, un réservoir d'eau et des conduites de distribution d'eau. Les refroidisseurs évaporatifs indirects sont classés en : systèmes de refroidissement évaporatif indirect à température à bulbe humide et systèmes de refroidissement évaporatif indirect à température sous bulbe humide. [43].

a. Système de refroidissement par évaporation indirecte à température humide

Le système de refroidissement évaporatif indirect à température de bulbe humide est une unité monobloc d'échangeur de chaleur à écoulement transversal, la configuration et le schéma de débit les plus courants, qui peuvent abaisser la température de l'air proche, mais pas en dessous, de la température de bulbe humide de l'air d'admission.

b. Systèmes de refroidissement par évaporation indirecte à température sous bulbe humide

Pour surmonter certains des inconvénients des systèmes de refroidissement par évaporation directe et pour améliorer l'efficacité du refroidissement par évaporation indirecte à température humide, nous avons introduit une nouvelle conception de l'échangeur de chaleur du système de refroidissement par évaporation indirect [44]. Le système de refroidissement par évaporation indirect basé sur le cycle Maisotsenko (cycle M) est une combinaison d'un HX à plaque transversale multi-perforé à flux transversal et d'un refroidissement par évaporation, dans lequel

l'air secondaire est prérefroidi dans le canal sec avant d'être détourné pour passer à travers le canal humide pour obtenir un transfert de chaleur supplémentaire avec le canal sec.

II.3 Tours de refroidissement

Une tour de refroidissement est un dispositif de rejet de chaleur, qui élimine la chaleur indésirable de l'eau chaude. Le rejet de chaleur dans la tour de refroidissement se produit par un transfert de chaleur sensible entre l'eau chaude et l'air froid et un refroidissement par évaporation, qui permet à une petite partie de l'eau de s'évaporer dans l'air en mouvement. Les tours de refroidissement sont largement utilisées dans les industries de la réfrigération et de la climatisation, les centrales électriques, etc [45].



Figure II.2 : Photo d'une tour de refroidissement dans une centrale thermique [35].

II.3.1 Principe de fonctionnement de la tour de refroidissement

Il existe différents types de tours de refroidissement développés pour répondre à divers besoins industriels. Le principe de fonctionnement commun utilisé par la plupart des tours est le «refroidissement par évaporation».

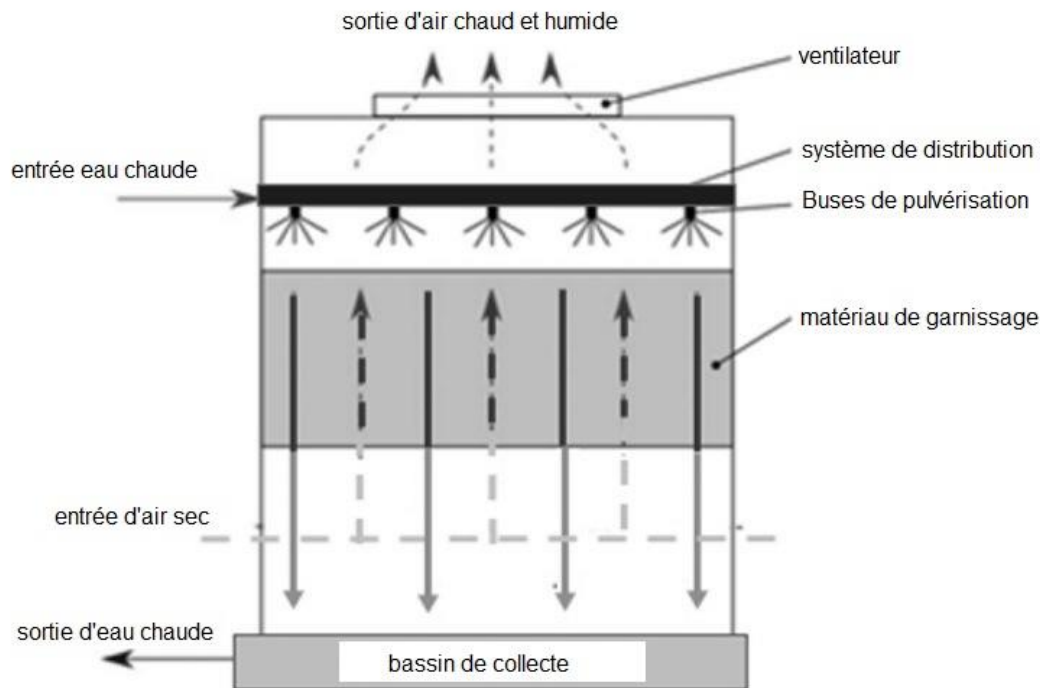


Figure II.3 : schéma présent le principe de fonctionnement de la tour de refroidissement.

Le refroidissement par évaporation est décrit comme un processus dans lequel l'eau chaude du processus industriel est pompée dans la tour jusqu'à ce qu'elle atteigne le système de distribution. Les buses de cette tour distribuent cette eau à la chambre humide et aspirent simultanément l'air sec pour traiter l'eau chauffée. L'eau perd progressivement sa température et des gouttelettes d'eau sont collectées au niveau du bassin à la base de la tour. Cependant, les gouttelettes plus légères qui s'efforcent de se déplacer vers le haut dans l'atmosphère sont empêchées par un éliminateur prévu au sommet. Ce type de processus est utilisé dans la tour de refroidissement du ventilateur à tirage naturel. Certaines des tours utilisent des ventilateurs à tirage forcé et induit. Dans ce type, le ventilateur est placé à l'extérieur de la tour et en haut pour faire circuler l'air atmosphérique de haut en bas.

II.3.2 Applications de la tour de refroidissement

Les applications de la tour de refroidissement sont les suivantes.

Les systèmes de refroidissement traditionnels HVAC (chauffage, ventilation et climatisation) sont utilisés dans les hôpitaux, les centres commerciaux, les écoles et les immeubles de bureaux.

Des tours beaucoup plus grandes sont utilisées pour réduire la température de l'eau en circulation dans les raffineries de pétrole, les usines pétrochimiques, les usines de traitement de gaz naturel et d'autres grandes usines industrielles pour traiter d'énormes volumes d'eau chauffée.

II.3.3 Classification des tours de refroidissement

II.3.1.1 Classement suivant le débit ou de la puissance

A. Tours de refroidissement à tirage naturel

Les tours de refroidissement à tirage naturel (Figure II.2 -a) n'utilisent pas de ventilateur mécanique pour créer l'air dans la tour, son air est dérivé d'un écoulement d'induction naturel fournit par un jet de pression.

Les tours de refroidissement à tirage naturel, également connues sous le nom de tours de refroidissement hyperboliques, sont habituellement privilégiées lors du traitement de grands volumes d'eau, que l'on retrouve principalement dans les centrales thermiques et les centrales nucléaires et plus rarement dans l'industrie [46].

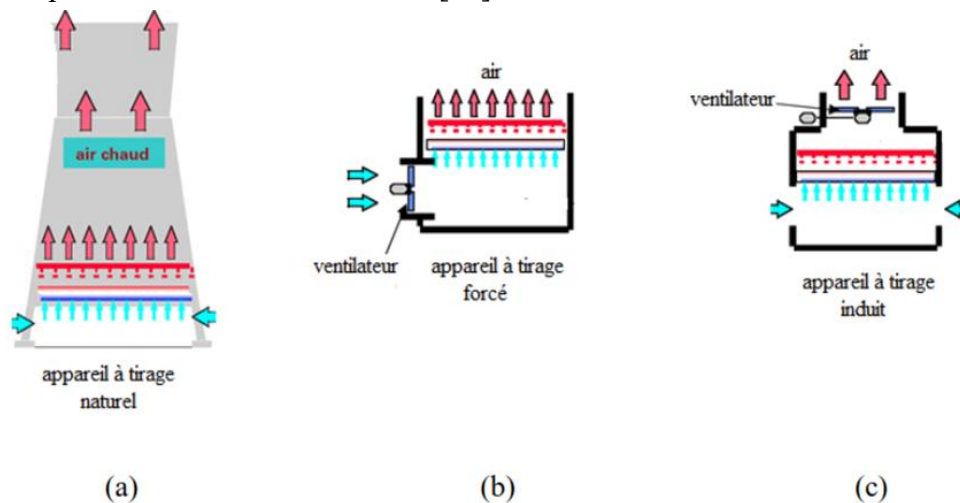


Figure II.4 : Types de tour selon Classement suivant le débit ou de la puissance[48].

B. Tours de refroidissement à tirage mécanique

Les tours de refroidissement à tirage mécanique construites sur place sont utilisées dans une vaste gamme d'applications de refroidissement telles que les centrales électriques, les processus industriels, le raffinage, la fabrication, etc. Les tours de refroidissement à tirage mécanique utilisent un ou plusieurs grands ventilateurs mécaniques afin de faire circuler l'air dans la tour [47].

Dans ce modèle il existe deux différentes classes de fonctionnement selon l'emplacement des ventilateurs :

- Tours de refroidissement à tirage forcé
- Tours de refroidissement à tirage induit
- ❖ **Tours de refroidissement a tirage forcé**

Les tours à circuit ouvert dites à tirage forcé (Figure II.2 -b) sont plus répandues et plus communes dans l'industrie, et ont plusieurs avantages par rapport au type à tirage naturel. Elles sont plus petites pour le devoir équivalent et ont donc besoin de moins de zone au sol. Elles ne dépendent pas des conditions atmosphériques pour faciliter la convection et ainsi elles donnent une exécution plus constante durant toutes les saisons de l'année. Contre ces avantages doit être placée la complication supplémentaire des ventilateurs simple ou multiple et de la puissance qu'ils absorbent [35].

Elles sont divisées en deux grandes classes :

- Tours de refroidissement à circulation obligatoire : cas de ventilateurs placés au refoulement en bas de la tour (ventilateur en amont) ;
- Tours de refroidissement à circulation induite : cas de ventilateurs placés à l'aspiration au sommet de la tour (ventilateur naval)

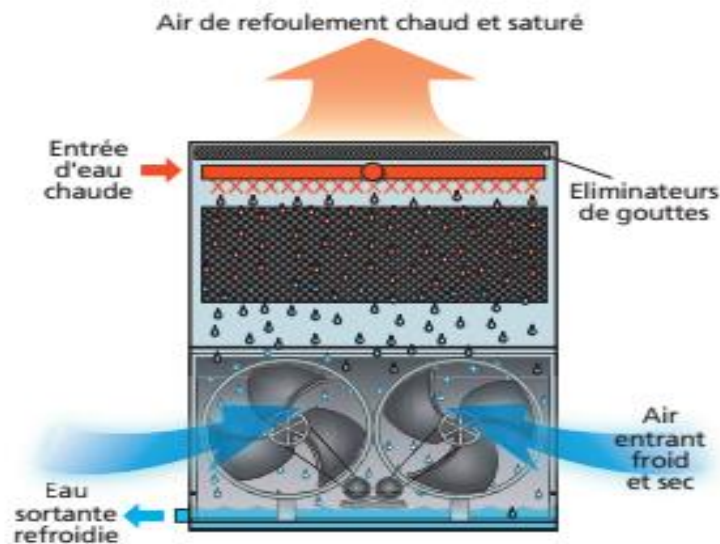


Figure II.4 : Tirage Forcé avec Ventilateur Hélicoïde[49].

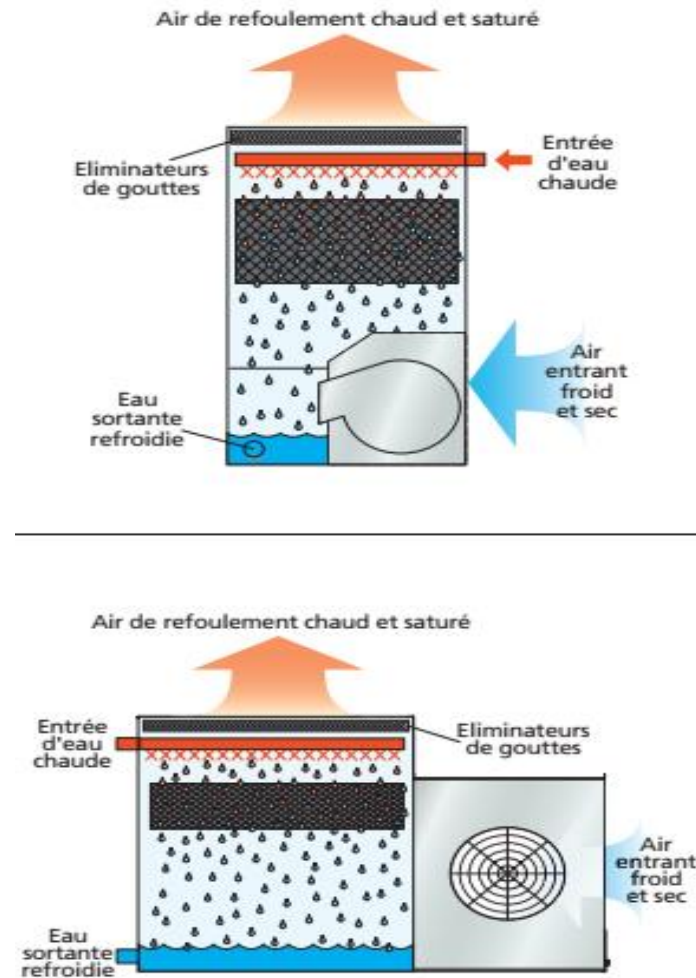


Figure II.5 : Tirage Forcé avec Ventilateur Centrifuge[49].

❖ Les tours à tirage induit :

Elles disposent d'un ou plusieurs ventilateurs placés au sommet de la tour (Figure II.5 c). Ils permettent l'évacuation de l'air à vitesses conséquentes et limite le retour d'air en sortie qui peut réduire l'efficacité de refroidissement de la TR [48].

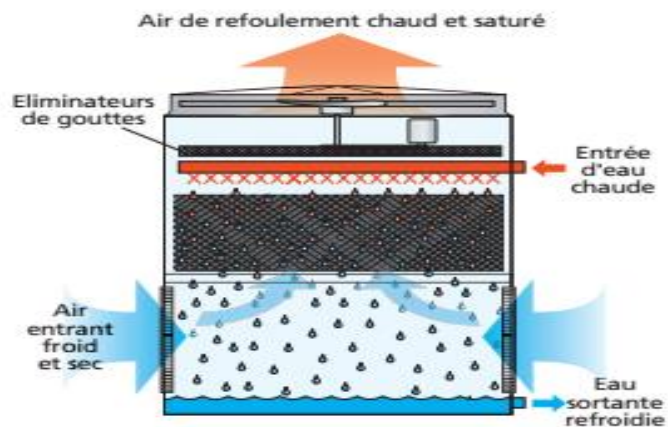


Figure II.6 : Tirage Induit avec Ventilateur Hélicoïde[49].

II.3.1.2 Classification suivant le mode de refroidissement de l'eau

a) Tour de refroidissement à circuit ouvert

Dans les tours de refroidissement à circuit ouvert, l'air et l'eau à refroidir entrent directement en contact.

Une tour de refroidissement à circuit ouvert est un échangeur de chaleur qui permet de refroidir de l'eau en contact direct avec de l'air. Le transfert de chaleur s'effectue partiellement par l'échange de chaleur entre l'air et l'eau, mais surtout par l'évaporation d'une petite quantité de l'eau à refroidir. De cette façon, on peut atteindre des températures de refroidissement inférieures à celles de l'air ambiant [50].

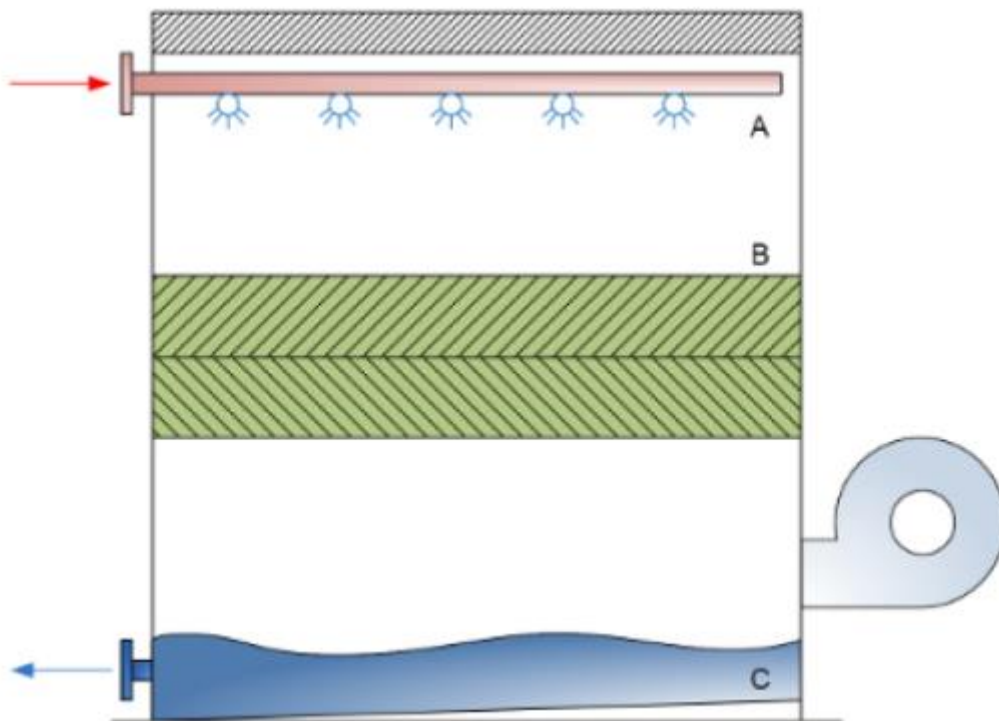


Figure II.7 : schéma d'un tour de refroidissement a circuit ouverte.

A : Rampe de dispersion.

B : Surface d'échange.

C : Bassin de collection.

b) Tour de refroidissement à circuit fermé

Il n'y a pas de contact direct entre l'air et l'eau à refroidir dans les tours de refroidissement à circuit fermé. On fait par contre appel à un échangeur supplémentaire. Il existe des tours de refroidissement avec condenseur tubulaire et des tours avec échangeur à plaques.

Une tour de refroidissement est un échangeur de chaleur qui permet de refroidir de l'eau par le contact direct avec l'air. Le transfert de chaleur se passe partiellement par l'échange de chaleur entre l'air et l'eau, mais surtout par l'évaporation d'une petite quantité de l'eau à refroidir. De cette façon, on peut atteindre des températures de refroidissement inférieures à celles de l'air ambiant.

Si l'eau à refroidir ne peut pas entrer en contact avec l'air (par exemple dans l'industrie alimentaire), il est nécessaire d'utiliser un échangeur de chaleur.

Cet échangeur de chaleur sépare l'eau à refroidir de l'eau évaporée dans la tour. Ainsi l'eau du process à refroidir n'entre pas en contact avec l'air. L'utilisation d'anti-gel n'est pas nécessaire dans les circuits ouverts, mais dans les tours de refroidissement fermées ça peut être nécessaire.

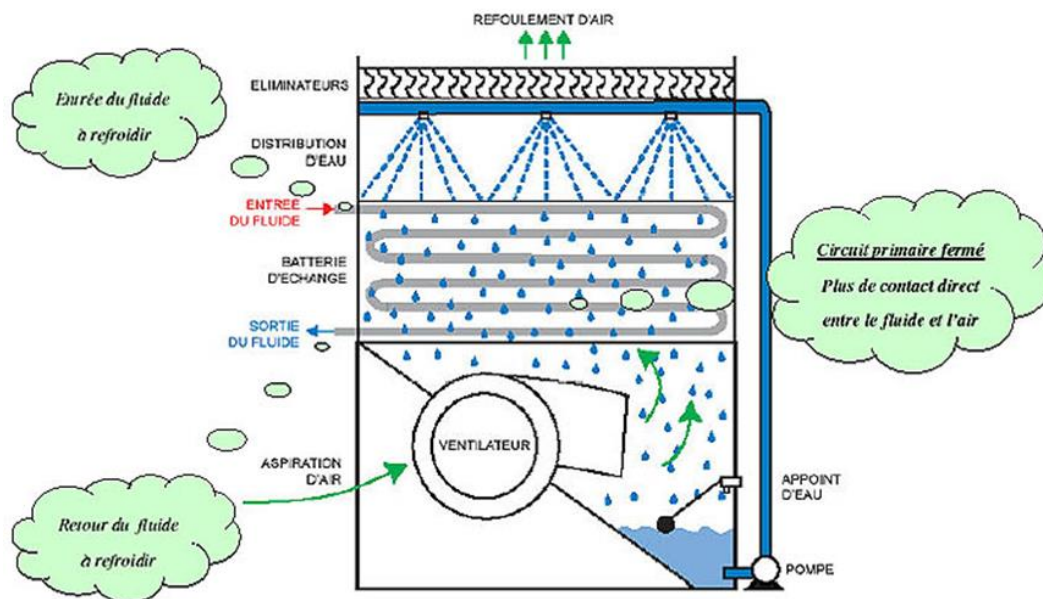


Figure II.8 : schéma d'un tour de refroidissement à circuit fermé.

II.3.1.3 Classement suivant le flux d'air

- **Courants parallèles** : dans ce cas, l'eau et l'air s'écoulent verticalement dans la tour et dans le même sens (de haut en bas).
- **Contre courants (Figure II.6 a)**, dans ce type d'écoulement, l'air est animé d'un mouvement ascendant à travers le corps d'échange, alors que l'eau ruisselle de haut en bas sur ce même corps. Cette configuration est la plus répandue car elle procure à la tour une meilleure efficacité
- **Ecoulement à courants croisés (Figure II.6 b)** : l'air circule horizontalement alors que l'eau, pulvérisée en fines gouttelettes, chute librement. Cette configuration d'écoulement implique un modèle de calcul bidimensionnel

Généralement on rencontre dans les tours de refroidissements soit des écoulements à contre courants, soit à courants croisés. Cependant, le fonctionnement à contre-courant offre 25% de plus d'efficacité [51].

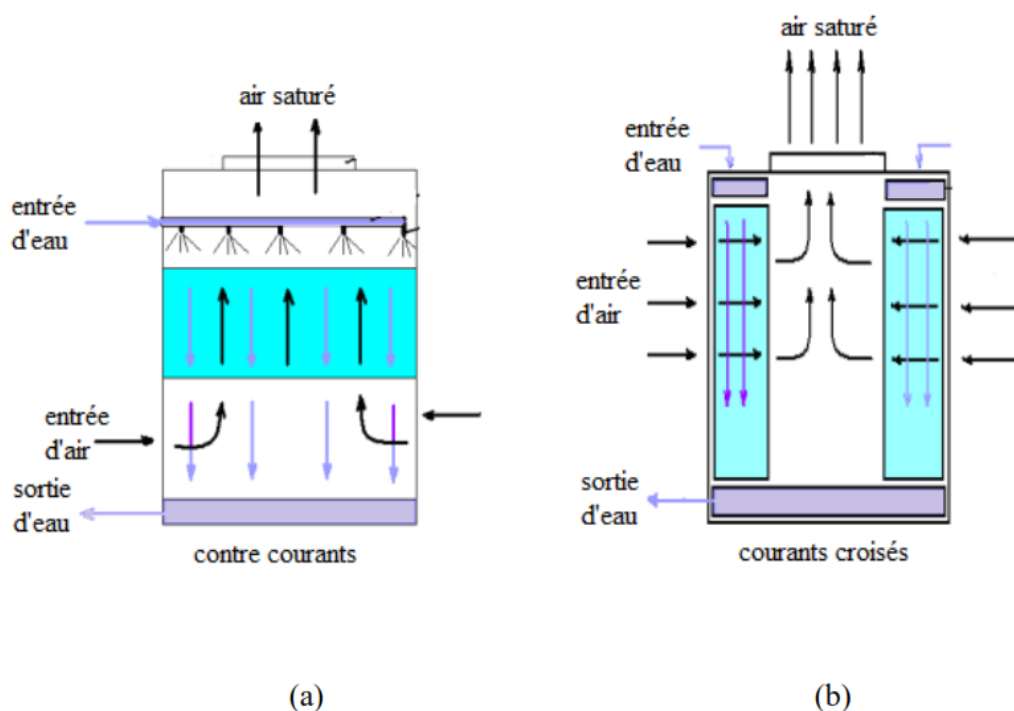


Figure II.9 : Types de tours suivant le flux d'air [48].

II.3.1.4 Classement suivant le mode d'écoulement de l'air par rapport au ventilateur et selon la position du faisceau

- **Air aspire** : Certaines tours utilisent un ventilateur aspirant installé au-dessus de la tour de refroidissement. On utilisera toujours un ventilateur axial pour cette application.
- **Air soufflé** : On peut aussi utiliser un ventilateur soufflant. Dans ce cas le ventilateur est installé dans la partie basse de la tour de refroidissement et on peut utiliser aussi bien un ventilateur axial que centrifuge.

II.3.4 Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement ouverte

- **Tour ouverte** : l'eau du circuit à refroidir est directement dispersée sur le corps d'échange de la tour de refroidissement. Une partie de l'eau s'évapore pour assurer le refroidissement de l'eau, l'autre partie est récupérée dans le bassin de rétention, puis retourne vers le procédé à refroidir. Ce type d'installation est décrit en Figure II.8.

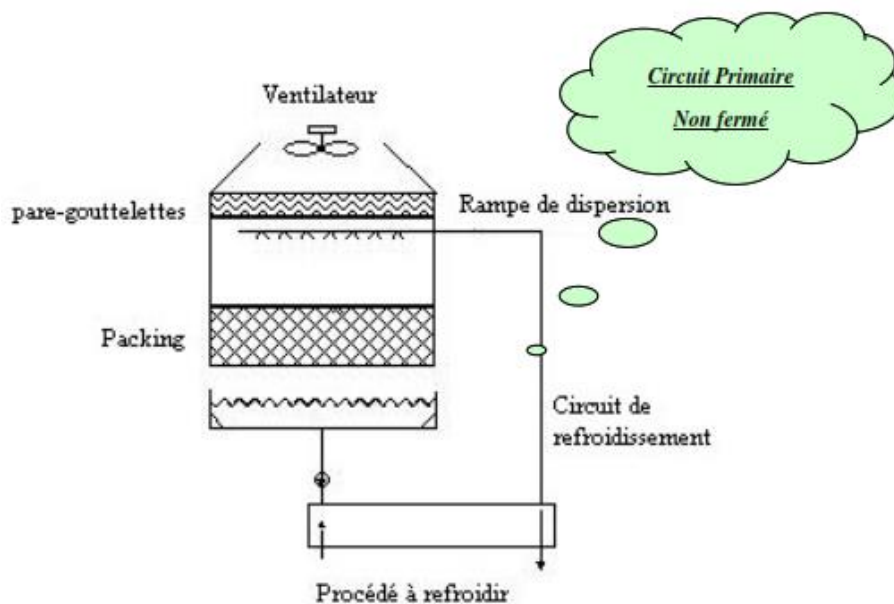


Figure II.10 : Schéma de principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouverte où l'eau dispersée provient directement du circuit à refroidir [46].

- **Tour ouverte + échangeur non accolé** : un échangeur à plaques intermédiaires est disposé entre le circuit à refroidir et le circuit de la tour équipée d'un corps d'échange. Le fonctionnement de la tour est identique à celui d'une tour ouverte avec un circuit d'eau indépendant. Ce type d'installation est décrit en Figure II.9.

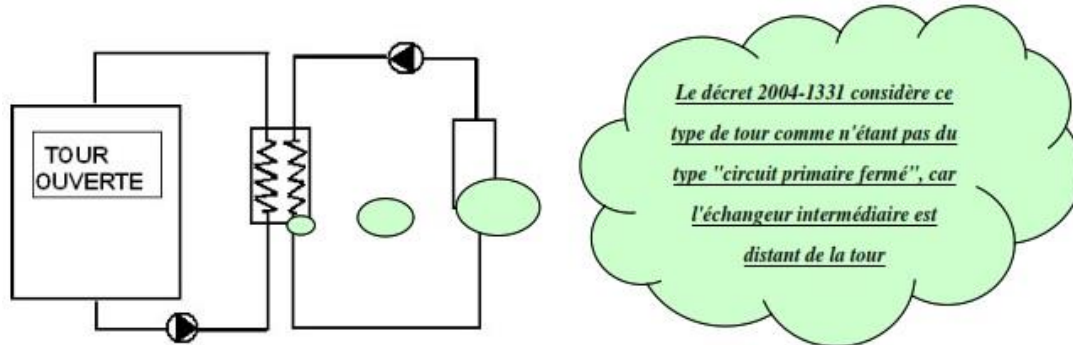


Figure II.9 : Schéma de principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouverte et un échangeur intermédiaire distant [46].

- **Tour ouverte + échangeur accolé** : l'échangeur à plaques intermédiaires est accolé physiquement à la tour équipée d'un corps d'échange. Le fonctionnement de la tour est identique à celui d'une tour ouverte avec un circuit d'eau indépendant. Ce type d'installation est décrit en Figure II.10.

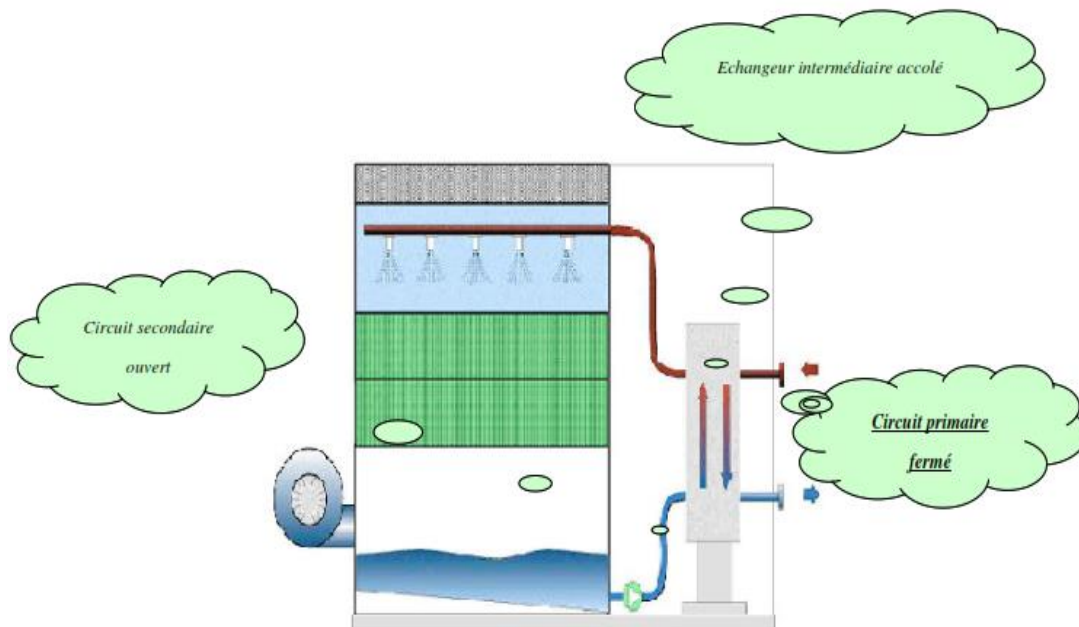


Figure II.11 : Schéma de principe d'une tour aéroréfrigérante à circuit ouvert avec échangeur accolé [46].

II.3.5 Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement fermée

- Tour fermée (avec échangeur tubulaire intérieur à la tour) :** Le fluide à refroidir circule dans un échangeur tubulaire disposé dans la tour de refroidissement qui remplace le corps d'échange. Il n'y a donc plus de contact direct entre le fluide du circuit primaire et l'air. Un circuit d'eau secondaire propre à la tour permet de mettre en œuvre le refroidissement évaporatif. Ce type d'installation est décrit en Figure II.11.

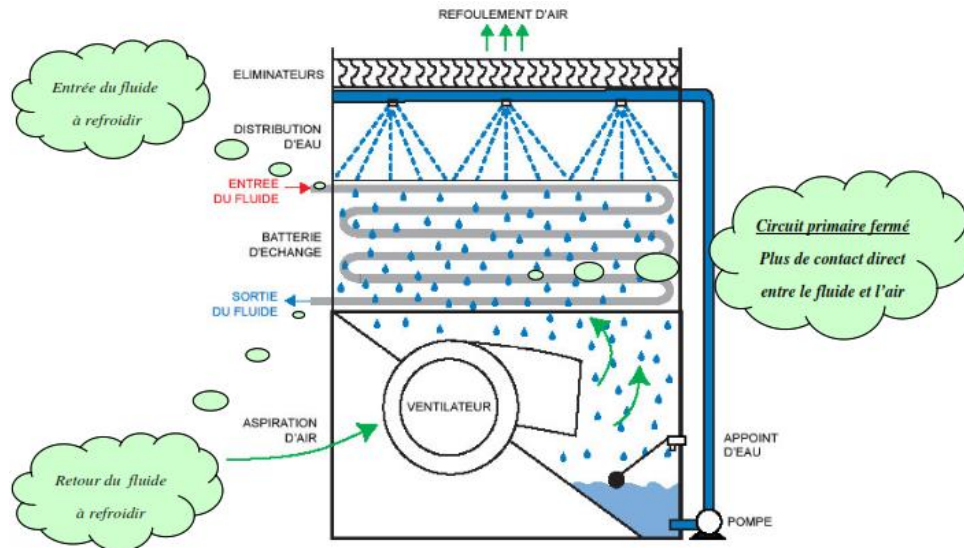


Figure II.12 : Schéma de principe d'une tour aéroréfrigérante avec échangeur tubulaire [46].

II.3.6 Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement hybride

Les tours hybrides (figure II.12) combinent les dispositifs des unités à circulation naturelle et à circulation forcée, donnant souvent l'aspect des tours atmosphériques, mais étant équipé des ventilateurs mécaniques pour augmenter le flux d'air [35].

Les installations de refroidissement équipées de tours de refroidissement hybrides combinent à la fois un échange sec et un échange humide. L'échange sec est assuré par une batterie à ailettes, appelée également "batterie anti-panache" ou "désurchauffeur". Cet échangeur est placé au sommet de la tour de refroidissement. L'échange thermique est réalisé par convection et conduction. Le désurchauffeur assure la suppression du panache visuel [46].

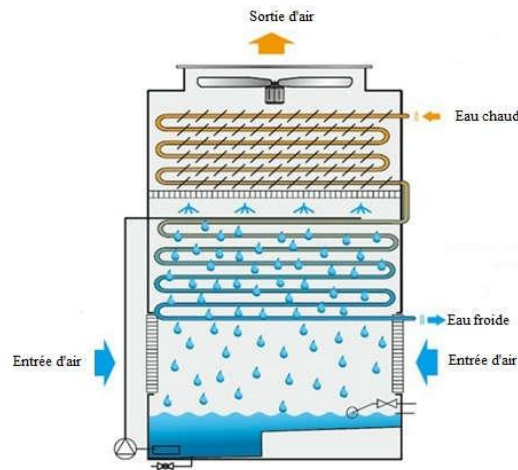


Figure II.13 : Schéma d'une tour hybride fermée [35].

II.3.7 Descriptions des composants d'une tour de refroidissement

Les principaux composants d'une tour de refroidissement sont :

II.3.2.1 Le corps d'échange (garnissage) :

La plupart des tours utilisent des garnissages (en plastique ou en bois) pour faciliter le transfert de chaleur en maximisant le contact avec l'eau et l'air. Le garnissage peut être de type splash ou film. Avec le garnissage par éclaboussures, l'eau tombe sur des couches successives de barres d'éclaboussures horizontales, se brisant continuellement en petites gouttelettes, tout en mouillant la surface de garnissage. Le garnissage par éclaboussure en plastique favorise un meilleur transfert de chaleur que le garnissage par éclaboussure en bois. Le garnissage du film se compose de surfaces plastiques minces et étroitement espacées sur lesquelles l'eau se répand, formant un film mince en contact avec l'air. Ces surfaces peuvent être plates, ondulées, alvéolées ou autres. Le type de garnissage en film est le plus efficace et offre le même transfert de chaleur dans un volume plus petit que le garnissage par éclaboussure. Les figures suivantes illustrent des exemples de corps d'échange utilisés couramment :



Figure II.14: Corps d'échange de type gouttes [52].



Figure II.15: *Corps d'échange avec canaux verticaux [52].*

II.3.2.2 Le pare-gouttelettes :

Les séparateurs de gouttelettes (ensemble de chicanes) (Fig.9), installés en sortie d'air de la tour, sont conçus pour récupérer les gouttelettes d'eau entraînées dans cet air (empêcher l'entraînement vésiculaire).

Les matériaux utilisés pour ce composant sont principalement des matières plastiques. Il est aussi nécessaire de tenir compte de l'accessibilité à ce composant pour faciliter son nettoyage.

Les matériaux utilisés pour ce composant sont principalement des matières plastiques. Il est aussi nécessaire de tenir compte de l'accessibilité à ce composant pour faciliter son nettoyage.

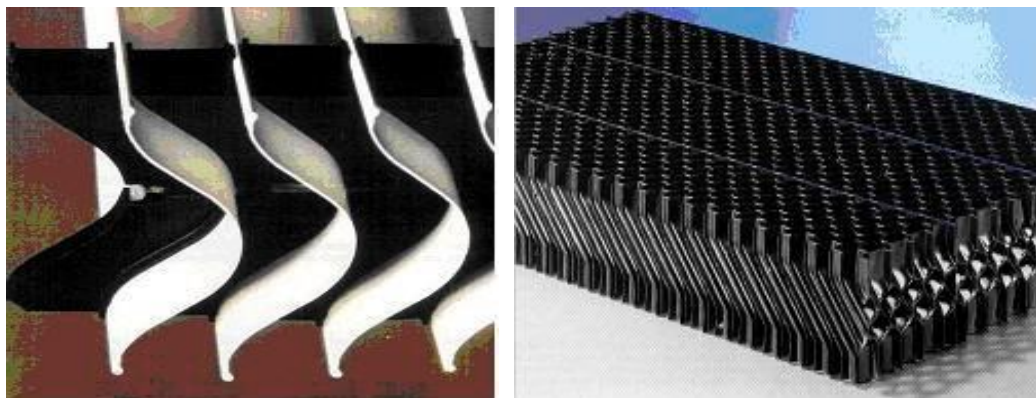


Figure II.16: *Exemples de pare-gouttelettes en PVC [52].*

II.3.2.3 Les rampes de dispersion :

Celles-ci servent à la dispersion du fluide sous forme de gouttelettes sur le corps d'échange. Afin de prévenir au maximum les risques de dissémination des légionnelles, il est préférable d'utiliser des systèmes permettant une dispersion à des pressions faibles pour éviter les éclaboussements. Les disperseurs à basse pression (environ 0,5 bar) doivent donc être préférés.



Figure II.17: Schéma d'un système de dispersion du fluide à refroidir [52].

De même que pour les autres composants, les résistances à la corrosion, à l'entartrage et à l'encrassement doivent être prises en compte pour leur sélection. "**Les disperseurs**" sont généralement en matières plastiques, ce qui élimine le risque de corrosion, mais pas ceux d'encrassement, ni d'entartrage. Ces derniers aspects sont en prendre en compte lors de l'exploitation.

II.3.2.4 Bassin d'eau froide :

Le bassin d'eau froide, situé au bas ou près du bas de la tour, reçoit l'eau refroidie qui coule à travers la tour et se garnissage. Le bassin a généralement un puisard ou un point bas pour la connexion de décharge d'eau froide. Dans de nombreux modèles de tours, le bassin d'eau froide se trouve sous tout le garnissage.

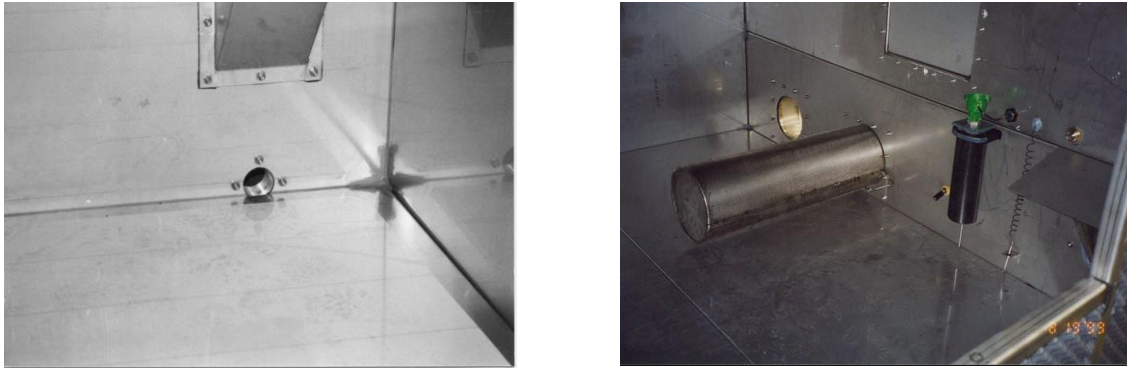


Figure II.18: Exemples de Bassin d'eau froide [52].

II.3.2.5 Les ventilateurs :

Pour assurer la circulation de l'air à travers le "**corps d'échange**", deux types de ventilateurs sont utilisés sur les tours de refroidissement :

- Les ventilateurs axiaux.
- Les ventilateurs centrifuges.

Les ventilateurs peuvent soit être en accouplement direct avec le moteur qui les entraîne, soit équipés de transmission ; ils exigent dans le second cas une maintenance renforcée.

La vitesse des ventilateurs est réglée pour maintenir la température de sortie d'eau souhaitée qu'elles soient les conditions ambiantes

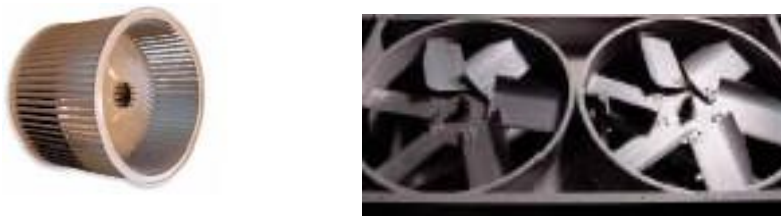


Figure II.19: Photos de ventilateurs centrifuge et axial [52].

II.3.8 Modes de transfert de chaleur dans une tour

On considère la surface d'un film ou d'une gouttelette d'eau tiède en contact avec le courant d'air (figure II.13). L'eau est supposée plus chaude que l'air, elle pourra être refroidie :

- **Par rayonnement** : cet effet est vraisemblablement très petit dans les conditions normales et peut être négligé.
- **Par conduction et convection** : ceci peut dépendre de la différence entre les températures, la surface d'échange, la vitesse de l'air...
- **Par évaporation** : c'est de loin l'effet le plus important. Le refroidissement a lieu par la diffusion des molécules d'eau de la surface vers l'air environnant. Ces molécules sont alors remplacées par d'autres provenant du liquide (c'est l'évaporation) et l'énergie nécessaire pour réaliser cela est prise au liquide restant.

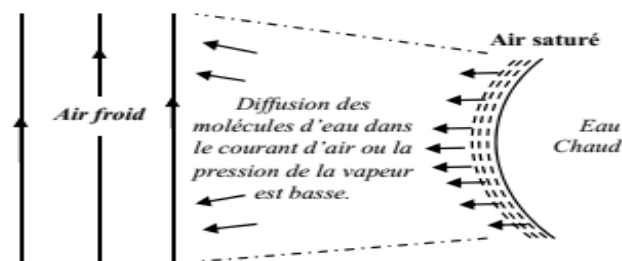


Figure II.20: Surface d'un film ou d'une gouttelette d'eau tiède en contact avec le courant d'air [35].

II.4. Conclusion

Après de nombreuses années de développement de cette technologie, les tours de refroidissement sont disponibles en différents types et tailles. Chacun d'eux est applicable dans une certaine configuration de charge, la raison pour laquelle il est important de décrire les options disponibles. Notez que malgré les différentes conceptions, la fonction de base reste celle de dissiper la chaleur de l'eau ou un processus dans l'air par évaporation.

Dans ce chapitre, nous avons présenté d'une manière générale les principes du refroidissement évaporatif ainsi que leurs types, les classifications des tours de refroidissement et leurs composants et les modes de transfert de chaleur dans une tour.

CHAPITRE III

Simulation de Zone de garnissage d'une tour à contre-courant.

III.1. Introduction

III.2. Présentation du logiciel de simulation Comsol-Multiphysics

III.3. Modélisation Numérique par COMSOL Multiphysics

III.4. Les étapes de simulation

III.5. Conclusion

III.1 Introduction

COMSOL Multiphysics est un environnement interactif puissant pour modéliser et résoudre toutes sortes de problèmes scientifiques et techniques. Le logiciel fournit un puissant environnement de bureau intégré avec un Model Builder où vous obtenez une vue d'ensemble complète du modèle et accédez à toutes les fonctionnalités. Avec COMSOL Multiphysics, vous pouvez facilement étendre des modèles conventionnels pour un type de physique à des modèles multi-physiques qui résolvent les phénomènes de physique couplée, et ce simultanément. L'accès à ce pouvoir ne nécessite pas une connaissance approfondie des mathématiques ou de l'analyse numérique.

À l'aide des interfaces physiques intégrées et de la prise en charge avancée des propriétés des matériaux, il est possible de créer des modèles en définissant les quantités physiques pertinentes (telles que les propriétés des matériaux, les charges, les contraintes, les sources et les flux) plutôt qu'en définissant les équations sous-jacentes. Vous pouvez toujours appliquer ces variables, expressions ou nombres directement aux domaines, frontières, arêtes et points solides et fluides indépendamment du maillage de calcul. COMSOL Multiphysics compile ensuite en interne un ensemble d'équations représentant l'ensemble du modèle.

Vous pouvez effectuer différents types d'études, notamment :

- Études stationnaires et dépendantes du temps (transitoires)
- Études linéaires et non linéaires
- Études de fréquence propre, modale et de réponse en fréquence

Pour résoudre les modèles, COMSOL Multiphysics utilise la méthode éprouvée des éléments finis (MEF). Le logiciel exécute l'analyse par éléments finis avec le maillage adaptatif (s'il est sélectionné) et le contrôle des erreurs à l'aide de divers solveurs numériques. Les études peuvent utiliser des systèmes multiprocesseurs et l'informatique en grappes, et vous pouvez exécuter des travaux par lots et des balayages paramétriques.

Dans ce chapitre nous allons introduire le logiciel "COMSOL Multiphysics", notre module, les étapes utilisées pour cette simulation et les équations mathématiques décrivant les processus de transfert de chaleur et de masse à travers une tour de refroidissement à contre-courant.

III.2 Présentation du logiciel de simulation Comsol-Multiphysics

III.2.1 Définition

COMSOL-Multiphysics est un logiciel de simulation par éléments finis (FEM) permettant de résoudre tout type de problème pouvant être décrit par des équations aux dérivées partielles. Dans ce logiciel, les équations différentielles sont exprimées dans des petits volumes permettant leur expression sous forme de différences simples et transformant le problème continu en un problème comportant un nombre fini d'équations et d'inconnues pouvant se résoudre avec des techniques d'algèbre linéaire.

III.2.2 Avantages de conception avec Comsol-Multiphysics

Le principal but de la création de COMSOL-Multiphysics est d'avoir un logiciel où les scientifiques et les ingénieurs peuvent formuler, à l'aide de l'interface utilisateur, n'importe quel système d'équations aux dérivées partielles (EDP) sur la base des lois de la physique et surtout de se baser sur les zones les plus communes dans la physique et en engineerings. Cette interface est basée sur un interpréteur d'équation qui formule une discrétisation par éléments finis, par le système entièrement couplé. Des interfaces de modélisation prédéfinies pour les différents domaines de la physique appliquée, y compris des couplages multi physiques. Grâce à la technologie sous-jacente, les propriétés, les sources, les puits et les conditions aux limites peuvent être des fonctions des variables modélisées et leurs dérivées partielles.

III.2.3 L'interface utilisateur de Comsol-Multiphysics

L'interface de COMSOL, peut être séparée en quatre parties comme m'indique sur la Figure III.1.

À gauche, on trouve le Model Builder ① dans lequel est défini le problème à étudier. Dans le détail, le menu Global Définitions regroupe notamment les variables et les paramètres du problème. Dans le menu Component 1 sont définis le système de coordonnées (Définitions) par défaut le système cartésien, la géométrie (Geometry), les matériaux (Materials), la ou les physique(s) appliquées aux problèmes et le maillage (Mesh). Le menu suivant Study 1 permet de définir les paramètres de résolutions, (stationnaire ou dépendant du temps), ainsi que les options du solveur. Finalement, le menu de Résultats regroupe l'ensemble des options de post-traitement des données.

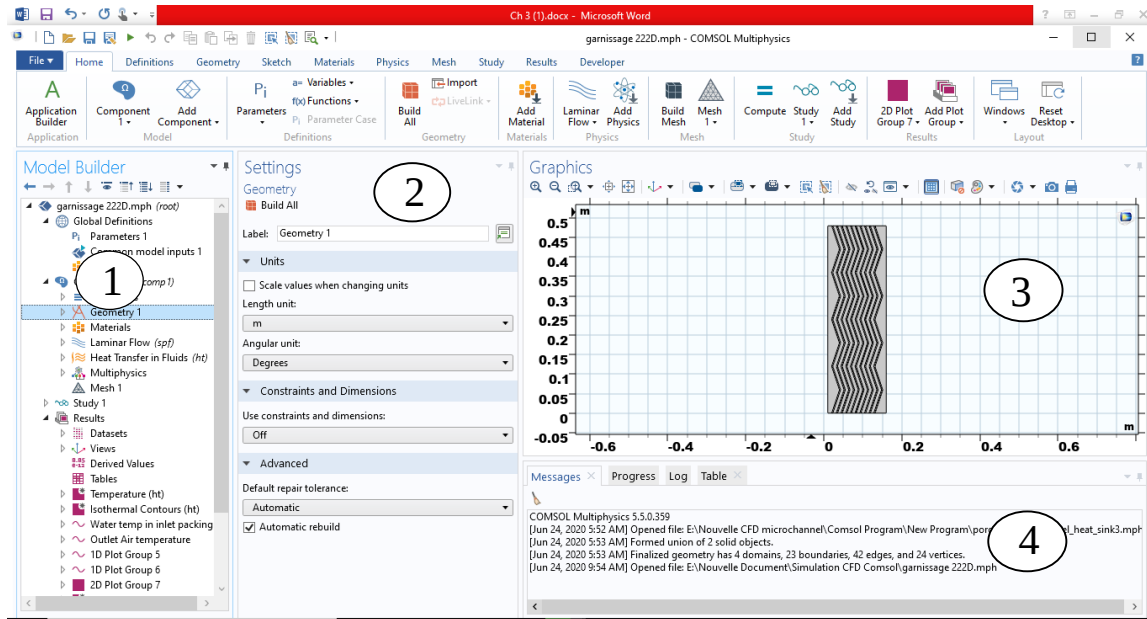


Figure III.1. L'interface du logiciel de simulation de Comsol-Multiphysics.

La colonne directement à droite ② (Setting) permet d'entrer les données relatives aux options sélectionnées dans le Model Builder. Par exemple, les dimensions de l'objet créé dans Geometry. C'est aussi dans cette fenêtre que les valeurs initiales et les conditions frontières de la simulation et les modèles physiques nécessaires sont choisis.

En haut à droite, l'interface d'affichage graphique Graphics ③ permet de visualiser la géométrie, le maillage ou les résultats. Au haut de cette fenêtre se trouvent les options permettant de changer le grossissement de l'affichage, l'orientation d'un objet tridimensionnel, cacher certains éléments, etc.

Les options permettant de sélectionner des objets, des domaines, des frontières ou des points se retrouvent aussi au haut de cette fenêtre.

Finalement, directement au-dessous de la fenêtre d'affichage graphique, une fenêtre ④ permet de visualiser les éventuels messages d'erreurs, la progression des simulations, la liste des opérations effectuées lors du calcul de la solution ainsi que des résultats numériques calculés une fois la simulation terminée.

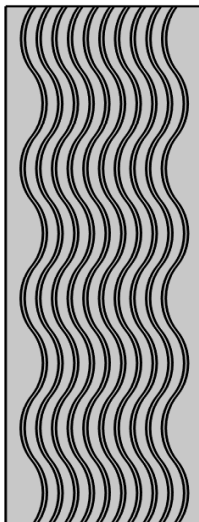
III.3 Modélisation Numérique par COMSOL Multiphysics :

Dans cette étude numérique nous avons modélisé le transfert de chaleur et de masse en 2D transitoire au sien de la zone de garnissage. En utilisant deux géométries différentes « Sphérique

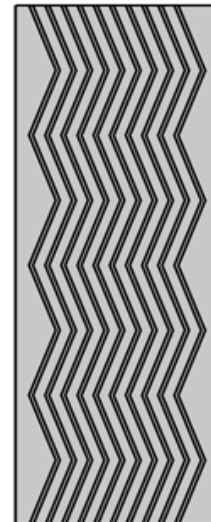
et triangulaire ». Les figures III.2 et III.3 sont représentées le schéma de ces géométries. Les dimensions caractéristiques de garnissage modélisé sont représentées au tableau III.1 ci-dessous :

Tableau III.1 : Les paramètres caractéristiques de garnissage modélisé.

Paramètres	Valeur	unité
Hauteur	48	cm
Largeur	15	cm
Nombre des étages	8	/
Nombre des feuilles dans chaque étage	10	/
Epaisseur de feuille	2	mm
Température d'entrée d'eau	322.95	K
la température d'entrée d'air	291.55	K
Débit massique d'air	0.067	kg/s
Débit massique d'eau	0.045	kg/s



(a)- Garnissage sphérique



(b)- Garnissage triangulaire (Zigzag)

Figure III.2 : Schéma de la géométrie de garnissage

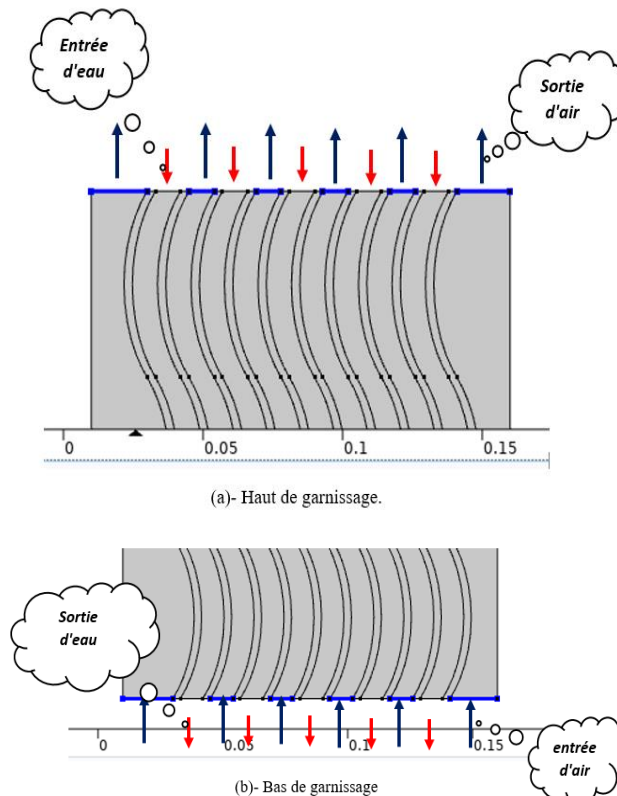


Figure III.3 : Schéma représenté l'entrée et sortie des fluides.

III.4 Les étapes de simulation

III.4.1 Création du modèle de simulation :

Premièrement il faut choisir la dimension d'espace (2D)



Figure III.4 : Schéma de menu de sélection de la dimension d'espace.

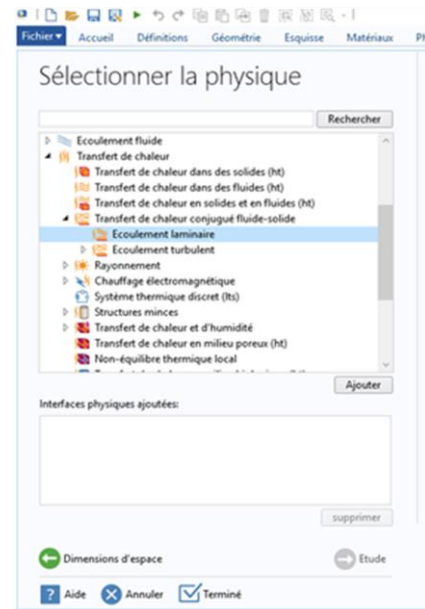


Figure III.5 : Schéma de menu de sélection de module de transfert de chaleur conjugué fluides-solide (écoulement laminaire).

Après le choix de dimension d'espace, on choisit le module de Transfert de chaleur conjugué fluides-solide avec un écoulement laminaire, la figure (III.5) représentée le muni de sélection de module.

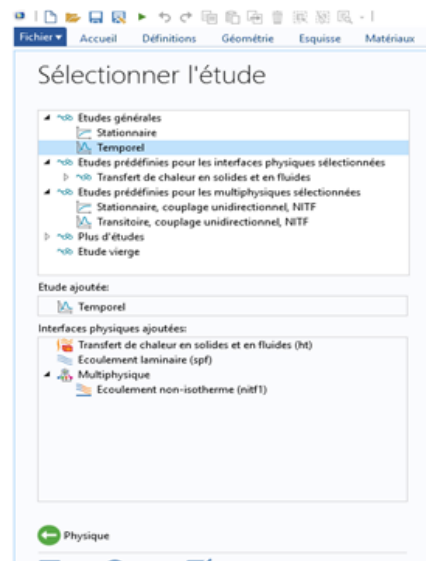
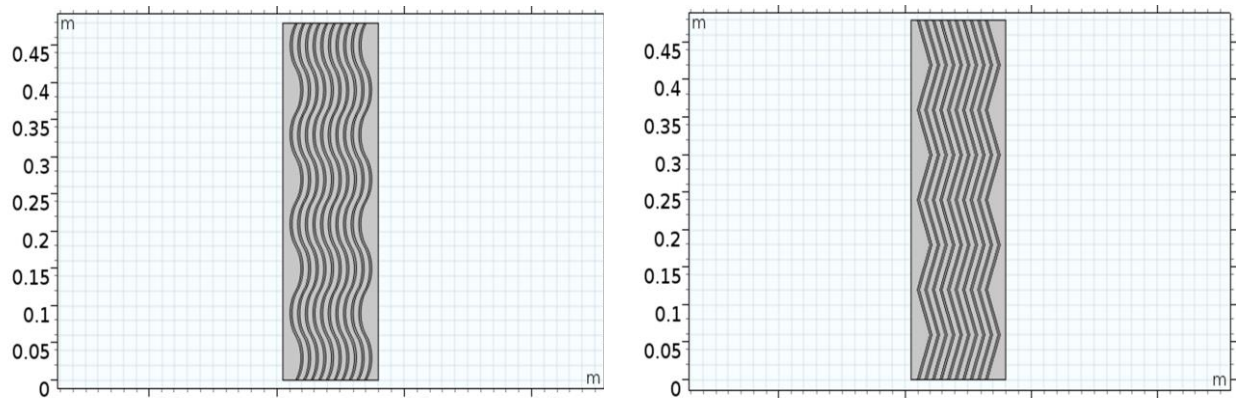


Figure III.6 : Schéma de menu de sélection le type d'étude temporel (dépend du temps).

Le module de transfert de chaleur conjugué permet de simuler le profil de température à travers la zone de garnissage par le couplage entre le transfert de chaleur de la surface solide de garnissage et les écoulements des deux fluides l'eau et l'air. On suite on clique sur la flache d'étude et a sélectionné le type d'étude temporel (dépend du temps), comme représenté la figure III.6.

III.4.2 Géométries de garnissage

Deux géométries sont représentées par le logiciel de simulation. La conception des deux géométries est modélisée la zone de garnissage en deux dimensions sous forme d'un rectangle de $0,48m$ d'hauteur et de $0,15m$ de largeur construire avec dix étages, l'épaisseur de chaque étage $3mm$ comme indique par la figure III.7 ci-dessous.



a)- garnissage en vague

b)- garnissage en vague Zig zag

Figure III. 7 : Représentation de géométries des deux garnissages (en Zig zag et en vague).**III.4.3 Les matériaux :**

Pour bien représenter le phénomène du transfert de la chaleur et de masse dans la zone de garnissage et le rapprocher de la réalité, on choisit le matériau acrylique de plastique comme matériau du garnissage, on a défini les propriétés de ce matériau, comme la valeur de la capacité calorifique à pression constante, la masse volumique, la conductivité thermique et le coefficient de diffusion. Ses paramètres seront utilisés par COMSOL Multiphysics en tant que caractéristiques de la matière sont représentées par les tableaux III.2 III.3 et III.4.

Tableau III.2 : Propriété d'Acrylique plastic.

Propriétés	Valeur	Unité
capacité thermique à pression constante	1470	J/(kg·K)
masse volumique	1190	[kg/m ³]
conductivité thermique	0.18	W/(m·K)
coefficient de dilatation thermique	7×10^{-5}	1/K
module de young	3.2×10^9	Pa
coefficient de poisson	0.35	1

Tableau III.3 : Propriété d'air.

Propriétés	Valeur	Unité
<i>Viscosité dynamique</i>	168.2×10^{-8}	Pa·s
<i>Rapport des chaleurs spécifiques</i>	1.4	1
<i>Capacité thermique à pression constante</i>	1006	J/(kg·K)
<i>Masse volumique</i>	1.183	kg/m ³
<i>Conductivité thermique</i>	0.026	W/(m·K)
<i>Masse molaire moyenne</i>	0.02897	[kg/mol]
<i>Perméabilité relative</i>	1	1
<i>Permittivité relative</i>	1	1
<i>Conductivité électrique</i>	0	S/m

Tableau III.4 : Propriétés d'eau.

Propriétés	Valeur	Unité
<i>Viscosité dynamique</i>	547.1×10^{-6}	Pa·s
<i>Rapport des chaleurs spécifiques</i>	1	1
<i>Capacité thermique à pression constante</i>	4180	J/(kg·K)
<i>Masse volumique</i>	1000	kg/m ³
<i>Conductivité thermique</i>	0.671	W/(m·K)
<i>Conductivité électrique</i>	5.5×10^{-6}	S/m

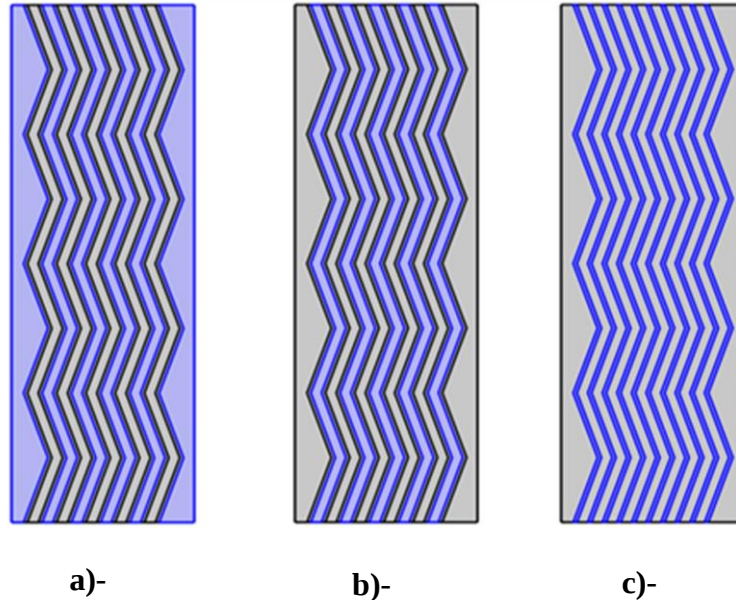


Figure III.8 : les domaines de matériaux utilisés, (a) Domaine d'eau, (b) Domaine d'air et (c) Domaine de Acrylique plastic.

III.4.4 Les équations gouvernantes le modèle mathématique :

Le modèle de transfert de chaleur dans les solides et les fluides est utilisé pour modéliser le l'échange de chaleur par conduction, convection et rayonnement à travers la zone de garnissage. Les équations d'échange de chaleur pour les deux configurations de garnissage sont données par les expressions suivantes :

- L'équation utilisée par Comsol pour le transfert par conduction dans le solide (Acrylique plastic) est donnée par :

$$d_z \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + d_z \rho C_p u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = d_z Q + q_0 + d_z Q_{ted} \quad (\text{III.1})$$

- L'équation utilisée par Comsol pour le transfert par convection est donnée par :

$$d_z \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + d_z \rho C_p u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = d_z Q + q_0 + d_z Q_p + d_z Q_{ted} \quad (\text{III.2})$$

$$q = -d_z k \nabla T \quad (\text{III.3})$$

a) - Hypothèses :

- 1- La résistance au transfert de chaleur dans le film liquide (air-eau) est négligeable.
- 2- Le débit massique d'eau par unité de surface transversale de la tour est constant, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de perte d'eau due à l'évaporation.
- 3- Le matériau de garnissage isotrope et homogène.
- 4- Le transfert de chaleur et de masse est varié selon la hauteur de garnissage.

b)- Ecoulement laminaire des deux fluides (spf) :

Nous avons choisi la température de l'option de transfert de chaleur et la masse volumique, viscosité dynamique A partir du matériau, les équations d'échange de chaleur dans l'eau est donnée par les expressions suivantes :

- Equation de garnissage triangulaire :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-pl + K] + F \quad (\text{III.4})$$

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (\text{III.5})$$

$$k = \mu \left(\nabla u + (\nabla u)^T \right) \quad (\text{III.6})$$

- Equation de garnissage sphérique :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-pl + K] + F + \rho g \quad (\text{III.7})$$

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (\text{III.8})$$

$$k = \mu \left(\nabla u + (\nabla u)^T \right) \quad (\text{III.9})$$

Valeurs initiales d'eau :

- Equation de garnissage sphérique :

$$p_{init} = p + p_{hydro} \quad (\text{III.10})$$

$$p_{hydro} = \rho_{ref} g \cdot (r - r_{ref}) \quad (\text{III.11})$$

Les équations d'échange de chaleur dans l'air est donnée par les expressions suivantes :

- Equation de garnissage triangulaire :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-pl + K] + F \quad (\text{III.12})$$

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (\text{III.13})$$

- Equation de garnissage sphérique :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho (u \cdot \nabla) u = \nabla \cdot [-pl + K] + F + \rho g \quad (\text{III.14})$$

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (\text{III.15})$$

L'écoulement d'eau est descendu à travers la zone de garnissage par gravité sous forme d'un film mince comme représentée à la figure III.9.

L'équation utilisée par Comsol est donnée par cette expression :

$$-n \cdot q = d_z d_f Q_f - d_z d_f \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} - d_z d_f \rho c_p u \cdot \nabla T - \nabla_t \cdot d_f q_f \quad (\text{III.16})$$

$$q_f = -d_z k \nabla T \quad (\text{III.17})$$

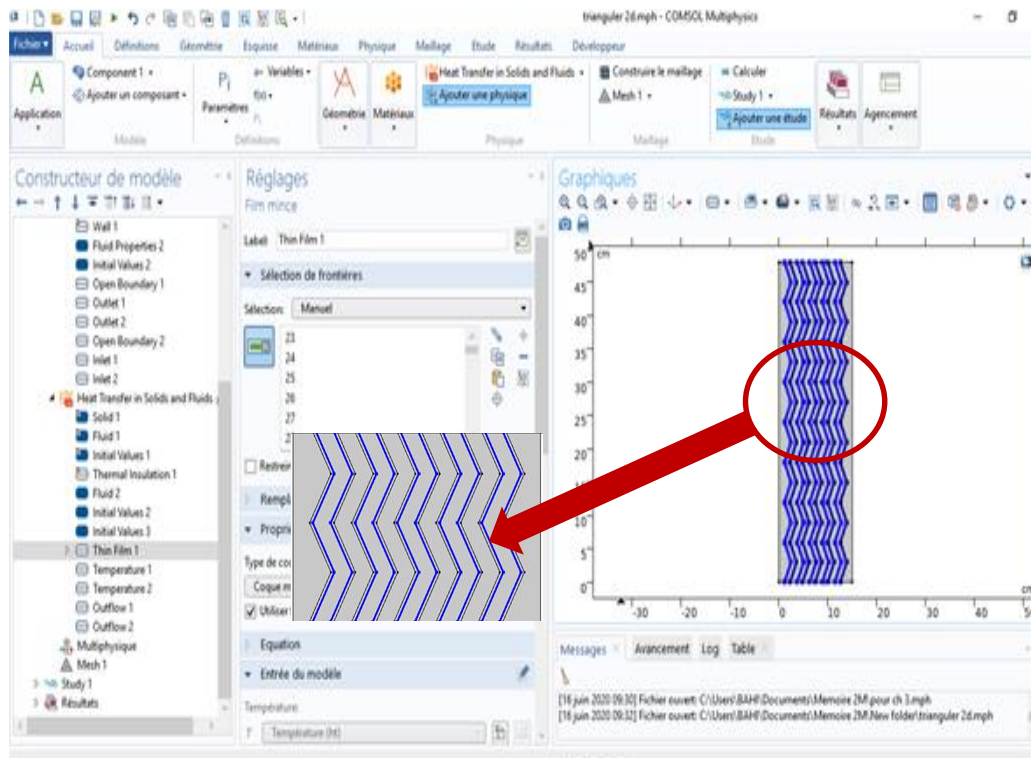


Figure III.9 : Schéma de sélection des conditions aux limites de Film d'eau mince (eau).

c)- Les conditions aux limites :

Paroi extérieure de garnissage pour les deux configurations avec :

$$u = 0 \quad (III.18)$$

Valeurs initiales d'air :

- Equation de garnissage sphérique :

$$p_{init} = p + p_{hydro} \quad (III.19)$$

$$p_{hydro} = \rho_{ref} g \cdot (r - r_{ref}) \quad (III.20)$$

Entrée d'eau :

Nous avons choisi l'entrée d'eau (haut de garnissage) et le débit massique d'entrée d'eau:
m_wi=0.045 kg/s

- Equation de garnissage triangular:

$$-\int_{\partial\Omega} \rho(u.n) d_{bc} dS = m \quad (III.21)$$

- Equation de garnissage sphérique:

$$-\int_{\partial\Omega} \rho(u.n) d_{bc} dS = m \quad (III.22)$$

Entrée d'air :

Nous avons choisi l'entrée d'air (bas de garnissage) et le débit massique d'entrée d'air:
m_ai=0.067 kg/s

- Equation de garnissage triangular:

$$u = -U_0 n \quad (III.23)$$

- Equation de garnissage sphérique :

$$-\int_{\partial\Omega} \rho(\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) d_{bc} dS = m \quad (\text{III.24})$$

Sortie d'eau :

Sortie de d'eau au niveau bas de garnissage avec pression $P_0 = 0$ Pa.

- Equation de garnissage triangular:

$$\begin{aligned} \mathbf{n}^T [-p\mathbf{I} + \mathbf{K}] \mathbf{n} &= -\hat{p}_0 \\ \hat{p}_0 &\leq p_0, \mathbf{u} \cdot \mathbf{t} = 0 \end{aligned} \quad (\text{III.25})$$

- Equation de garnissage sphérique:

$$\begin{aligned} [-p\mathbf{I} + \mathbf{K}] \mathbf{n} &= -(\hat{p}_0 + p_{hydro}) \mathbf{n} \\ \hat{p}_0 &\leq p_0, \\ p_{hydro} &= \rho_{ref} g \cdot (\mathbf{r} - \mathbf{r}_{ref}) \end{aligned} \quad (\text{III.26})$$

Sortie d'air :

Sortie de d'eau au niveau haut de garnissage avec pression $P_0 = 0$ Pa.

- Equation de garnissage triangular:

$$L_{exit} \nabla_t \cdot \left[-p\mathbf{I} + \mu \left(\nabla_t \mathbf{u} + (\nabla_t \mathbf{u})^T \right) \right] = -p_{exit} \mathbf{n} \quad (\text{III.27})$$

- Equation de garnissage sphérique:

$$\begin{aligned} [-p\mathbf{I} + \mathbf{K}] \mathbf{n} &= -(\hat{p}_0 + p_{hydro}) \mathbf{n} \\ \hat{p}_0 &\leq p_0, \\ p_{hydro} &= \rho_{ref} g \cdot (\mathbf{r} - \mathbf{r}_{ref}) \end{aligned} \quad (\text{III.28})$$

Température d'entrée d'eau :

La température d'entrée d'eau au niveau haut de garnissage avec les conditions suivant :

- Température d'entrée d'eau : $T = 322.95 \text{ K}$

Température d'entrée d'air :

La température d'entrée d'air au niveau bas de garnissage avec les conditions suivant :

- Température d'entrée d'air : $T = 291.55 \text{ K}$

d)- Maillage :

Nous avons choisi pour notre modèle de simulation sous COMSOL un maillage à élément triangulaire simple de type fine avec 1036 éléments (voir les figures III.10 et III.11). Le choix d'un maillage qui nécessite un temps de calcul réduit représente la solution optimale.

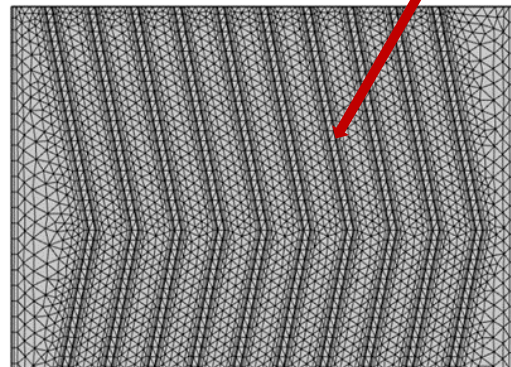
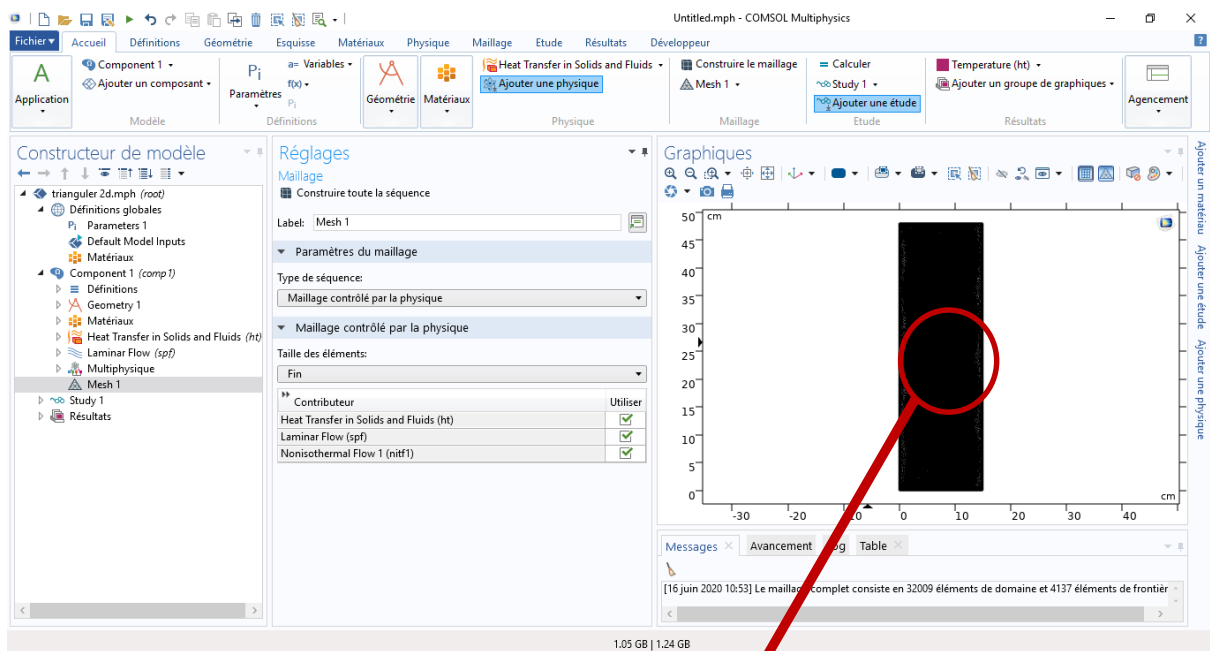


Figure III.10 : Schéma d'une partie du maillage de garnissage triangulaire.

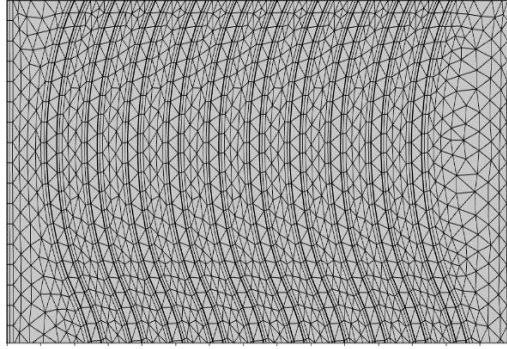


Figure III.11 : *Schéma d'une partie du maillage de garnissage sphérique.*

III.5. Conclusion

Dans ce chapitre, une présentation d'un modèle décrivant les phénomènes d'échanges de chaleur et de masse au sein d'un garnissage (triangulaire, sphérique) d'une tour de refroidissement à contre-courant. Nous avons présenté le logiciel COMSOL Multiphysics. Après la résolution numérique du modèle mathématique, avec le logiciel COMSOL Multiphysics, les résultats obtenus seront présentés et discutés dans le chapitre suivant.

CHAPITRE IV

Résultats et discussions.

IV.1. Introduction

IV.2. Discussion des résultats

IV.5. Conclusion

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous avons discuté les résultats de simulation obtenus par le programme de simulation Comsol. Le modèle choisit au chapitre précédent (chapitre III) décrit les échanges de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement à contre-courant. Les résultats obtenus sont présentés sous forme des graphes, ces résultats donnent le profil de température des deux fluides à travers la zone de garnissage (la température de l'eau, température de l'air en fonction du temps) pour les deux géométries (en zigzag et vague).

IV.2 Discussion des résultats

IV.2.1 Effet de la géométrie de garnissage triangulaire (en Zigzag) sur l'évolution de la température d'eau et de l'air :

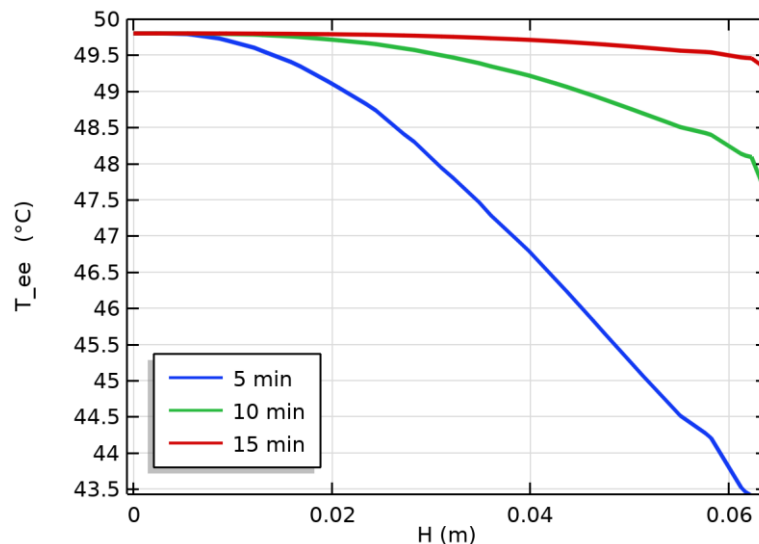


Figure IV.1 : Évolution de la température d'eau à l'entrée de garnissage (triangulaire) en fonction de la hauteur pour les trois périodes du fonctionnement de la tour (5, 10 et 15 min).

Les deux figures IV.1 et IV.2 représentent l'évolution de la température d'eau dans la zone de garnissage pour différentes périodes du fonctionnement de la tour 5, 10 et 15 minutes. À la figure IV.1, on remarque que la température d'eau à l'entrée de garnissage (triangulaire) diminue progressivement pour la première et la seconde période (5 et 10 min) du fonctionnement de la tour, et à la troisième (15 min) période elle se stabilise à 47 °C. Par exemple, pour une plage de variation de la hauteur du garnissage de [0 à 0.06 m], on constate

que la température d'eau est dégradée de 49.5 °C à 43.5 °C pour la première période, et de 49.5 °C à 47.6 °C pour la seconde période. Cette variation est expliquée par l'augmentation de la quantité de chaleur échangée avec l'air dans la zone de garnissage.

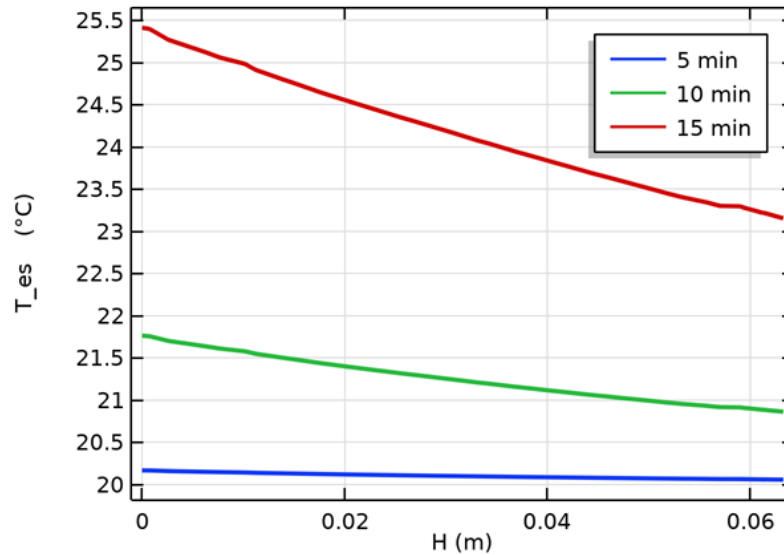


Figure IV.2 : Évolution de la température d'eau à la sortie de garnissage (triangulaire) en fonction de la hauteur, pour trois périodes du fonctionnement de la tour (5, 10 et 15 min).

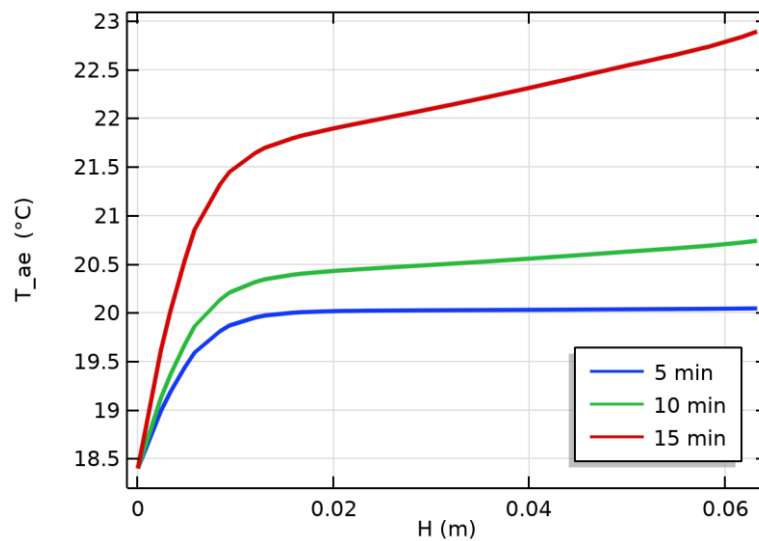


Figure IV.3 : Variation de la température d'air à l'entrée de garnissage (triangulaire) en fonction de la hauteur pour différents régimes de fonctionnement.

Sur la figure IV.2, on constate que la température d'eau à la sortie de garnissage pour les différentes périodes du fonctionnement de la tour elle dégrade d'une façon linéaire pour les trois régimes de fonctionnement, on remarque aussi que la température d'eau dans la première période est atteinte à 20°C, alors que la seconde et la troisième période sont atteintes respectivement à 21°C et 23 °C. Alors, on peut dire que l'échange de chaleur à travers la zone de garnissage est effectuée selon plusieurs facteurs (comme : les débits massiques d'eau et d'air et la conductivité de garnissage ... etc.), ces facteurs sont influencés sur le régime de fonctionnement de la tour.

La variation de la température de l'air à l'entrée de garnissage pour différents périodes du fonctionnement de la tour est illustrée à la figure IV.3. Dans cette figure, on constate que la température de l'air augmente proportionnellement avec l'augmentation de la hauteur de garnissage pour les trois périodes jusqu'à le 0,01m, et puis elle stabilisée jusqu'à la sortie, cette température elle atteint des valeurs maximales correspondant après une période du fonctionnement de 15 minutes, cette augmentation est inscrite par la saturation de l'air au niveau du garnissage.

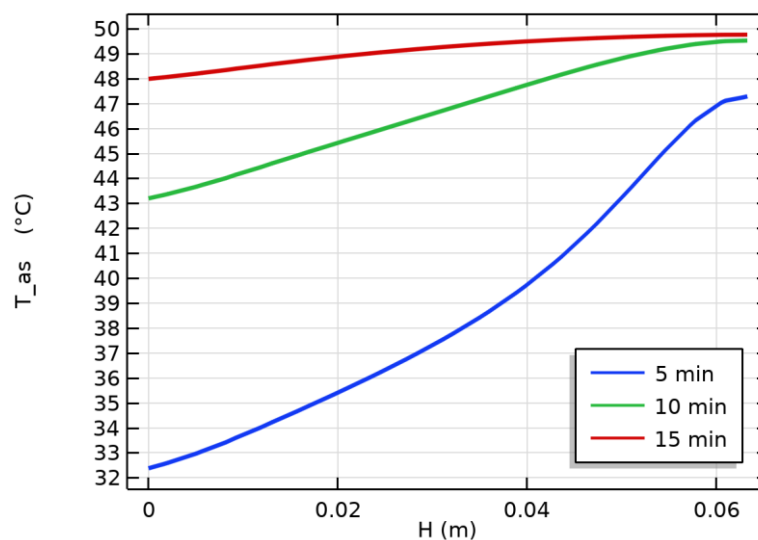


Figure IV.4 : Variation de la température d'air à la sortie du garnissage (triangulaire) en fonction de la hauteur pour différents régimes du fonctionnement de la tour.

La figure IV.4 représente la variation de la température de l'air à la sortie de garnissage pour différentes périodes du fonctionnement de la tour. Sur cette figure, on remarque que l'augmentation de la période du fonctionnement de la tour avec les mêmes conditions de

fonctionnement (débit massique d'air, débit massique d'eau, charge de refroidissement... etc.), Permet de rapprocher la température d'air à la température d'eau à l'entrée. Cette constatation est expliquée par la saturation d'air à travers la zone de garnissage.

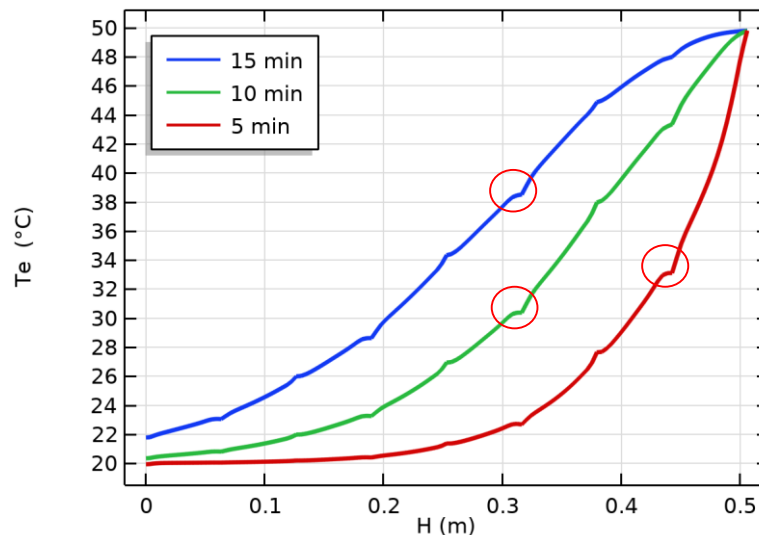


Figure IV.5 : Distribution de la température d'eau le long du garnissage (triangler) pour différents temps du fonctionnement de la tour.

Le profil de distribution de la température d'eau le long du garnissage pour les différentes périodes du fonctionnement de la tour est illustré à la figure IV.5. Dans cette figure, on observe que la température d'eau diminue progressivement du haut vers le bas du garnissage pour les trois périodes du fonctionnement de la tour, on remarque aussi que, l'augmentation de la période du fonctionnement permet d'augmenter la plage de refroidissement de la tour, et cela influence sur la température de sortie d'eau. Les points représentés dans cette figure indiquent la triangulation ; la coupure des gouttes du film d'eau à la fin de chaque étage de garnissage.

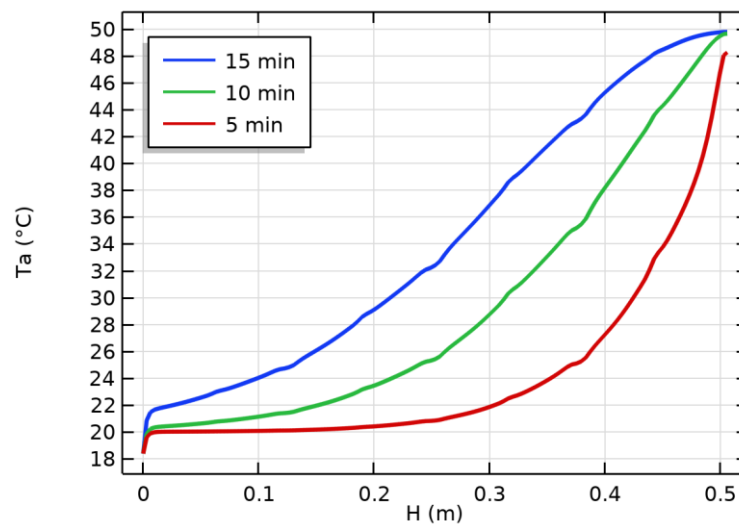


Figure IV.6 : Distribution de la température d'air le long de garnissage (triangulaire), pour différents périodes du fonctionnement de la tour.

Le profil de distribution de la température d'air le long du garnissage pour les différentes périodes du fonctionnement de la tour est illustré à la figure IV.6. On observe dans cette figure que la température d'air augmente progressivement du bas vers le haut du garnissage par l'augmentation de la période du fonctionnement de la tour. La même constatation est faite pour la figure précédente.

IV.2.2 Effet de la géométrie de garnissage sphérique (en vague) sur l'évolution de la température d'eau et de l'air :

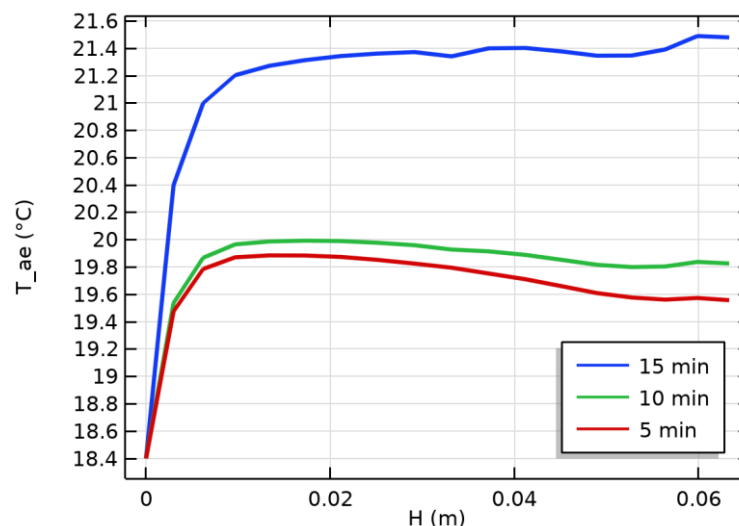


Figure IV.7 : Variation de la température d'air à l'entrée de garnissage (sphérique) en fonction de la hauteur pour différents périodes du fonctionnement de la tour.

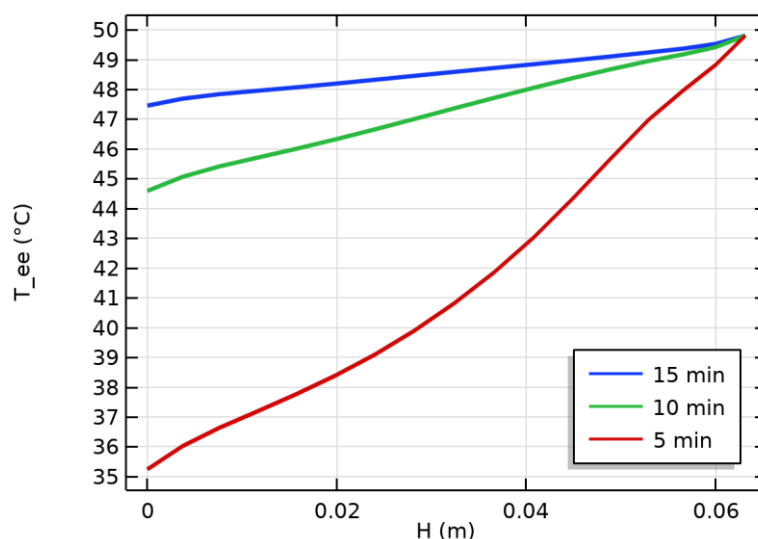


Figure IV.8 : Variation de la température d'eau à l'entrée de garnissage (sphérique) en fonction de la hauteur pour différentes périodes du fonctionnement de la tour.

Les figures IV.7 et IV.8 représentent la variation des températures d'eau et d'air à l'entrée de garnissage (sphérique), pour différentes périodes du fonctionnement de la tour, (5, 10 et 15 minutes). Dans la figure IV.7, on remarque que la température d'air à l'entrée dans la plus courte durée augmente du bas vers le haut de garnissage jusqu'à 0,01 m, et puis elle stabilisée et diminuée lentement jusqu'à la sortie. La même constatation est faite pour les autres durées de fonctionnement. Plus la durée du fonctionnement est élargie, plus la température d'air du bas vers le haut elle augmente, puis lentement diminué et stabilisée avec le régime du fonctionnement de la tour. Cette variation est interprétée par l'échange de chaleur et de masse entre les deux fluides au sein du garnissage.

La variation de la température d'eau du haut vers le bas du garnissage est illustrée à la figure IV.8, sur cette figure, ont observé que la température de l'eau diminuée progressivement pour les trois périodes du fonctionnement. On remarque aussi que la plus haute dégradation de la température est obtenue par la plus courte durée du fonctionnement, cela est expliqué par le régime du fonctionnement de la tour et la force de gravité de l'eau au sein du garnissage.

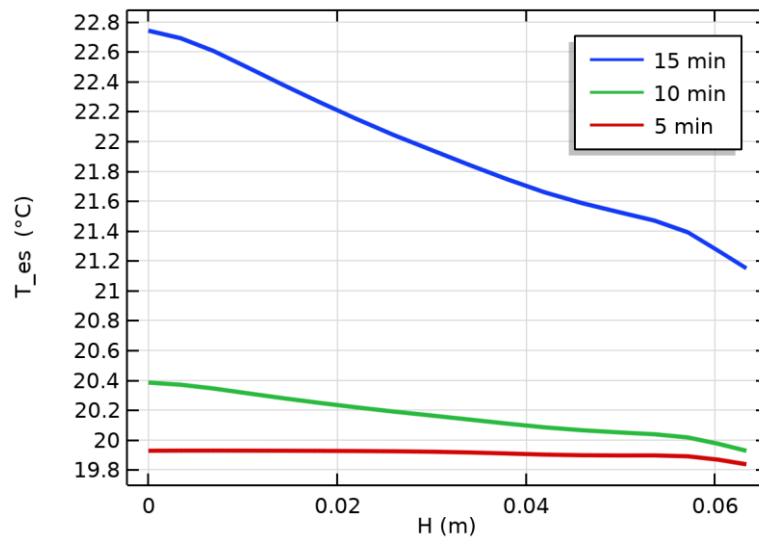


Figure IV.9 : Variation de la température d'eau à la sortie de garnissage (sphérique) en fonction de la hauteur pour différentes périodes du fonctionnement de la tour.

Sur la figure IV.9, pour une plage de variation de la hauteur de $[0 - 0,06 \text{ m}]$, on remarque que la variation de la température de l'eau est assez faible pour le plus court durée du fonctionnement. La température de l'eau à la sortie diminue de façon linéaire avec l'augmentation de la hauteur. Alors, on peut dire que la quantité d'eau évaporée est liée directement à la puissance thermique dissipée, et cela influe directement sur le régime de fonctionnement de la tour et celle à la température d'eau à la sortie du garnissage.

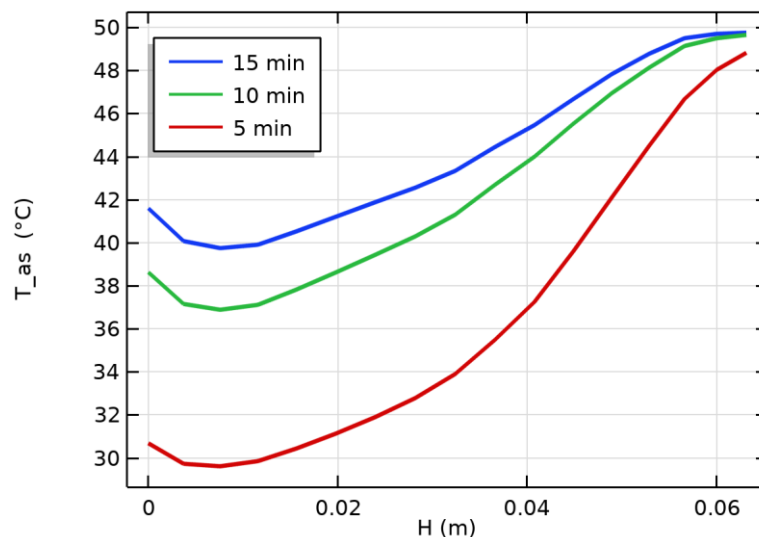


Figure IV.10 : Variation de la température d'air à la sortie de garnissage (sphérique) en fonction de la hauteur pour différentes périodes du fonctionnement de la tour.

La figure IV.10 présente la variation de la température d'air à la sortie du garnissage en fonction de la hauteur pour différents périodes du fonctionnement de la tour. D'après cette figure, on constate que la variation de la température de l'air est assez faible pour le plus long régime du fonctionnement, et on remarque aussi que la température d'air du bas vers le haut du garnissage variée d'une façon sinusoïdale pour les trois périodes du fonctionnement. Cela est principalement dû à la forme du garnissage sphérique, et à la continuité du film d'eau par gravité à contre-courant.

Les figures IV.11 et IV.12, montrent la distribution des températures de l'eau et de l'air le long du garnissage, pour différents régimes du fonctionnement de la tour. Lorsque les débits massiques d'eau et d'air sont constants de 0,045 [kg/s], 0,067 [kg/s] respectivement, on remarque que, la température de l'eau à la sortie du garnissage diminue progressivement du haut vers le bas du garnissage, celle-là est augmenté avec l'augmentation de la période du fonctionnement de la tour. La même constatations est faite pour l'air du bas vers le haut du garnissage. Alors sur ces deux figures ont observé que, le profil de distribution de la température de l'eau et de l'air crée des ondes sinusoïdales dans les trois périodes, cela est dû à la géométrie de garnissage et avec le régime d'écoulement de l'air.

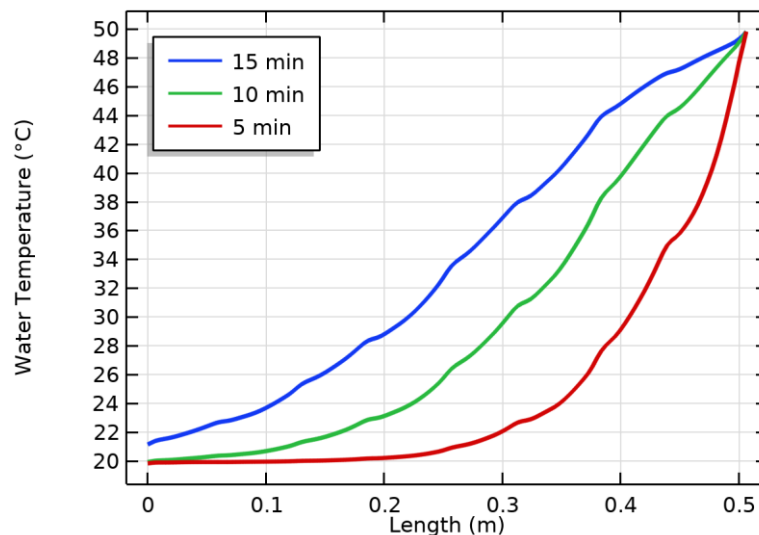


Figure IV.11 : Distribution de la température d'eau le long du garnissage (sphérique) pour différentes périodes du fonctionnement de la tour.

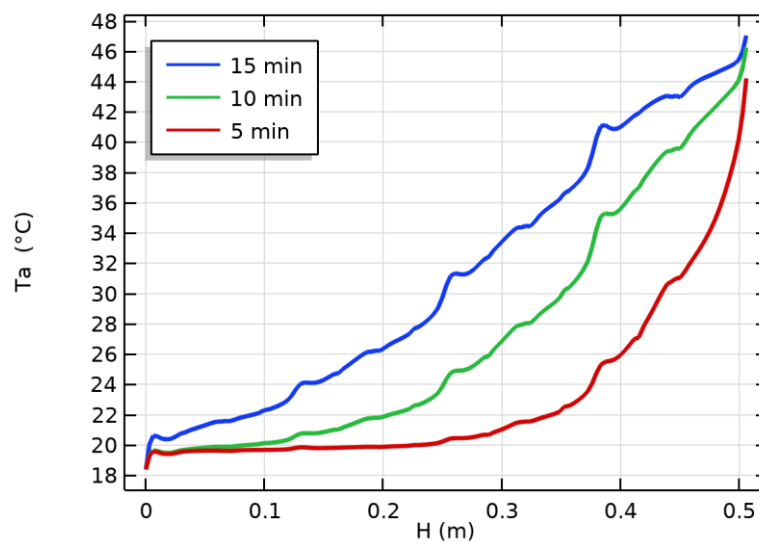


Figure IV.12 : Distribution de la température d'air le long du garnissage (sphérique) pour différentes périodes du fonctionnement de la tour.

IV.2.3 Contour de distribution de la température au sein du garnissage, pour différentes périodes du fonctionnement de la tour :

Les figures IV.13, IV.14 et IV.15 montrent le contour de distribution de la température dans la zone de garnissage pour différentes périodes du fonctionnement de la tour. Les courbes (b et d) représentent un grossissement des contours de température dans la partie supérieure du garnissage. Les régions de couleur rouge foncé indiquent des températures plus élevées, et les régions de couleur bleu clair indiquent les basses températures. Le jaune et le vert indiquent des températures intermédiaires. Ainsi que le bleu foncé représente des températures très basses. En conséquence, la température la plus élevée a été atteinte au niveau de haute partie du garnissage (à l'entrée d'eau), tandis que les basses températures sont atteintes au fond du garnissage (à l'entrée d'air). Alors, dans le domaine d'écoulement d'eau lorsque la période du fonctionnement est de 5 minutes, nous remarquons que la couleur rouge dans la région de $[0,48(m)-0,42(m)]$, et la couleur bleu dans la région de $[0,32(m)-0,2(m)]$, cela est indiqué le régime de démarrage de refroidissement d'eau et le début de processus d'évaporation d'eau au sein du garnissage.

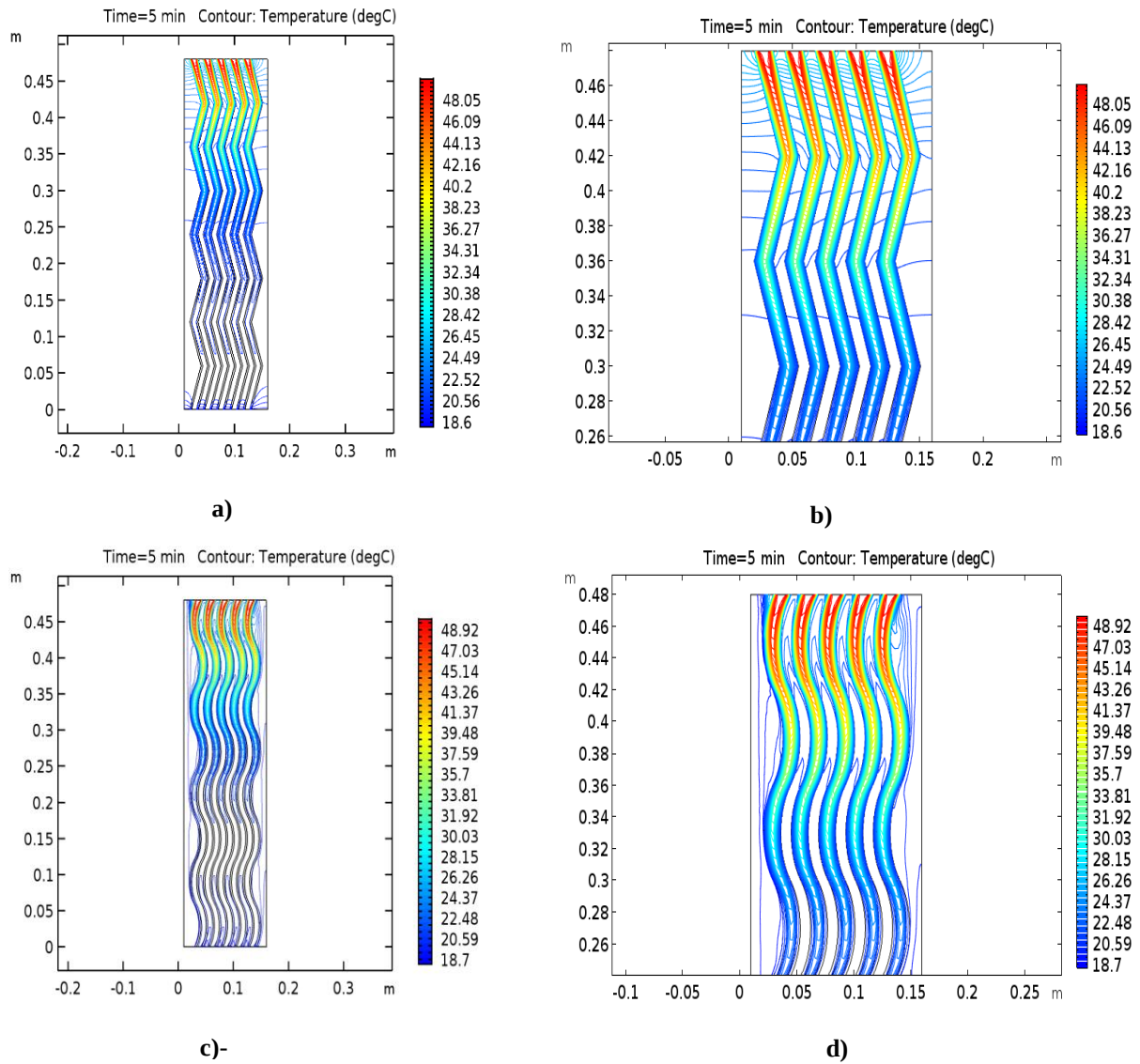


Figure IV.13 : Contour de distribution de la température dans la zone du garnissage pour une période de fonctionnement de 5 minutes. a,b)- Garnissage en Zigzag (triangulaire) et c,d)- Garnissage en Vague (sphérique).

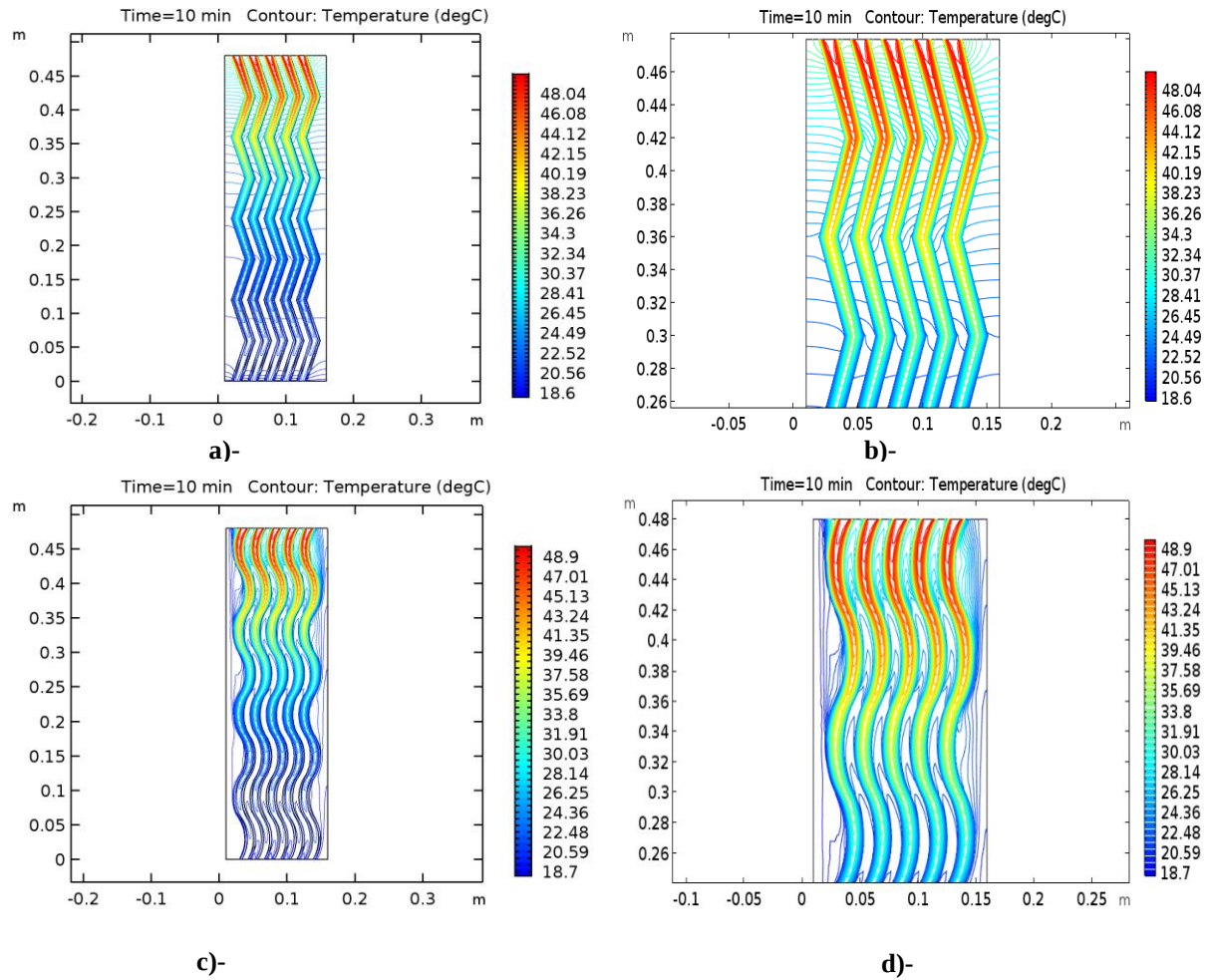


Figure IV.14 : Contour de distribution de la température dans la zone du garnissage pour une période du fonctionnement de 10 minutes. a,b)- Garnissage en Zigzag (triangulaire) et c,d)- Garnissage en Vague (sphérique).

Lorsque la période du fonctionnement est 10 minutes, nous remarquons aussi que la couleur rouge (les températures élevées d'eau) dans la région du garnissage est représentée à la hauteur de $[0,48(\text{m})-0,36(\text{m})]$, et la couleur bleu (les basses températures d'eau) dans la région de $[0,30(\text{m})-0,15(\text{m})]$, Cela indique que la durée de l'échange de chaleur entre l'eau et l'air n'était pas suffisante.

Ainsi, nous observons que, après une période du fonctionnement de 15 minutes, la couleur rouge (représenté la haute température d'eau) dans la région du garnissage à la hauteur de $[0,48(\text{m})-0,30(\text{m})]$ et la couleur bleu (représenté la basse température d'eau) dans la région à la hauteur de $[0,23(\text{m})-0,00(\text{m})]$, Cela indiquent que la durée de l'échange de chaleur et de masse entre les deux fluides est influencée sur le régime du fonctionnement et la plage de

refroidissement de la tour. En effet, on peut dire que le régime du fonctionnement d'une tour de refroidissement à contre-courant est stabilisé par la température de saturation de l'air à travers la zone du garnissage.

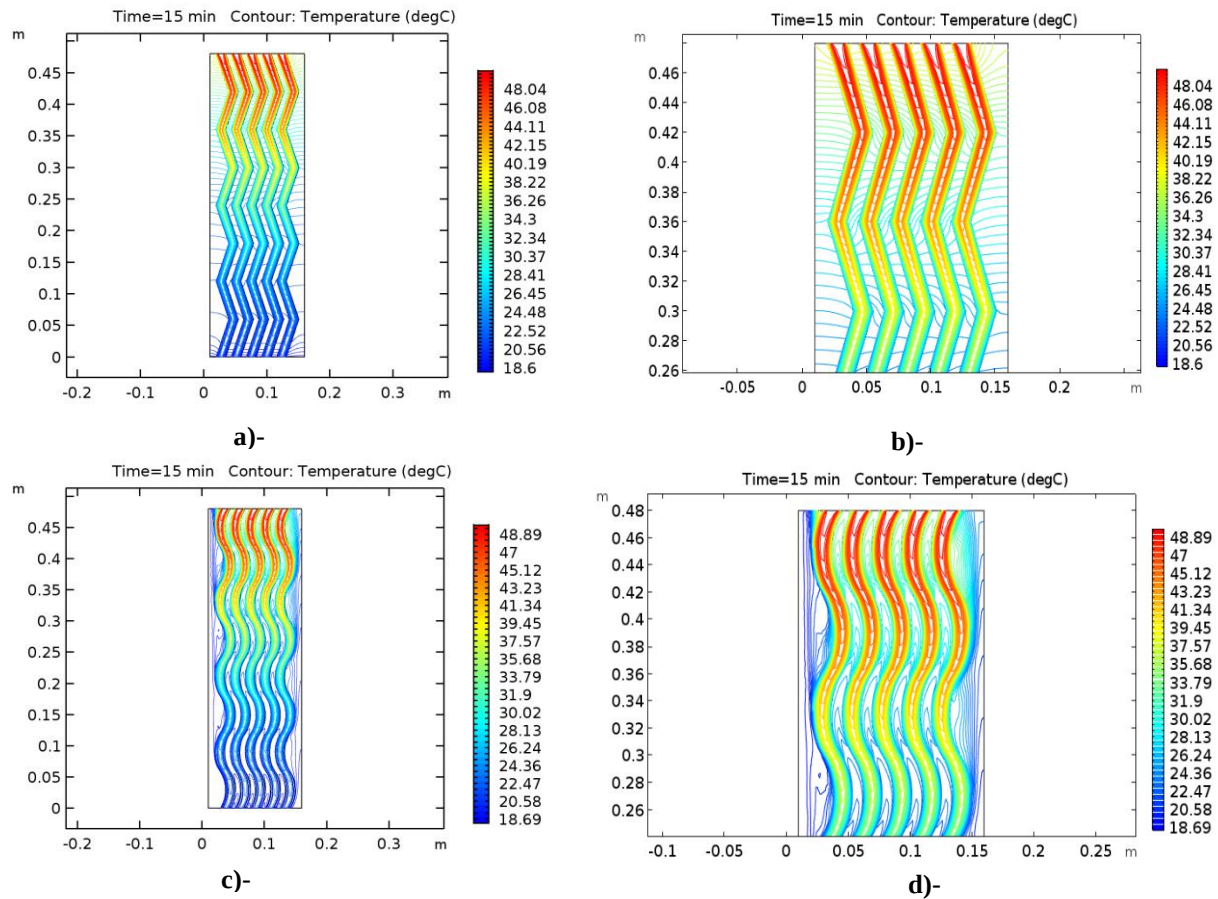


Figure IV.15 : Contour de distribution de la température dans la zone du garnissage pour une période du fonctionnement de 15 minutes. a,b)- Garnissage en Zigzag (triangulaire) et c,d)- Garnissage en Vague (sphérique).

IV.2.4 Comparaison des résultats de simulation entre les deux types de garnissage

La comparaison de la température d'eau évolue à la sortie de garnissage entre les deux types de géométrie (sphérique et triangulaire) est illustrée à la figure IV.16. Dans les différentes durées du fonctionnement, et pour un débit massique constant d'eau à l'entrée de 0,045 kg/s, la différence de température obtenue entre les deux types de garnissage varient de 1.95 °C à 2.7 °C. A partir cette figure, On remarque que, plus la période du fonctionnement est longue, plus la différence de la température est grande. Dans ce cas nous avons conclu que le garnissage sphérique était le meilleur que la triangulaire.

Dans la figure IV.17 on remarque que la différence de la température de l'eau le long du garnissage entre les deux types de géométries presque varie entre 0.8 °C et 1.1 °C. Cependant, si nous avons choisi la période du fonctionnement le plus long, car le temps de rétention donne des résultats plus efficaces, l'écart des températures d'eau le long du garnissage (hauteur) de: 0 m, 0.1 m, 0.2 m, 0.3 m et 0.4 m respectivement sont : 0.8 °C, 1 °C, 1 °C, 0.9 °C et 1.1 °C.

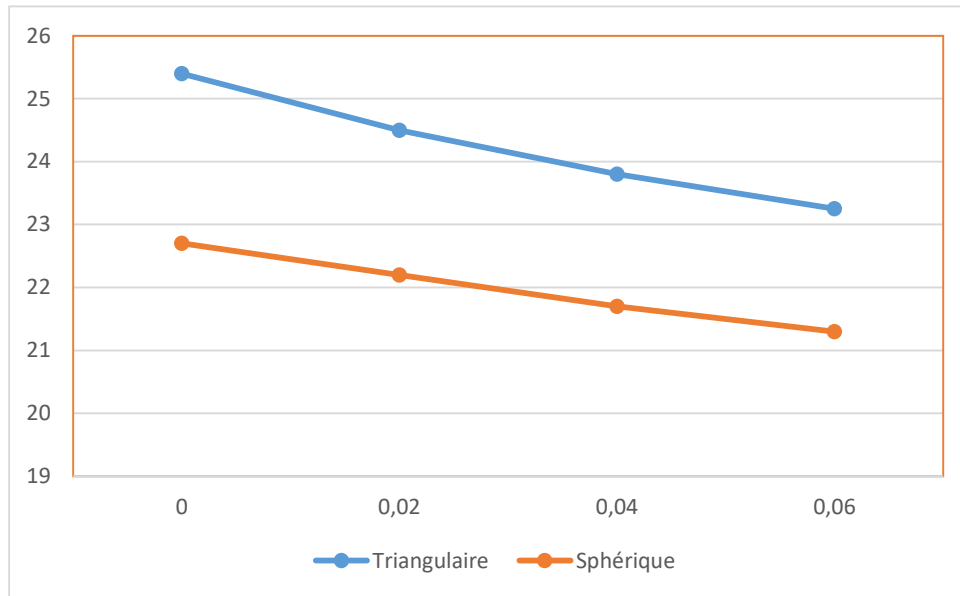


Figure IV.16 : Comparaison entre les températures de l'eau à la sortie de garnissage sphérique et triangulaire, pour une période du fonctionnement de 15min.

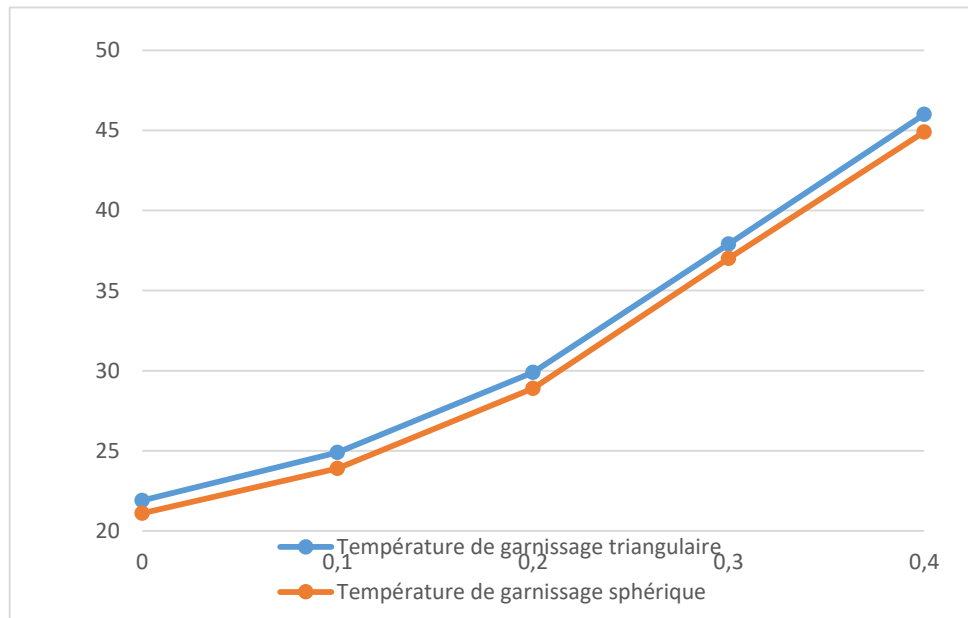


Figure IV.17 : Comparaison entre les températures de l'eau le long du garnissage triangulaire et sphérique, pour une période du fonctionnement de 15min.

Les résultats obtenus par cette figure montrent que la distribution de la température augmentée d'une façon uniforme de haut vers le bas du garnissage, cette observation est clairement représentée par la géométrie du garnissage sphérique, car le film de la pulvérisation d'eau est continu, c'est pour cela on peut dire que ce type de garnissage est le meilleur que celle triangulaire.

IV.3 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté principalement les résultats de l'étude numérique de la simulation de la zone du garnissage d'une tour de refroidissement humide à contre-courant. Les résultats obtenus montrent que la performance thermique d'une tour à contre-courant, augmente avec l'augmentation de la période du fonctionnement de la tour (régime du fonctionnement), un meilleur transfert de chaleur a été obtenu dans le garnissage sphérique par rapport le garnissage triangulaire. Cela est dû à la forme du garnissage, à la zone de contact et au temps de rétention d'eau et d'air dans le garnissage.

CONCLUSION GENERALE

Le travail présenté dans ce mémoire c'est une simulation numérique de la zone d'échange de chaleur et de masse d'une tour de refroidissement humide à contre-courant. Cette tour est fonctionnée dans un environnement à des conditions climatiques stables, utilisée pour refroidir un débit massique d'eau de $0,045 \text{ (kg / s)}$ avec une température $322.95 \text{ }^\circ\text{K}$ (49.8°C), par un courant d'air de refroidissement ayant une température 291.55 K (18.4°C) et un débit massique de $0,067 \text{ (kg / s)}$.

Dans cette étude, une simulation CFD par Logiciel Software Comsol-Multiphysics a été présentée. Deux géométries de garnissage ont été utilisées « Sphérique et triangulaire ». Les données de modèle numérique développée par ce logiciel basé sur les données expérimentales et sur les caractéristiques d'une tour de refroidissement miniaturisée disponible au laboratoire.

L'objectif principal de cette approche numérique, c'est l'étude de l'influence des paramètres (notamment : la température des deux fluides à travers la zone de garnissage (de l'eau et l'air) pour les deux géométries (en zigzag et vague) pour différentes périodes de fonctionnement de la tour), sur les performances thermiques de la tour tels que : la plage de refroidissement et la capacité de refroidissement.

Les principaux résultats obtenus lors de développement de cette approche numérique se résument aux points suivants :

- ❖ La température d'eau à l'entrée de garnissage diminue progressivement par l'augmentation de la période du fonctionnement de la tour.
- ❖ Avec les mêmes conditions opératoires (débit massique d'air, débit massique d'eau, charge de refroidissement... etc.), l'augmentation de la période du fonctionnement de la tour, permet de rapprocher la température d'air à la température d'eau à l'entrée.
- ❖ L'augmentation de la période du fonctionnement d'une tour de refroidissement permet d'augmenter la plage de refroidissement, et cela influencé sur la température de sortie d'eau.
- ❖ La température de l'eau à la sortie diminue avec l'augmentation de la hauteur du garnissage. C'est-à-dire, le meilleur échange de chaleur est obtenu par le plus haut garnissage. Ainsi que la période du fonctionnement le plus long donne la meilleure efficacité de la tour (le temps de rétention plus long).

- ❖ La distribution de la température augmentée d'une façon uniforme de haut vers le bas du garnissage, cette observation est clairement représentée par la géométrie du garnissage sphérique, car le film de la pulvérisation d'eau est continu, dans ce cas nous avons conclu que l'utilisation de garnissage sphérique était le meilleur que celle triangulaire.

Par ailleurs, nous dirons que beaucoup de travaux restent à effectuer pour la compréhension des phénomènes d'échanges de chaleur et de masse ainsi que pour l'amélioration des performances de garnissage.

En fin, nous proposons quelques recommandations pour la suite de ce travail :

- L'étude des matériaux de surface d'échange (garnissage) sur les performances de la tour.
- l'étude d'autres formes de garnissage.
- L'étude de l'impact des différents débits pour l'eau et l'air.
- Etendre le temps de rétention d'eau et d'air dans le garnissage.

Références bibliographiques

- [1] W.M. Simpson, T.K. Sherwood. Performance of small mechanical draft cooling towers. American Society of Refrigerating Engineering 52(1946) 535-543.
- [2] S.V. Bedekar, P. Nithiarasu, K.N. Seetharamu. Experimental investigation of the performance of a counter flow packed bed mechanical cooling tower. Energy 2(1988) 943-947.
- [3] M.Lemouari, M. Boumaza, I.M. Mujtaba. Thermal performances investigation of a wet cooling tower. Applied Thermal Engineering 27(2007) 902-909.
- [4] M. Poppe, Berechnung von rückkühlwerken, VDI-Wärmeatlas 111 (1991) 1–15.
- [5] Kranc SC. Performance of counterflow cooling towers with structured packings and maldistributed water flow. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications 23(1993) 115-127.
- [6] H. EL-Dessouky, “Thermal and hydraulic performance of a three phase fluidized bed cooling tower”, Exp. Therm. Fluid Sci., 6 (1993) 417–426.
- [7] D.T Huang. CH.Q. Du. Numerical optimization on arrangement of the filling material and spraying water in cooling tower. Chinese Journal of Applied Mechanics 17 (2000) 102-110 (in Chinese).
- [8] Goshayshi HR, Missenden JF. The investigation of cooling tower packing in various arrangements. Appl Therm Eng. 20(2000) 69-80.
- [9] N. Milosabljevic, P. Heikkilä. A comprehensive approach to cooling tower design. Applied Thermal Engineering 21(2001) 899-915.
- [10] A.S. Jose. The use of thermo-fluid dynamic efficiency in cooling towers. Heat Transfer Engineering 23(2002) 22-30.
- [11] J.C. Kloppers, D.G. Kröger. Loss coefficient correlation for wet cooling tower fills. Applied Thermal Engineering 23(2003) 2201-2211.
- [12] J.C. Kloppers. A critical evaluation and refinement of the performance prediction of wet-cooling towers [D]. Stellenbosch: University of Stellenbosch, 2003.
- [13] J.C. Kloppers, D.G. Kröger. A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow Wet cooling towers, International Journal of Heat Mass Transfer 48(2005) 765-777.
- [14] S.J. Hu, Y.L. Chen, T.X. Liu. Experimental investigation of thermodynamic and resistance performance about different heights PVC transfer packing in counter-flow cooling tower. Jilin Electric Power 8 (2003) 9-11.(in Chinese)

- [15] S.J. Hu, Y.L. Chen, T.X. Liu. Test of thermal resistance performance of water drenching fillers with different height. *Industrial water & wastewater*. 36 (2005) 76-78. (in Chinese)
- [16] Khan JUR, Qureshi BA, Zubair SM. A comprehensive design and performance evaluation study of counter flow wet cooling towers. *Int J Refrig* 27(2004) 914-923.
- [17] P. Naphon, “Study on the heat transfer characteristics of an evaporative cooling tower”, *Int. Comm. Heat Mass Transf.*, 32 (2005) 1066–1074.
- [18] B.A. Qureshi, S.M. Zubair. A complete model of wet cooling towers with fouling in fills. *Applied Thermal Engineering* 26(2006) 1982-1989.
- [19] E. Elsarrag, “Experimental study and predictions of an inclined draft ceramic tile packing cooling tower”, *Energ. Convers. Manage.*, 47 (2006) 2034–2043.
- [20] T.Muangnoi, W.Asvapoositkul, S. Wongwises. An exergy analysis on the performance of a counter-flow wet cooling tower. *Applied Thermal Engineering* 27(2007) 910-917.
- [21] Farhad Gharagheizi, Reza Hayati, Shohreh Fatemi. Experimental study on the performance of mechanical cooling tower with two types of film packing. *Energy Conversion and Management* 48(2007) 277-280.
- [22] M.Lemouari, M. Boumaza, I.M. Mujtaba. Thermal performances investigation of a wet cooling tower. *Applied Thermal Engineering* 27(2007) 902-909.
- [23] M. Lemouari, M. Boumaza. Experimental investigation of the performance characteristics of a counterflow wet cooling tower. *International Journal of Thermal Sciences* 49(2010) 2049-2056.
- [24] N. Williamson, M. Behnia, S. W. Armfield. Thermal optimization of a natural draft wet cooling tower. *International Journal of Energy Research* 32(2008) 1349-1361.
- [25] A. Klimanek, R.A. Bialecki. Solution of heat and mass transfer in counterflow wet-cooling tower fills. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36 (2009) 547-553.
- [26] R. Ramkrishnan, R. Arumugam, Experimental study of cooling tower performance using ceramic tile packing. *Processing and Application of Ceramics* 7 (2013) 21–27.
- [27] A.M. Lavasani, Z.N. Baboli, M.Zamanizadeh, M. Zareh. Experimental study on the thermal performance of mechanical cooling tower with rotational splash type packing. *Energy Conversion and Management* 87(2014), 530-538.
- [28] Shahali P, Rahmati M, Alavi SR, Sedaghat A. Experimental study on improving operating conditions of wet cooling towers using various rib numbers of packing. *Int J Refrig* (2016) 80-91.
- [29] Gao M, Zhang L, Wang N, Shi Y, Sun F. Influence of non-uniform layout fillings on thermal performance for wet cooling tower. *Appl Therm Eng.* 93(2016) 549-555.
- [30] Singh K, Das R. An experimental and multi-objective optimization study of a forced draft cooling tower with different fills. *Energy Convers Manage* 111 (2016) 417-430.

- [31] Singh K, Das R. Simultaneous optimization of performance parameters and energy consumption in induced draft cooling towers. *Chem Eng Res Des* 123(2017) 1-13.
- [32] Zhou Y, Zhu X, Ding X. Theoretical Investigation on Thermal Performance of New Structure Closed Wet Cooling Tower. *Heat Transf Eng* 39(2018) 460-472.
- [33] Q.J. Kong, et al. Experimental study on the heat and mass transfer characteristics of a counter-flow wet cooling tower with foam ceramic packing. *Thermophysics and Aeromechanics* 26(2019) 267 -279.
- [34] Raj G, Chandra P, Pathak PK. Comparative analysis of two different types of fills used in wet cooling tower for higher-scale water with conventional film type fill. *Heat Transfer—Asian Res.* 2019 1–16.
- [35] N MENECEUR, Etude expérimentale et modélisation des échanges de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement atmosphérique, Université du 20 Août 55 Skikda, 2018.
- [36] Purposes and Types of Fill COOLING TOWER HEAT TRANSFER (CTII-02A), 2016, USA.
- [37] R. Lazzarin, *La 27e Note d'information de l'IIF donne un état de l'art du refroidissement évaporatif*. 04/02/2015.
- [38] O. Amer, R. Boukhanouf, et H. Ibrahim A Review of Evaporative Cooling Technologies, Nottingham Conferences Proceeding, 2014.
- [39] J. R. Camargoand et E. Godoy Jr, An Evaporative and Desiccant Cooling System for Air Conditioning in Humid Climates, Universidade de Taubaté - UNITAU Vol. 27, No. 3 / 243, 2005.
- [40] connaissances pratiques en climatisation. <https://fr.trotec.com/produits-et-services/machines-homecomfort/la-climatisation/connaissances-pratiques-en-climatisation/> .
- [41] T. Pistochini, and M. Modera, “Water-use efficiency for alternative cooling technologies in arid climates”, *Energy and Buildings*, vol. 43, pp. 631-638, 2011.
- [42] D. Kolokotsa, M. Santamouris, A. Synnefa, and T. Karlessi, “Passive solar Architecture,” *Comprehensive Renewable Energy*, vol. 3, pp. 637-665, 2012.
- [43] Z. Duan, et al., “Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 6823-6850, 2012.
- [44] V. Maisotsenko, L. E. Gillan, T. L. Heaton, and A. D. Gillan, “Method and plate apparatus for dew point evaporative cooler,” U.S. Patent US6581402 B2, Jun 24, 2003.
- [45] Raj G, Chandra P, Pathak PK. Comparative analysis of two different types of fills used in wet cooling tower for higher-scale water with conventional film type fill. *Heat Transfer—Asian Res.* 2019 1–16.
- [46] Hantz, D., Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires. Guide technique du CETIAT, 2005: p. 56.

- [47] I. Tayeb, A. Silia, étude numérique d'une tour de refroidissement humide à contre-courant, Université A. Mira de Bejaia, Algérie, 2016-2017.
- [48] Khalfouni, L., Etude paramétrique d'une tour de refroidissement d'eau, Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou, 2012.
- [49] EVAPCO Inc, Tours de Refroidissement à Contre-courant, USA.
- [50] *tours de refroidissement à circuit ouvert, fermé ou hybride*. Almeco <https://almeco.eu/fr/blog/tours-de-refroidissement-%C3%A0-circuit-ouvert-ferm%C3%A9-ou-hybride>.
- [51] R VAN PRUISSEN. Evaporative Cooling. May 2010.
- [52] Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires : André LALLEMAND : Journées internationales de Thermique, Albi, 28 -30 août 2007.