

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

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

**Etude numérique des performances thermiques d'un
aéroréfrigérant sec**

Présenté par :

ACHOUR Lamine

REZZAG LEBZA Abderrahmane

GHEMAM-NOUAS Talha

Suivi par :

Dr. MENECEUR Noureddine

2018-2019

Remerciements

Nous remercions le Dieu qui nous donne la santé afin de terminer ce modeste travail

Nous tenons avant tout à exprimer notre reconnaissance à monsieur le docteur Noureddine MENECEUR pour avoir accepté de nous encadrer dans ce mémoire et Qui a consacré le plus clair de son temps à nous.

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.

A tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin

Dédicaces

*A mes parents ma mère et mon père
A ma femme et ma petite fille SIDRA
A mon frère & mes sœurs
A toute ma grande famille
A mes amis*

REZZAG LEBZA Abderrahmane

*A ma mère et mon père
A ma femme et mes enfants
A mes frères & mes sœurs
A toute la famille
A mes amis*

ACHOUR Med lamine

*À l'esprit de ma précieuse mère
A mon père
A ma femme et ma fille KHOULOUDE
A mes frères & mes sœurs
A toute la famille
A mes amis*

GEMMAM NOUAS Talha

Table des matières

Remerciements	I
Dédicaces	II
Liste des figures	V
Liste des tableaux	VI
Nomenclature	VII
Résumé	VIII
Introduction générale	1
Chapitre I :Etude Bibliographique	
I.1 Introduction.....	4
I.2Bref historique sur les aéro-réfrigérantes.....	4
I.3Secteur d'application.....	16
I.4Conclusion.....	17
Chapitre II :Généralités sur les techniques de refroidissement	
II.1Introduction.....	19
II.2Description générale.....	19
II.3Les différents types des tours de refroidissement.....	20
II.3.1 Tour de refroidissement à circuit ouvert.....	20
II.3.2 Tour de refroidissement à circuit fermé.....	21
II.3.3 Tour à condenseurs évaporatifs	22
II.3.4 Tour de refroidissement à circuit ouvert hybride.....	23
II.4Descriptions des composants des aéro-réfrigérants.....	25
II.4.1 Le corps d'échange ou packing	26
II.4.2 Le pare-gouttelettes.....	27
II.4.3 Les rampes de dispersion (rampes de pulvérisation)	27
II.4.4 Le bassin de rétention	28
II.4.5 Les ventilateurs.....	29
II.4.6 L'échangeur intermédiaire	29
II.4.7 La pompe de circulation additionnelle	29
II.5Les modes de transfert.....	30
II.5.1 Conduction	30
II.5.2 Convection	31
II.6Conclusion.....	32

Chapitre III :Modèle mathématique de l'aéro-réfrigérante

III.1 Introduction	34
III.2 Description générale	34
III.3 Bilan thermique	35
III.3.1 modèle physique local d'échange de chaleur et de masse.....	35
III.3.2 Détermination des caractéristiques de l'aéro-réfrigérant.....	36
III.3.3 Détermination des performances maximales de l'aéro-réfrigérant	38
III.3.4 Détermination du fonctionnement de l'aéro-réfrigérant.....	38
III.4 Caractéristique de la tour aéro-réfrigérante utilisé	43
III.5 Exemple de fonctionnement	44
III.6 Conclusion	45

Chapitre IV :Résultats et discussion

IV.1 Introduction	47
IV.2 Discussion des résultats	47
IV.2.1 Influence du rapport des débits (eau/air).....	47
IV.2.2 Influence du débit d'eau.....	49
IV.2.3 Influence de la température d'eau.....	51
IV.2.4 Influence de la température d'air.....	52
IV.2.5 Influence de la température d'eau sur les coefficients d'échange thermique	52
IV.3 Conclusion	54
Conclusion Générale	55
Références bibliographiques	57

Liste des figures

Fig1	Schéma d'un système de refroidissement sec.	1
Fig. II.1	Schéma d'une tour de refroidissement ouvert	20
Fig. II.2	Schéma d'une tour de refroidissement à circuit fermé	21
Fig.II.3	Schéma d'une tour fermée à grands débits d'eau de pulvérisation	22
Fig.II.4	Schéma d'une tour liée à condenseur évaporatif	22
Fig.II.5	Tour hybride ouvert	23
Fig.II.6	un tour de refroidissement hybride ouvert	24
Fig.II.7	les principaux composants d'un tour de refroidissement	25
Fig.II.8	Corps d'échange avec Canaux verticaux	26
Fig.II.9	Corps d'échange de type gouttes	26
Fig.II.10	Exemples de pare-gouttelettes	27
Fig.II.11	Système de dispersion du fluide à refroidir	28
Fig.II.12	Exemples de bassin de rétention avec point de vidange	28
Fig.II-13	ventilateurs centrifuge et axial	29
Fig.II.14	Exemple d'un échangeur tubulaire intégré dans un tour de refroidissement fermé	30
Fig.II.15	transfert de chaleur par conduction	31
Fig.III.1	schéma d'un aéro – réfrigérant sec	35
Fig. III.2	représentation schématique de l'échange thermique	35
Fig. III.3	Organigramme de programme du modèle	40
Fig. IV.1	Evolution de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du rapport des débits	47
Fig.IV.2	Evolution de l'efficacité en fonction du rapport des débits, pour différents débits massiques d'eau à l'entrée ($\dot{m}_e = 3 \text{ et } 5 \text{ kg / s}$), avec une température d'eau à l'entrée $T_{ee} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$	48
Fig. IV.3	Evolution de l'efficacité en fonction du rapport des débits pour différentes températures de l'eau à l'entrée	49
Fig. IV.4	Evolution de l'efficacité en fonction du débit d'eau pour différentes valeurs du débit d'air à l'entrée	50
Fig.IV.5	Evolution de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du débit d'eau, pour différentes valeurs du débit d'air à l'entrée	51
Fig.IV.6	Evolution l'efficacité thermique de la tour en fonction de la température d'eau à l'entrée	51
Fig.IV.7	Evolution de l'efficacité thermique de la tour en fonction de la température d'air à l'entrée	52
Fig.IV.8	Evolution des coefficients d'échange de chaleur sur la température d'eau à l'entrée de l'aéro-réfrigérant	53

Liste des tableaux

TAB. III.1	Caractéristique de la tour aéro-réfrigérante utilisé	43
TAB. III.2	Le NUT dans le cas où $V_a = 3.7(kg / s)$	44
TAB. III.3	Le NUT dans le cas où $V_a = 2.7(kg / s)$	44
TAB. III.4	L'efficacité en fonction de la température d'air $T_{ae} (^{\circ}C)$, $\dot{m}_e = 3(kg / s)$	44
TAB. III.5	L'efficacité en fonction de la température d'air $T_{ae} (^{\circ}C)$, $\dot{m}_e = 5(kg / s)$	44
TAB. III.6	L'efficacité en fonction de la température d'air $T_{ae} (^{\circ}C)$, $\dot{m}_e = 7(kg / s)$	45

Nomenclature

Symboles	Signification	Unités
m_e	Débit d'eau au point de fonctionnement nominal	kg/s
V_a	Débit volumique d'air au point nominal	kg/s
T_{ee}	Température d'eau à l'entrée	°C
T_{ae}	Température d'air à l'entrée	°C
w_{ae}	Humidité spécifique à l'entrée	-
Q	Puissance totale échangée sur l'aéroréfrigérants	W
Q_{elec}	Puissance consommée par le ventilateur	W
UA_{extRat}	Coefficient de transfert côté air au point nominal	W/K
UA_{intRat}	Coefficient de transfert côté eau au point nominal	W/K
V_{aRat}	Débit spécifique d'air humide au point nominal	kg/s
m_{eRat}	Débit massique d'eau	kg/s
$Q_{elecRat}$	Puissance consommée par le ventilateur	W
n	Clef de répartition des coefficients d'échange intérieur et extérieur	-
C_{pe}	Chaleur massique de l'eau	J/kg°C
C_{pa}	Chaleur massique de l'air sec	J/kg°C
C_{pv}	Chaleur massique de la vapeur d'eau	J/kg°C
h_{fg}	Chaleur de vaporisation de l'eau	J/kg
Eff / ε	Efficacité	
C_{air}	Débit capacitif de l'air	W / K
$Cl_{iq}(C_{eau})$	Débit capacitif de l'eau	W / K
T_{es}	Température d'eau à la sortie	°C
T_{as}	Température d'air à la sortie	°C
Nut	Nombre d'unité de transfert	

Liste des indices

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

Résumé

Dans cette étude on s'intéresse à la simulation numérique du phénomène d'échange de chaleur au sein d'une tour aéro-réfrigérante sec. Un modèle mathématique basé sur les équations de transfert de chaleur à travers de la tour a été traité.

Nous avons réalisé un programme en langage scientifique MATLAB, ce programme est construit par trois fonction permet de simuler les comportements thermiques d'une aéro-réfrigérant sec, et d'étudier l'influence des divers paramètres caractéristiques (notamment : la température d'air et la température d'eau, le débit massique d'eau et de l'air) sur les performances thermiques de l'aéro-réfrigérant.

Les résultats obtenus montrent que la vitesse d'écoulement d'air et le débit massique d'eau ont une grande influence sur le coefficient globale d'échange thermique, l'efficacité et le régime de fonctionnement de l'aéro-réfrigérant.

Mots Clés : Refroidissement, transfert thermique, modélisation, aéro-réfrigérante sec.

Abstract

In this study, we are interested in the numerical simulation of the heat exchange phenomenon within a dry aero-coolant. A mathematical model based on heat transfer equations across the tower has been processed.

We created a MATLAB program which is constructed by three functions that makes it possible to simulate the thermal behaviors of a dry aero-coolant, and to study the influence of the various characteristic parameters (in particular: the air and water temperature, the water and air mass-flow rates) on the thermal performance of the aero-coolant.

The obtained results show that the airflow velocity and the water mass-flow rate have a great influence on the overall heat exchange coefficient, the efficiency and the operating regime of the dry aero-coolant.

Keywords: Evaporative cooling, thermal transfer, modeling, dry aero-coolant.

ملخص

في هذه الدراسة، لقد قمنا بالمحاكاة العددية لظاهرة التبادل الحراري داخل برج التبريد الجاف. لقد تمت معالجة نموذج رياضي يعتمد على معادلات نقل الحرارة عبر البرج.

لقد قمنا بإنجاز برنامجاً بلغة البرمجة العلمية ماتلاب، تم بناء هذا البرنامج من خلال ثلاث حلقات برمجية تسمح بمحاكاة السلوك الحراري لمبرد الهواء الجاف، وكذلك أيضاً تسمح بدراسة تأثير المعلمات المميزة المختلفة (على وجه الخصوص: درجة حرارة الهواء ودرجة حرارة الماء، ومعدل تدفق الكتلة من الماء والهواء) على الأداء الحراري لمبرد الهواء.

لقد أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها أن سرعة تدفق الهواء وتدفق كتلة الماء لهما تأثير كبير على المعامل الكلي للتبادل الحراري، والكفاءة ونظام التشغيل لمبرد الهواء.

الكلمات المفتاحية: التبريد بالتبخير، النقل الحراري، النمذجة، المبردات، برج التبريد الجاف.

Introduction générale

Le refroidissement sec utilise l'air ambiant pour refroidir un fluide caloporteur pouvant être gazeux ou liquide. Ce mode de refroidissement est souvent utilisé lorsque le medium ne doit être refroidi que de quelques degrés en deçà de la température ambiante.

Les applications de ces types sont le refroidissement des compresseurs à air comprimé, les climatiseurs d'installations climatisées, ...etc.

Le fluide à refroidir circule dans les tubes d'un échangeur à ailettes et est refroidi par l'air mis en mouvement par des ventilateurs et traversant cet échangeur, l'échange se faisant à courant croisé. Ce type de système ne fonctionne qu'en mode sec. Il ne permet donc pas d'obtenir des températures de refroidissement aussi basses qu'avec un refroidissement évaporatif. Ces systèmes s'appliquent principalement dans le domaine de la climatisation en tertiaire, pour des puissances relativement faibles, mais peuvent également être utilisés en applications industrielles de puissances inférieures à 2 MW. Le principe d'un tel système de refroidissement sec est schématisé sur la figure ci-dessous suivante :

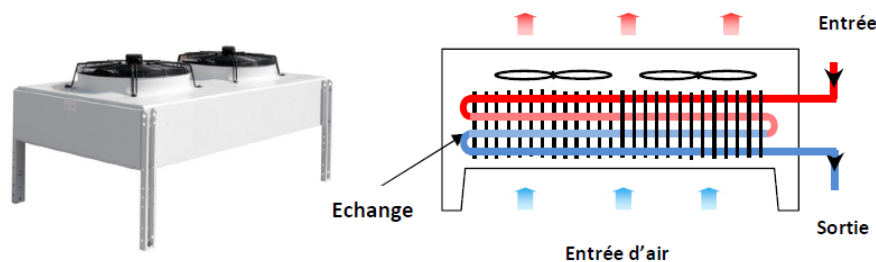


Fig1 : Schéma d'un système de refroidissement sec. [1]

Un aéro-réfrigérant est composée d'une surface d'échange et d'un moyen de ventilation. Le fluide à refroidir passant dans des tubes et l'air extérieur passant autour des tubes qui sont munis d'ailettes pour augmenter le coefficient d'échange thermique. Par exemple, la surface d'échange peut être composée de tubes en cuivre et d'ailettes en aluminium, avec des groupes moteurs-ventilateurs pour assurer la circulation de l'air et l'évacuation de la chaleur.

Les aéro-réfrigérants sont utilisés aussi bien dans les raffineries de pétrole, dans l'automobile pour le refroidissement du moteur par exemple et dans les domaines de climatisation et les grandes chambres froides pour refroidir le réfrigérant refoulé par les compresseurs avec une grande température pour faire une bonne condensation.

L'aéro-réfrigérant, faisant partie d'un ensemble industriel, ses caractéristiques doivent évidemment être déterminées de manière à satisfaire les contraintes techniques liées à l'installation à laquelle il appartient en particulier :

- La nature et le débit de fluide à refroidir.

- La puissance thermique à évacuer.
- Les températures d'entrée et de sortie du fluide à refroidir.
- L'espace disponible et le voisinage (niveau de bruit...).

Dans les aéro-réfrigérants les émissions sonores constituent un grand problème dans les systèmes mécaniques de refroidissement, le niveau sonore créé par les ventilateurs sur tout de grande puissance, ce pour ça on choisit bien le lieu d'emplacement de la tour loin de la présence humaine.

Le réfrigérant qui circule à l'intérieur des tubes aussi peut faire des réactions chimiques provoque la corrosion de matière de tube de l'aéro-réfrigérant avec le temps, et le risque augmente si ce fluide nocif ou dangereux à la santé.

Le coincage des choses indésirable comme les feuilles des arbres et les sachets en plastique par exemple entre les ailettes peuvent de faire un obstacle de circulation de l'air et automatiquement il va diminuer l'échange de chaleur.

La formation de tartre à l'intérieur de tube de l'aéro-réfrigérant augmente la résistance thermique de tube et déränge la circulation de réfrigérant et diminue de le débit massique qui perturbe le fonctionnement optimal de appareil.

L'objectif de notre travail est l'étude de l'influence des plusieurs critères comme : la température de l'air extérieure d'ambiante, la température d'eau à l'entrée de l'aéro-réfrigérant, le débit massique de l'eau et de l'air sur l'efficacité de l'aéro-réfrigérant et aussi la température de l'eau à la sortie de l'aéro-réfrigérant pour atteindre une température de consigne demandé. On a utilisé une méthode numérique pour faciliter les calculs et changer les données pour obtenir les résultats souhaités.

Notre travail est partagé en quatre chapitres, répartis comme suit :

Dans le premier chapitre nous avons présenté une recherche bibliographique sur les problèmes existant dans les aéro-réfrigérants qui ont été étudiées et expérimentées par certains auteurs, pour connaître les comportements thermiques des aéro-réfrigérants sec afin de sélectionné le modèle de notre étude.

Le second chapitre est consacré à la description des tours aéro-réfrigérantes, les différents types et leurs domaines d'utilisation ainsi qu'un aperçu global des différents composants de la tour.

Dans le troisième chapitre nous avons exposé un modèle mathématique employé pour le calcul des performances thermiques d'un aéro-réfrigérants sec. En utilisant le logiciel MATLAB pour simplifier le travail et de réduire significativement le temps des calculs.

Dans le quatrième chapitre, nous avons présenté les résultats de calculs qui été effectués par le programme de simulation, ces résultats sont représentés sous forme des tableaux et des courbes, ont été analysés et discutés.

Nous terminerons notre travail par une conclusion générale sur le problème étudié et sur les perspectives de cette étude.

CHAPITRE I

Les aéro-réfrigérantes : Etude bibliographique

- I.1 Introduction.
- I.2 Bref historique sur les aéro-réfrigérantes.
- I.3 Secteur d'application.
- I.4 Conclusions.

I-1. Introduction

Les aéro-réfrigérants, sont des échangeurs de chaleur (appareils , équipements , dispositifs) statiques qui assurent l'échange de chaleur entre deux fluides ("air/eau") à des températures différentes sans qu'ils soient mélangés. Elles permettant d'abaisser ou de relever la température d'un fluide, ou de modifier son état physique. (Les aéro-réfrigérantes, aussi appelées tours de refroidissement).

Le présent chapitre porte deux objectifs essentiels : d'une part présenter une recherche bibliographique sur les aéro-réfrigérantes (Dans cette section, un état de l'art ou un bref historique sur les aéro-réfrigérantes). D'autre part, présenter le secteur d'application des aéro-réfrigérants (domaines d'applications).

I-2. Bref historique sur les aéro-réfrigérantes

L'art du refroidissement est très ancien et l'utilisation du phénomène de transfert de chaleur par évaporation et convection pour contrôler le niveau de température, est à la base d'inventions les plus diverses.

Les plus grandes installations de refroidissement au monde les réfrigérants à tirage naturel des années 1900 étaient des tours rectangulaires construites sur des charpentes en bois (rarement en structure métallique) d'une vingtaine de mètres de hauteur. Du fait de leur hauteur, des tours rectangulaires furent renversées par le vent. Ceci vint à renforcer l'idée de construire des tours circulaires mais toujours réalisées en charpente en bois. [1]

L'utilisation progressive du béton comme matériau fut une idée logique, liée à des formes plus complexes de tours. C'est en 1910 que VAN ITERSON, sidérurgiste hollandais, proposa l'utilisation d'une coque monolithique en forme d'hyperboloïde réalisée en béton armé. Il s'agissait d'utiliser les propriétés de stabilité qu'engendrait une double courbure afin de résister à l'effet du vent et aux tassements miniers. Les premières tours construites selon cette conception furent réalisées en 1917 aux Pays-Bas. [2]

En 1920 : pulvérisateurs ; tour atmosphérique (Les premières tours d'eau, années 1920). [3] Robinson en 1922 a été considéré comme le premier qui a été intéressé par les problèmes des tours de refroidissement atmosphériques [4]. Une année plus tard Walker et autres ont proposé une théorie de base décrivant le fonctionnement d'une tour de refroidissement [5]. Dans la même année, d'autres chercheurs comme : Walker, Lewis et McAdams ont développé les équations de base pour décrire les phénomènes de transport de chaleur et de masse au sein de la tour [6].

En 1925 Merkel a développé une approche théorique basée sur une comparaison et une analyse précise des tours de refroidissement à contre-courant et à tirage mécanique incluant les pertes d'eau par évaporation [7].

En 1930 : tour de refroidissement à tirage naturel hyperbolique en béton ; tour de refroidissement à tirage mécanique avec ventilateur d'extraction. [8] Le développement de cette technique basée sur l'hyperboloïde, s'est effectué principalement en France et en Angleterre, pendant que d'autres voies s'écartaient de ce nouveau concept dans le souci d'accroître la part de la préfabrication en béton. Ces techniques connurent vers 1930-1940 des

succès divers (tours à claveaux MONNOYER en France, tours à éléments triangulaires en Allemagne, tours à losange en Hongrie). En fait, jusqu'à la seconde guerre mondiale, toutes les techniques ont cohabité. [9]

En 1946 Simpson et Sherwood. [10] Ont publié des données expérimentales pour six types de matériaux différentes pour le garnissage, utilisées dans les tours de refroidissement à contre- courant. Les données sont utilisées pour le calcul d'évaluation et de conception de la tour de refroidissement.

En 1950 : condenseur à air ; tour de refroidissement avec écoulement inférieur [11]. Ce n'est qu'après 1950 que les dimensions des ouvrages ont imposé de recourir définitivement à des constructions monolithiques en béton armé. La forme de la cheminée avec convergent et divergent, a évolué de troncs de cône raccordés par des ceintures toriques, à une surface engendrée par une méridienne sans discontinuité. Dans le même temps, les épaisseurs de voile ont augmenté. Pendant une longue période, les échafaudages ont reposé sur le sol et occupaient tout le volume de la tour, représentant ainsi une phase de travail considérable. SHUKHLOV, vers 1950, proposa des échafaudages suivant l'hyperboloïde, pour réduire d'un facteur deux le volume de tubes nécessaires à leur mise en place. Les échafaudages « grimpants » furent finalement adoptés pour la première fois en France en 1955 et l'idée d'utiliser la coque en elle-même comme support permit un gain de temps considérable dans la réalisation des ouvrages. Cette technique, après quelques améliorations, constitue la solution encore utilisée actuellement [12].

En 1958 : Livraison des premiers Aéro-réfrigérants fabriqués en France [13]. Deux années plus tard une conception à flux transversal avec remplissage sous forme de pellicules d'un échangeur de chaleur à air ; condenseur à évaporation de 100 tonnes [14].

En 1970 le plus grand ventilateur au monde est monté dans une tour de refroidissement à tirage mécanique à ventilateurs multiples [15].

Après quelques années plus tard en 1983 Majumdar, et al. [16], ont présenté un modèle mathématique bidimensionnel de la performance d'une tour de refroidissement, ce qui permet le calcul de l'aérodynamique interne de la tour de refroidissement. Cependant, la description de la cinétique de transition de phase pendant le refroidissement par évaporation est simplifiée. Le niveau actuel de la description de ces processus est présenté par autres chercheurs Pavlyukevich et al [17].

Une année plus tard Schatzmann et Policastro ont développé un modèle intégral pour l'étude du problème de panache d'une tour de refroidissement avec un tirage naturel. Un profil gaussien pour la vapeur d'eau est utilisé tant que le panache est non-saturé. À la saturation le modèle donne une expression de l'humidité spécifique en fonction de l'excès local de température [18].

En 1988 Braun et al. [19] ont présenté une analyse détaillée et développée des modèles d'efficacité pour la tour de refroidissement en supposant une linéarité de l'enthalpie de saturation d'air, et ont donné une définition modifiée de l'efficacité à l'aide de la constante de saturation de la chaleur spécifique C_s [20].

En 1989 H. Jaber et RL, ont montré que la théorie de la conception des échangeurs de

chaleur peut être appliquée sur les tours de refroidissement. Ces auteurs ont montré que l'efficacité ε et le NUT sont deux grandeurs qui peuvent être appliquées dans toutes les conditions de fonctionnement de la tour de refroidissement [21].

En 1990 une tour de refroidissement hybride multi-cellules a été construite en bois pour un système complet à extrémité froide [22]. Après une année Shelton et Weber [23], ont présenté un modèle qui solutionne les équations fondamentales de conservation d'énergie et de masse au sien d'une tour de refroidissement, tout en tenant compte des pertes en eau par évaporation. De plus, cette dernière méthode utilise une version modifiée de la loi des ventilateurs, pour laquelle la puissance est proportionnelle au débit.

En 1992, J.Nicolas et J.L Vassel [24]. Ont fait une étude de façon exhaustive d'ensemble des relations qui permettent le calcul des transferts thermiques dans une tour de refroidissement à contre- courant et à tirage naturel. Ses relations basées sur les approches classiques de Merkel, Chilton et Braun. Ils ont uniformisé les symboles et les unités, de façon à fournir dans un seul texte tous les éléments à modéliser, pour des besoins de contrôle ou de dimensionnement, et par conséquent d'estimer les performances.

En 1995 A. DREYER et P. J. ERENS [25]. Ont développé un modèle mathématique et un logiciel de simulation pour modéliser les performances thermiques d'une tour de refroidissement à contre-courant. Ce modèle unidimensionnel basé sur les données aérodynamique, hydrodynamique et celles de transfert de chaleur et de masse. Le but est de prévoir la performance des matériaux d'emballage sans dépendre des données d'essai de la tour de refroidissement. Le modèle proposé donne de très bons résultats en validation contre les résultats d'essais expérimentaux.

En 1996 KIRSNER. W [26]. A été présenté un modèle développé par Baker et Shryock [27]. Ce modèle divise la tour en un nombre fini de volumes ; l'échange de chaleur et de masse dans chacun de ces éléments est calculé selon la théorie de Merkel. D'un autre côté, Webb et Villacres [28]. Introduisent une série d'algorithmes permettant de simuler la performance des équipements de refroidissement par évaporation, incluant un modèle de tour de refroidissement. Ces algorithmes utilisent aussi les approximations de Merkel [7]. Par conséquent, ces deux modèles négligent les pertes en eau par évaporation qui se produisent dans ces équipements.

En 1998 Halasz [29], a présenté un modèle général décrivant tous les types de processus de refroidissement par évaporation. Dans son modèle, l'auteur a simplifié les équations sans dimension en considérant la courbe de saturation d'air comme linéaire et le débit massique de l'eau en tant que constante.

En 1999 Frédéric Genest [30]. A présenté un modèle de tour de refroidissement presque le même modèle de base de TRNSYS, auquel certaines modifications ont été apportées. Ce modèle est basé sur les travaux de Braun et al.[20], qui ont présenté un modèle de tour en utilisant la théorie de l'efficacité des échangeurs de chaleur.

Une technique de simulation numérique pour évaluer la performance thermique d'une tour de refroidissement humide fermée, utilisée pour les systèmes de rafraîchissants des surfaces, a été présentée par G. Gan et S.B. Riffat [31]. Cette technique basée sur la

dynamique numérisée des fluides (CFD), pour l'écoulement à deux phases, de gaz et de gouttelettes d'eau. Les résultats de la simulation numérique indiquent que l'outil (CFD) est préférable pour prédire la performance thermique et l'optimisation de la conception de la tour de refroidissement. Une année plus tard Castro et al. [32], ont développé un modèle d'optimisation d'un système de refroidissement d'eau composé d'une tour à contre-courant et de cinq échangeurs de chaleur où les interactions thermiques et hydrauliques dans le processus global ont été prises en considération. Ils ont observé que le retrait de l'eau forcé en amont de la tour est une ressource importante pour satisfaire aux exigences de service de refroidissement.

En 2001 Milosavjevic et autres [33], ont développé un modèle mathématique et un logiciel de simulation pour étudier la performance thermique d'une tour de refroidissement à contre-courant, considèrent l'évaporation d'une quantité d'eau et en supposant que le transfert de chaleur et de masse sont équivalentes (nombre de Lewis L_e est égal à l'unité).

En 2002 Abdullah [34]. A étudié numériquement en deux dimensions, une tour de refroidissement à tirage d'eau forcé. Dans la même année M. N. A. Hawlader et B. M. Liu [35], ont proposé des modèles mathématiques et physiques décrivant la conservation de la masse et de l'énergie au sein de la tour. Des données expérimentales ont été adoptées et qui valident en mieux les résultats numériques obtenus.

Fisenko S.P et al.[36], ont présenté un modèle mathématique de refroidissement par évaporation de l'eau, qui permet de déterminer la performance thermique d'une tour de refroidissement à tirage naturel. Ce modèle se compose de deux problèmes aux limites couplés. Le premier problème consiste au refroidissement par évaporation des gouttes d'eau dans la zone de pulvérisation, et le second décrit le refroidissement de film dans la zone de garnissage. Ce modèle est validé contre des résultats expérimentaux avec une marge d'erreur de 3 %.

En 2003, Yaqub et Zubair [37], ont utilisé un modèle informatique fiable d'une tour de refroidissement humide à contre-courant pour étudier les mécanismes de transfert de chaleur à partir d'une gouttelette d'eau lorsqu'il se déplace du haut vers le bas de la tour, tandis que l'air est forcé verticalement vers le haut. Ils ont observé que dans la zone de convection négative de la tour, les taux d'évaporation sont généralement élevés. Les résultats montrent qu'avec une augmentation du débit massique d'eau pour le même garnissage, la surface nécessaire pour la convection et l'évaporation sont réduites, ce qui entraîne une augmentation des températures de sortie d'eau et réduit les taux de transfert de chaleur.

Une analyse numérique des transferts de chaleur et de masse dans une tour de refroidissement réversible à eau, a été présentée par Kunxiong et Shiming [38]. qui ont développé une méthode analytique détaillée pour évaluer les caractéristiques de transfert de chaleur et de masse (les états de l'air et l'eau à n'importe quel plan horizontal le long de la hauteur de la tour) dans une tour atmosphérique. Ils ont utilisé des données expérimentales à partir d'une tour installée dans un bâtiment d'hôtel dans le sud de la Chine.

En 2004 L. Kairouani et al. [39]. ont présenté un modèle mathématique pour la prévision numérique de fonctionnement des tours de refroidissement à courant croisé. Ce modèle est basé sur les équations de transfert de la chaleur et de la masse. Il permet de calculer les paramètres suivants : le nombre de Lewis, le nombre d'unités de transfert, le pourcentage de l'évaporation de l'eau, les pertes d'eau et l'efficacité de la tour. Fisenko et al. [40]. ont développé un modèle mathématique de la performance d'une tour de refroidissement à tirage mécanique (forcée). Ce modèle représente un problème aux limites pour un système d'équations différentielles ordinaires, qui décrit la variation des paramètres comme : la vitesse

des gouttelettes, les rayons des gouttelettes et leur température. Le modèle décrit également la variation de la température et de la densité de la vapeur d'eau. Ce modèle simule les contributions des différents paramètres physiques sur les processus de transfert de chaleur et de masse entre les gouttelettes d'eau et de l'air humide, le but est de tenir compte des paramètres de conception des tours de refroidissement et l'influence des conditions atmosphériques sur l'efficacité thermique de la tour. Ces chercheurs ont proposé aussi un modèle mathématique d'un système de contrôle pour les tours de refroidissement à tirage mécanique. Ce système permet d'optimiser les performances de la tour sous le changement des conditions atmosphériques.

En 2004, S. Pascal et M. Dominique [41]. Ont développé un modèle simplifié du comportement d'un contact indirect d'évaporation à l'intérieur d'une tour de refroidissement fermé, le but est d'estimer la puissance développée et la consommation d'eau dans des conditions de fonctionnement différentes, tel que la température de bulbe humide variable et le débit d'air variable. Ce modèle est basé sur la théorie de Merkel, ils ont adapté des programmes de simulation pour répondre à plusieurs critères tels que, la simplicité de paramétrages, la précision, la possibilité de modéliser l'équipement sous différentes conditions de fonctionnement. Les résultats montrent que l'erreur de taux de transfert de chaleur est inférieure à 10%. Ce modèle est valide pour une large gamme des conditions d'entrée (température de l'eau, température de bulbe humide, les débits d'air et les débits d'eau).

En 2005 Kloppers et Kröger [42]. Ont étudié les effets du facteur de Lewis, sur la prédiction de la performance d'une tour de refroidissement humide à tirage naturel et forcé. Ils ont constaté que si la même définition du facteur de Lewis est employée dans l'analyse d'essai de garnissage et suivant l'analyse des performances dans la tour, la température de sortie d'eau sera prévue exactement.

A. S. Kaiser et al. [43]. ont développé un modèle numérique pour analyser le processus de transfert de chaleur et de masse qui se déroulent dans une tour de refroidissement équipée d'un nouveau système de dissipation de chaleur. Ce modèle constitué de deux équations de conservation couplées correspondant au système étudié, ce dernier a été incorporé dans le code Fluent. La méthode des volumes finis est utilisée pour simuler le refroidissement par évaporation en contact direct dans un système d'évaporation à tirage naturel testé dans des conditions ambiantes (Hydro-solar Roof). Les principaux résultats de cette étude montrent la forte influence de la taille des gouttes d'eau moyenne sur l'efficacité du système et elle révèle l'effet des autres variables telles que la température de bulbe humide, le rapport des débits massiques de l'eau et de l'air et l'écart de température entre la température d'entrée d'eau et la température de bulbe humide.

En 2007 Thirapong et Wanchai [44]. Ont proposé un modèle mathématique basé sur le principe de transfert de la chaleur et de masse. Ce modèle a été validé expérimentalement, il permet de déterminer les propriétés de l'eau et de l'air d'une tour de refroidissement lors de son fonctionnement. Une année plus tard, ces deux chercheurs ont travaillé sur l'influence de la température et de l'humidité ambiantes sur le fonctionnement d'une tour de refroidissement humide à contre-courant selon la deuxième loi de la thermodynamique.

Une modélisation simplifiée d'une tour de refroidissement mécanique pour le contrôle et

l'optimisation d'un système de chauffage, de ventilation et de climatisation ont été menée par Guang-Yu .J et al. [45]. qui ont proposé un modèle qui peut être utilisé pour optimiser les performances de fonctionnement des tours de refroidissement.

En 2008, N. Williamson et al.[46] ont présenté une simulation biphasée axisymétrique bidimensionnelle du transfert de la chaleur et de la masse à l'intérieur d'une tour de refroidissement humide. Ils ont représenté les gouttelettes d'eau dans les deux zones au sein de la tour ; la zone de pulvérisation et celle de pluie qui se trouve en dessous du garnissage. Les trajectoires des gouttelettes sont décrites par la description Lagrangienne. Ils ont utilisé des termes sources avec des coefficients de transfert de même style que ceux présentés par la méthode POPPE. Le but est de présenter le processus de transfert de chaleur et de masse dans la zone de garnissage. Les résultats obtenus montrent que l'effet de la hauteur d'entrée sur la non-uniformité radiale est étonnamment faible, mais le modèle est très sensible aux variations de débit d'eau. Aussi le profil de vitesse uniforme à travers le rayon de la tour et non uniforme au bord extérieur de la tour. Cela est largement dû à la charge de refroidissement dans la zone de pluie et du flux radial d'air.

Une simulation numérique d'une tour de refroidissement de type douche (SCT) basée sur le réseau de neurones artificielles (ANN), ont été présentée par Q. Xiaoni et al. [47], le but est de déterminer le potentiel de refroidissement de la tour sans garnissage, un modèle unidimensionnel a été développé pour analyser les processus de transfert de chaleur et de masse du SCT, puis ils ont utilisé le concept de réseau de neurones artificielles (ANN) pour proposer un outil de conception assisté par un ordinateur qui peut aider le concepteur d'évaluer la température d'eau sortante à partir d'un ensemble des données obtenues expérimentalement.

Ces chercheurs ont montré que le modèle ANN prédit la température d'eau sortante avec une erreur moyenne absolue de 1,31%, alors que la norme d'un modèle tridimensionnel montre une erreur moyenne absolue de 9,42%. Les résultats ont montré un très bon accord entre les résultats expérimentaux et les prédictions du modèle ANN.

Une étude numérique couplée du transfert de la chaleur et de la masse à l'intérieur d'une tour de refroidissement à tirage mécanique, a été réalisée par K. Bourouni et al. [48]., le modèle mathématique développé sert à modéliser le comportement thermique d'une tour à tirage mécanique. Appliqué dans les conditions de la région de sud Tunisienne, ce modèle envisage la variation du débit massique d'eau à l'intérieur de la tour. D'après l'analyse des températures de l'eau et de l'air distribuée le long de la tour, le modèle prédit le phénomène de convection négative à certaine hauteur de la tour. Cette analyse a montré que la différence de température de l'eau entre l'entrée et la sortie est beaucoup plus élevée que celle de l'air, cela dû à la domination du potentiel d'évaporation par rapport à l'une de convection. En outre, l'étude montre les variations de l'humidité de l'air de refroidissement le long de la tour et la quantité d'eau évaporée, la perte d'eau par évaporation égale à 5,1% de la quantité totale d'eau alimentant la tour de refroidissement.

En 2009 M. Lucas et al. [49]. ont fait une étude expérimentale sur les performances thermiques d'une tour de refroidissement humide à tirage mécanique à contre-courant équipé avec différents séparateurs de gouttelettes pour une large gamme de débits massiques d'air et

d'eau. Ils ont prévu que les caractéristiques d'un séparateur de goutte, comme sa chute de pression, affecte la performance thermique de la tour de refroidissement. Par le calcul des caractéristiques expérimentales, ces chercheurs ont montré que la configuration physique de séparateur de goutte influe sur la performance thermique de la tour de refroidissement pour les mêmes rapports de débits massiques d'eau et d'air. Les données enregistrées dans le dispositif expérimental ont été utilisées pour obtenir des corrélations de la caractéristique de la tour, qui définissent la performance thermique de la tour. La température de l'eau de sortie prédite par ces corrélations a été comparée avec les valeurs enregistrées expérimentalement, elles ont montré une différence maximale de $\pm 3\%$.

Une simulation numérique de l'écoulement dans les tours de refroidissement humides à contre-courant a été menée par G. Heidarinejad et al. [50]. qui ont utilisé un modèle numérique basé sur les équations de Bosnjakovic pour modéliser les échanges thermiques à l'intérieur de la tour dans les trois zones ; pulvérisation, garnissage et pluie. Ces chercheurs ont observé que (dans le cas étudié), l'erreur dans le calcul du volume de la tour est de 1,5 %, lorsque les deux zones de pulvérisation et de pluie sont négligées. Cette erreur est réduite à 1,1% et 0,25% les zones de pulvérisation et la pluie sont incorporées dans le modèle étudié, respectivement. Ils ont remarqué qu'il y a une amélioration dans le volume calculé de la tour, par rapport au travail de Qureshi et Zubair [51]. Qui a utilisé un modèle amélioré pour prédire ces paramètres avec un facteur de Lewis constant.

M. Lemouari et al. [52]. ont fait une analyse expérimentale des phénomènes simultanée de transfert de chaleur et de masse entre l'eau et l'air par contact direct dans la zone de garnissage (de type VGA) au sein d'une tour de refroidissement humide. Ils ont examiné l'effet des débits d'air et de l'eau sur le coefficient global de transfert de chaleur et de masse ainsi que le taux d'évaporation de l'eau dans le courant d'air, pour des différentes températures d'entrée d'eau. Au cours du contact air/eau, ils ont observé deux régimes de fonctionnement à l'intérieur de la tour, un régime pelliculaire (PR) et un régime de bulles de dispersion (BDR). Ces deux régimes ont permis d'identifier deux états différents de transfert de chaleur et de masse, et ne peuvent pas déterminer la meilleure façon pour promouvoir la chaleur par évaporation ainsi que les phénomènes de transfert de masse dans un tel équipement. Les résultats obtenus par cette étude montrent que le régime BDR est le plus efficace que le régime pelliculaire, car il permet d'atteindre des valeurs relativement élevées de coefficient global de transfert de chaleur et de masse et de plus grandes vitesses d'évaporation de l'eau. Ces chercheurs ont comparé les résultats obtenus par cette étude et certains de ceux disponibles dans la littérature pour d'autres types de garnissage, ils ont indiqué que ce type de garnissage possède une bonne caractéristique de transfert de chaleur et de masse.

En 2010 Jalal M. Jalil et al. [53]. ont présenté une étude numérique et expérimentale d'une tour de refroidissement d'eau ouverte de type forcée. La partie numérique comprend un système d'équation tridimensionnelle. Ils ont utilisé la méthode des volumes finis et un modèle de turbulence. La solution simultanée de l'air et de l'eau représenté le débit de fluide, le transfert de chaleur et le transfert de la masse. Ils ont observé que l'enthalpie de l'air augmente progressivement le long de la hauteur de la tour. Cette augmentation est due à la transmission de chaleur de l'eau chaude à l'air en vrac. Ils ont montré aussi que la température de l'eau froide augmente avec l'augmentation de la température de bulbe humide de l'air, et

diminue avec l'augmentation de débit volumique de l'air.

Xiao.Li et al. [54]. ont signalé que la modélisation dynamique des tours de refroidissement est bénéfique pour le contrôle, la détection et le diagnostic des défauts des systèmes d'eau glacée. Ils ont proposé un modèle dynamique simple et efficace pour une tour de refroidissement humide à contre-courant. Ils ont utilisé la méthode de volumes finis unidimensionnels pour l'analyse de transfert de chaleur et de masse. Avec des volumes de contrôle défini séparément pour les côtés de l'eau et de l'air, les équations dynamiques sont construites avec la masse et les bilans énergétiques. La performance du modèle proposé en régime permanent est évaluée avec les données expérimentales de Simpson et Sherwood (1946).

Eusiel Rubio-Castro et al. [55]. ont utilisé des techniques mixtes entières de programmation non linéaire pour évaluer les conditions optimales d'une tour de refroidissement à tirage mécanique, qui minimisent le coût total annuel pour une charge thermique. Ils ont donné les températures d'entrée de l'air sec et humide, et les contraintes de température sur le réseau d'eau de refroidissement.

H. Ebrahim et al. [56]. se sont intéressés à la performance thermique des tours de refroidissement à flux d'air traversant en température de bulbe humide variable. Ils ont utilisé un modèle mathématique pour simuler l'effet à des conditions de fonctionnement différentes, en particulier la température de bulbe humide, sur la performance thermique. Ils ont trouvé que l'augmentation de la température humide, à bulbe sec constant, diminuera considérablement la perte de l'approche humide, la portée et l'évaporation dans la tour. Le taux d'évaporation est augmenté avec l'augmentation de température de bulbe sec et le taux de croissance est à peu près constant à différentes températures de bulbe humide. Les résultats obtenus sont comparés avec les données expérimentales dans diverses conditions de fonctionnement. Ils ont utilisé un séparateur à impact comme une solution raisonnable pour réduire la quantité de matières en suspension dans l'air sans perte significative de la performance de la tour.

En 2011, Z. Xia et al. [57]. ont présenté une simulation numérique d'une tour de refroidissement humide fermé avec une nouvelle forme de conception. La tour de refroidissement étudiée est constituée de deux parties principales : une unité de transfert de chaleur et de masse (HMTU), et une unité de transfert de chaleur (HTU). Un modèle transitoire unidimensionnel a été adopté pour évaluer la performance de la tour de refroidissement dans des conditions de fonctionnement différentes. L'étude essaye de déterminer les coefficients de transfert de chaleur et de masse, ainsi que l'influence du facteur de Lewis sur la performance de la tour. Les résultats obtenus montrent que selon les profils de température d'écoulement des fluides de fonctionnement, la tour de refroidissement étudiée peut minimiser les différences de température de transfert de chaleur des fluides pour obtenir un rendement thermique élevé. Les performances de la tour de refroidissement par voie humide sont dominées par le transfert de masse entre l'eau pulvérisé et l'air.

Dans la nouvelle tour de refroidissement le nombre des tubes de cuivre a été réduit de 57%, ce qui a entraîné la baisse du prix de conception. Pan et al. [58]. ont fait une stratégie d'évaluation pour examiner la performance d'une tour de refroidissement industrielle. Le

modèle proposé est basé sur un guide des données. Ils ont considéré un intervalle d'un mois au cours duquel ils réalisent un test basé sur le débit massique de l'eau, la température d'entrée d'eau, et la température d'air sec, l'humidité relative et la puissance du moteur du ventilateur. Les résultats obtenus montrent que la température de sortie de l'eau est prévue dans une bande d'erreur $\pm 5\%$ et présente une erreur moyenne de $0,29\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Eusiel R-Castro et al. [41]. Ont présenté un algorithme de conception optimale détaillé pour les tours de refroidissement par voie humide à tirage mécanique. Cet algorithme basé sur deux modèles, un modèle rigoureux de POPPE qui a été utilisé pour estimer la taille et les performances de la tour, et d'un autre modèle mixte entier de programmation non linéaire (MINLP) en tenant compte de tous les bilans de masse et d'énergie, et des corrélations empiriques, dans laquelle la fonction objective est la minimisation du coût annuel total considérant de fonctionnement et les coûts d'investissement des tours. Le système d'équations différentielles du modèle qui décrit le processus de refroidissement est réduit à des équations algébriques. L'algorithme de Runge-Kutta d'ordre quatre est utilisé pour résoudre le système, ils ont divisé la hauteur de garnissage en 25 intervalles d'intégration. Contrairement à la méthode largement utilisée de Merkel, le modèle de POPPE prend en considération les effets de la perte d'eau par évaporation et le facteur adimensionnel de Lewis. Ce modèle est capable de prédire les performances des tours de refroidissement par voie humide de façon très précise par rapport à la méthode de Merkel. Ils ont constaté que le modèle de POPPE prévoit les mêmes valeurs optimales que la méthode de Merkel. Les études de cas montrent qu'il ne peut y avoir de grandes différences entre les plans optimaux basés sur la méthode de POPPE et la méthode de Merkel.

Mortaza .G et M. Momayyeza [59]. Ont mené une étude pour estimer la hauteur de garnissage par la modélisation de la situation de contact entre l'eau et l'air au sein d'une tour de refroidissement. La détérioration du matériau de garnissage dans les tours de refroidissement traditionnels est très préoccupante. Ils ont utilisé un modèle mathématique pour simuler l'effet de tout changement dans les conditions de fonctionnement de la tour, particulièrement le coefficient de la masse transférante, sur la performance thermique d'une tour à flux croisé. Ils ont trouvé que l'augmentation du coefficient de la masse transférante entre l'eau et l'air, à bulbe sec constant, et la hauteur de la tour sera considérablement diminuée. Le taux d'évaporation est augmenté lorsque la température de bulbe sec augmente, et le taux d'augmentation est presque constant à différentes températures de bulbe humide. Le modèle suggéré peut prévoir la hauteur de la tour avec le rapport de la situation de contact entre l'eau et l'air.

R.V. Rao et V.K. Patel [60]. Ont exploré l'utilisation d'un algorithme artificielle Colonie d'abeille (ABC), pour l'optimisation de la conception d'une tour de refroidissement humide à tirage mécanique à contre-courant. Ils ont optimisé trois variables de conception (Rapport de l'eau sur la masse d'air, vitesse massique de l'eau, vitesse massique de l'air) pour minimiser le coût annuel total sous-ensemble des contraintes proposées. Les évaluations de la géométrie de la tour de refroidissement et les performances sont basées sur une version adaptative de la méthode de Merkel. Des contraintes de la température et de l'enthalpie sont incluses dans la procédure d'optimisation. Ils ont présenté six exemples pour démontrer l'efficacité et la précision de l'algorithme (ABC) proposé. Les résultats d'optimisation de

l'algorithme ABC sont validés et comparés avec ceux obtenus par l'algorithme d'optimisation de GAMS. Ces chercheurs ont observé que l'algorithme ABC répond correctement dans tous les cas, et la sensibilité de l'algorithme a été vérifiée. En outre, ils ont présenté l'effet des paramètres de l'algorithme sur le résultat optimum ainsi que sur la convergence de la fonction objective. En outre, le taux de convergence de l'algorithme ABC est également rapide. Ses caractéristiques stimulaient l'applicabilité de l'algorithme ABC en particulier dans la conception des systèmes thermiques, où les problèmes sont généralement complexes et ont une grande quantité de variables et de discontinuité dans la fonction objective. Les algorithmes présentés ABC peuvent être facilement modifiés pour convenir à l'optimisation d'autres types de systèmes thermiques.

E. Al-Bassam et G.P. Maheshwari [61]. Ont présenté une nouvelle méthode d'évaluation de la performance d'une tour de refroidissement par l'application d'entraînement à fréquence variable (VFD), ce qui conduit à une réduction significative de la puissance du ventilateur de la tour. Ils ont utilisé un logiciel de simulation et ont illustré un schéma proposé pour économiser la quantité maximum d'eau. Les résultats théoriques ont démontré que la réduction du débit d'air à l'aide d'un système VFD dans une tour de refroidissement peut atteindre au moins une réduction de 25% de la consommation annuelle d'eau.

J. Smreka et al. [62]. ont proposé une méthodologie pour l'évaluation de la performance d'une tour de refroidissement à tirage naturel (CT), qui est une partie d'une centrale électrique. Cette méthodologie établie le rapport entre la performance de la tour et la puissance produite, elle est capable d'identifier les irrégularités de fonctionnement de la tour et d'estimer la variation de la puissance produite. La méthodologie est composée en trois sous-parties ; la méthode de la tour de refroidissement profilé (CTP), le modèle de la tour de refroidissement (CT) et le modèle empirique d'une centrale électrique. La méthode CTP est utilisée pour mesurer la vitesse de l'air et les profils de température au-dessus des éliminateurs de gouttes et d'identifier les irrégularités à travers la surface plane de la tour (CT). Le modèle CT est basé sur le modèle de POPPE, a considéré les profils mesurés (les températures locales de l'eau sortante de garnissage, de l'humidité de l'air au-dessus des éliminateurs) d'après la méthode CTP comme des conditions aux limites. Le modèle empirique de la centrale est utilisé pour estimer la variation de la puissance produite. Ce modèle permet la prédiction exacte l'augmentation de la puissance en fonction de la température d'eau de refroidissement et la charge à l'usine. D'après cette méthodologie ces chercheurs ont présenté les résultats d'analyse d'une petite zone d'irrégularités, et ils ont proposé une approche simplifiée de calcul pour la résolution des équations de POPPE, permettent d'accélérer le calcul avec une précision conservée.

Li Yingjian et al. [63]. ont développé un modèle mathématique sur l'évaporation et l'efficacité du refroidissement par évaporation, d'une tour de refroidissement à contre-courant de type à film. Ce modèle basé sur le mécanisme de transport de chaleur et de la masse de refroidissement. Dans cette étude les chercheurs ont analysé les influences de l'air et les paramètres de l'eau sur l'efficacité du refroidissement par évaporation dans une tour retenue par la chaleur latente. Ils ont remarqué que les deux efficacités du refroidissement par évaporation et de la tour de refroidissement sont les mêmes paramètres caractéristiques de performance thermique d'une tour de refroidissement sous des hypothèses identiques. Lorsque

la charge de climatisation est augmentée, il est nécessaire d'augmenter le débit massique de l'air pour maintenir un rendement thermique constant.

En 2012, W. Asvapoositkulet et S.Treeutok [64]. Ont mené une méthode simplifiée pour évaluer la performance de la capacité thermique d'une tour de refroidissement humide à contre- courant. Ils ont proposé un modèle simplifié de la performance de la tour qui est caractérisé par la spécification d'une équation de masse de débit d'évaporation. Ces chercheurs ont présenté un calcul simple pour évaluer les tests d'acceptation des nouvelles tours, de suivre l'évolution des performances de la tour comme une aide à la planification de l'entretien, et pour prédire la performance de la tour sous les changements des conditions de fonctionnement.

J.R Picardo et J.E Variyar[65]. Ont présenté une loi de puissance qui a rattaché la hauteur de garnissage avec un excès d'air et qui a déterminé des paramètres d'équation pour la température de bulbe humide de l'air comprise entre 10 et 34 °C, et de refroidissement compris entre 40 et 20 °C. Ils ont également montré qu'au-delà d'un certain débit d'air la réduction de la hauteur d'emballage ne justifie pas l'augmentation de l'utilisation d'énergie pour la compression de l'air.

J. A. Queiroz, et al. [66]. ont présenté une approche différente pour la modélisation des tours de refroidissement basé sur les valeurs d'équilibre thermique et de l'efficacité de Murphree pour décrire le transfert de chaleur et de masse. Les performances de la tour est simulée à l'aide de Logiciel ASPEN PLUS, considérant les conditions d'exploitation loin de la conception est généralement basée sur les paramètres géométriques fournies par le vendeur de la tour, qui sont souvent indisponibles ou obsolètes. Ils ont utilisé la méthode de Levenberg-Marquardt pour optimiser la différence entre les données expérimentales et calculées. Cette méthode est considérée comme modèle de simulateur ASPEN PLUS. Les températures de l'air et de l'eau simulée au sien de la tour sont en bon accord avec les données expérimentales. La méthodologie de cette approche de modélisation est précise pour simuler les tours de refroidissement à différentes conditions de fonctionnement.

Quan Zhang et al. [67]. Ont développé un modèle analytique couplé les processus de transfert de chaleur et de masse au sien d'une tour de refroidissement réversible à contre-courant basée sur les conditions de fonctionnement et des conditions environnementales, et ils ont adopté l'approximation classique de Merkel. Ils ont étudié un modèle à l'aide d'un algorithme itérative, qui a été validé avec des données expérimentales. Le modèle analytique reçoit également le calcul direct et rapide des profils de température de l'air et de l'eau, la teneur d'humidité de l'air et le débit massique de l'eau changent le long de la longueur verticale de la tour. Les résultats obtenus par ce modèle peuvent fournir une base théorique pour la conception pratique et l'évaluation des performances des tours de refroidissement à contre-courant.

V.D. Papaefthimiou et al. [68]. ils ont développé un modèle thermodynamique qui étudie les effets des conditions ambiantes sur les performances thermiques d'une tour de refroidissement fermée par voie humide. Dans cette étude, trois cas des différentes conditions ambiantes sont envisagées. Le modèle proposé est capable de prédire la variation des propriétés thermodynamiques de l'air, et des températures d'eau vaporisée et d'eau de serpentine dans la tour sur toute sa hauteur. Ainsi, le modèle proposé pourrait être utilisé pour la conception

d'applications industrielles et domestiques conventionnels de systèmes de climatisation, ainsi que pour les systèmes de refroidissement de sorption avec déshydratants solides et liquides, où les tours de refroidissement fermés humides sont utilisés pour le pré-refroidissement des solutions liquides. Ils ont trouvé à partir de cette étude théorique, une forte diminution de la température d'eau de serpentine et sont observées des pertes d'eau pulvérisée pour la plus faible valeur de température d'entrée bulbe humide.

Ces chercheurs ont remarqué que la perte d'eau pulvérisée par évaporation au sien d'une tour de refroidissement fermé par voie humide dépend essentiellement du degré de saturation de l'air d'entrée, et l'efficacité thermique est associée à la réduction de la température de l'eau de serpentin.

J.R. Picardo et J.E. Variyar [43] présentent une nouvelle méthode d'analyse ce qui a simplifié le calcul de la hauteur de remplissage au sien d'une tour de refroidissement à contre-courant, particulièrement pour les études de la conception et d'optimisation des coûts. Ils ont présenté un algorithme basé sur l'équation de Merkel avec une mise en œuvre dans MATLAB pour calculer le débit d'écoulement d'air minimal pour le refroidissement désiré. En combinant l'équation de Merkel et une corrélation empirique standard de transfert de masse, et ils ont montré que la hauteur de remplissage indépendante du débit d'eau, et le diamètre de la tour ne dépend que de l'écoulement d'air en excès.

Wei-Ye Zheng et al. [69]. ont mené une analyse de la performance thermique des tours de refroidissement humides fermés sous les deux conditions non saturées et sursaturées. Les équations régissant le transfert de chaleur et de masse au sien de la tour sous les deux conditions non saturées et sursaturées ont été calculées selon la méthode de Poppe. Ils ont proposé deux modèles analytiques et ils ont réalisé un programme permet d'examiner la performance thermique, et de sélectionner automatiquement les équations correspondantes régissantes si l'air est sursaturé ou non. Ils ont montré que la température de l'air, le taux d'humidité et les distributions d'enthalpies dans les deux conditions (sursaturé et non) pourraient être exactement prévues avec les modèles analytiques.

Plus récemment, M. Lucas et al. [70]. ont présenté une étude expérimentale des performances thermiques d'une tour de refroidissement humide à tirage forcé à contre-courant équipé d'un système de distribution d'eau à gravité (GWDS) pour six séparateurs de gouttes. Cette étude analyse l'interaction entre le système de distribution et d'élimination de gouttelettes. La comparaison entre les résultats obtenus et ceux trouvés dans la littérature indique que les systèmes de la distribution d'eau sous pression (PWDS) atteignent des meilleures performances que les systèmes de distribution d'eau à gravité (GWDS). Cela montre que la capacité thermique des tours de refroidissement équipé par les systèmes PWDS est plus élevée que les tours équipé par les systèmes GWDS.

Lukas .D et Jiri .N [71], proposé une conception expérimentale du modèle fonctionnel d'une tour de refroidissement à flux croisé à tirage mécanique. Ce dispositif est principalement utilisé pour mesurer les caractéristiques de performance des garnissages de la tour, il peut être utilisé pour mesurer d'autres paramètres thermodynamiques qui participent au refroidissement humide. Les principaux avantages sont la précision, le volume, et la possibilité de changement le niveau de distribution d'eau. Cette fonction est très utile pour les

mesures de remplissage ou garnissage de différentes hauteurs sans l'influence de la zone de pulvérisation. La fonctionnalité de ce modèle a vérifié expérimentalement lors de l'assemblage, et les données de la mesure de remplissage ont comparé aux résultats tirés par d'autres essais expérimentaux. L'évaluation des résultats a été créée par un programme en langage MATLAB, le premier scénario est pour le calcul exact de l'équilibre thermique du modèle, et la seconde est de déterminer le numéro de Merkel via la méthode de Chebyshev.

Wanchai .A et al [72], ont étudié et analysaient les performances d'une tour de refroidissement hybride à l'aide des expériences et des simulations numériques sous diverses conditions de fonctionnement. Ces chercheurs ont été développée un modèle de calcul pour la prédiction du comportement de systèmes de refroidissement sèches, humides et hybrides. Le modèle hybride est exprimé comme une combinaison des deux modèles de refroidissement sec et humide. Ce modèle est basé sur les équations d'efficacité-NTU et l'équation de Merkel. Les caractéristiques de la tour de refroidissement sont en fonction du rapport des débits massiques (eau/air) pour chaque mode de refroidissement. Les résultats expérimentaux obtenus par ce modèle sont validé avec ceux de la simulation. Cette simulation utilisée comme un outil de conception et possible d'intégrer dans la conception de la tour de refroidissement sec et humide.

Huan Ma et al. [73], ont proposé un nouveau modèle théorique pour prédire la performance thermique d'une tour de refroidissement sec à tirage naturel (NDDCT) dans diverses conditions ambiantes. Ces chercheurs ont utilisé la théorie des triangles semblables pour évaluer l'effet de la température ambiante et de converti le rejet de la chaleur du NDDCT en forme proportionnelle avec la fonction de puissance de la différence de températures initiales de la tour. Ont proposé un algorithme pour calculer le rejet de chaleur de la NDDCT dans des conditions d'environnement variable, en fonction de la vitesse de l'air à la sortie de la tour. Les résultats obtenus montrés que l'efficacité du refroidissement diminuent plus lentement dans des grandes différences de températures initiales, et augmentent plus rapidement avec la différence de températures initiale sous la vitesse de vent la plus petite.

I-3. Secteur d'application

Les aéro-réfrigérants sont utilisées pour refroidir un liquide ou un gaz à l'aide d'un moyen de refroidissement. Il s'agit d'un cas particulier d'un échangeur de chaleur où le transfert thermique s'effectue par contact direct ou indirect entre les flux. Le moyen de refroidissement de telles installations est le plus souvent l'air ambiant. Les aéro-réfrigérants sont des équipements courants, présents dans des installations de climatisation, ou dans des procédés industriels et énergétiques.

Les aéro-réfrigérants sont utilisés dans de nombreux domaines industriels et non industriels :

- Aérodynamique des avions et des véhicules.
- Centrale électrique : Combustion dans les moteurs à combustion interne et les turbines à gaz.
- Hydrodynamique des navires
- Les centrales thermiques et nucléaires modernes de génération d'électricité, les usines chimiques et pétrochimiques, les systèmes de conditionnement d'air ainsi que de

nombreux procédés industriels déchargent invariablement des quantités d'énergie considérable dans l'environnement par le transfert thermique. Bien que l'eau puisée d'une rivière ou d'un lac proche puisse être utilisée pour évacuer cette énergie.

I- 4.Conclusion

A travers une rapide incursion historique, L'intérêt d'une telle démarche de recherche bibliographique est d'une part, pour connaître les nouvelles données sur les problèmes existants dans les aéro-réfrigérants (les tours de refroidissement), et d'autre part, d'étudier les comportements thermiques d'une aéro-réfrigérant sec afin de sélectionner le modèle de notre étude.

A cause de l'importance de cette approche et vue les multiples utilisations des aéro-réfrigérants dans le domaine industriel, les chercheurs sont toujours intéressés à apporter des réponses et des solutions à des questions et des problèmes posés quotidiennement. La modélisation théorique de ces équipements est assez complexe compte tenu de la multiplicité des transferts qui y prennent place, ainsi que les conditions diverses de fonctionnement. L'investigation expérimentale parue par contre moins difficile concernant la mesure des températures et des flux d'air et de l'eau, les débits des deux flux,...etc.

CHAPITRE II

Généralités sur les techniques de refroidissement

- II.1. Introduction
- II.2 Description générale
- II.3 Les différents types des tours de refroidissement
- II.4 Descriptions des composants des aéro-réfrigérants
- II.5 Les modes de transfert
- II.6 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. Il s'agit d'un cas particulier d'un échangeur de chaleur où le transfert thermique s'effectue par contact direct ou indirect entre les flux. Le moyen de refroidissement de telles installations est le plus souvent l'air ambiant. Les tours de refroidissement sont des équipements courants, présents dans des installations de climatisation, ou dans des procédés industriels et énergétiques.

Dans ce chapitre je vais introduire les différents types des tours de refroidissement ainsi que les modes de transferts.

II.2 Description Générale

Les procédés utilisés dans l'industrie du raffinage des produits pétroliers demandent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis avec ou sans changement de phase au cours des divers opérations auxquelles ils sont soumis. La réfrigération et la condensation du fluide de process par échange direct avec l'air qui arrive à travers la surface à ailettes d'un faisceau de tube sont assez récentes leur application dans le domaine pétrolier et la pétrochimie et du raffinage, s'est rapidement étendue et désormais tend à remplacer presque complètement le système traditionnel de refroidissement à eau. Les motifs de ce développement rapide sont multiples :

- En premier lieu la difficulté de trouver de grande quantité d'eau oblige les industriels à chercher d'autres moyens de refroidissement.
- Le problème est devenu encore plus grave avec le développement de l'industrie et l'augmentation des installations du point de vue capacité et nombre d'équipements utilisant l'eau de refroidissement de plus en plus et non seulement rare mais aussi polluée et corrosive les matériaux de construction employés dans le circuit de refroidissement.
- L'utilisation de l'eau est la seule alternative possible, étant gratuite et disponible partout.
- L'utilisation de refroidisseurs à air est justifiée même dans les zones où l'eau est en abondance, en effet le coût d'installation des refroidisseurs à air bien qu'étant plus élevé que pour les refroidisseurs à eau, les frais généraux sont moindres d'investissement, l'utilisation de l'air comme moyen de refroidissement au lieu de l'eau permet d'éliminer les pompes de circulation, les conduites d'eau, l'utilisation de matériaux spéciaux pour la construction des échangeurs.

Les frais d'entretien sont aussi beaucoup plus bas dans les installations de réfrigérant à air, les aéro-réfrigérants utilisent comme fluide réfrigérant l'air froid ambiant qui après aspiration par des ventilateurs, traverse des faisceaux de tube à ailette généralement à l'intérieur desquels circule un fluide à refroidir ou à condenser.

Les faisceaux peuvent être horizontaux, verticaux ou inclinés, les circulations de l'air et du fluide cote tubes s'effectuant à courants croisés, pour la plupart des aéro-réfrigérants de produits pétroliers les faisceaux sont horizontaux.

II.3 Les différents types des tours de refroidissement

Il existe quatre types de tour de refroidissement

- Tour de refroidissement ouvert
- Tour de refroidissement fermé
- Tour de refroidissement avec un condenseur évaporatif
- Tour de refroidissement à circuit fermé hybride

II.3.1 Tour de refroidissement à circuit ouvert

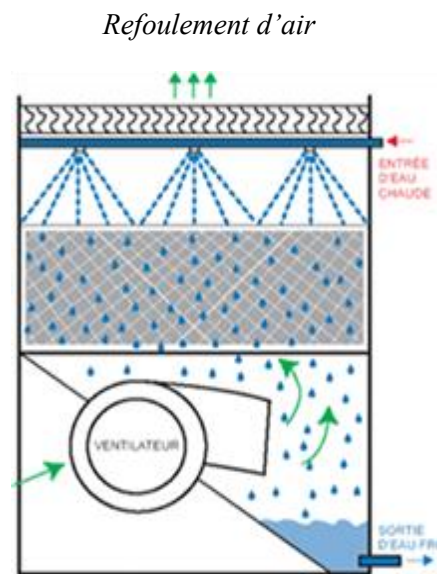


Fig. II.1 : Schéma d'une tour de refroidissement ouvert [74]

Dans une tour à circuit ouvert (figure II.1), l'eau provenant de la source de chaleur du procédé est distribuée directement sur la surface de ruissellement et entre en contact avec l'air soufflé au travers de la tour, assurant ainsi le refroidissement par évaporation d'une petite partie de cette eau, grâce à l'échange direct obtenu entre l'eau et l'air.

La tour ouverte est l'équipement évaporatif qui offre les plus grands avantages en matière de rendement, d'encombrement, de coût unitaire et de consommation, présentant également le poids d'installation le plus faible. Dans le cadre de la gestion du risque lié au suivi de la qualité de l'eau, il faudra cependant tenir compte de la totalité du volume du circuit incluant la tour de refroidissement proprement dite et tout le réseau, les échangeurs, les bassins éventuels, et les pompes. Il faut donc gérer souvent des volumes importants et des matériaux constitutifs de natures différentes.

Dans ces systèmes, les points chauds tels que l'échangeur de chaleur ou le condenseur sont des sites plus favorables au développement du tartre, de la corrosion ou de la

prolifération microbienne. Au vu de leur taille et de leur volume, ces systèmes peuvent parfois être plus difficiles à nettoyer ou à désinfecter en cas d'encrassement ou de pollution.

II.3.2 Tour de refroidissement à circuit fermé

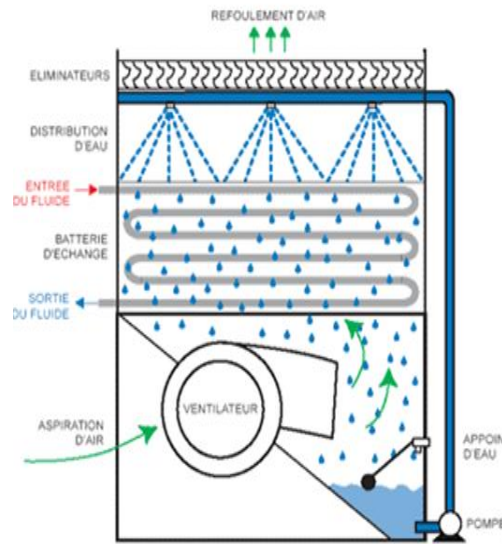


Fig. II.2 : Schéma d'une tour de refroidissement à circuit fermé [74]

Dans une tour à circuit fermé (figures II.2 et II.3), le fluide à refroidir circule dans un échangeur tubulaire étanche, lui-même directement arrosé. Le refroidissement est assuré comme dans une tour ouverte, par évaporation d'une partie de l'eau de pulvérisation. En matière de gestion du risque, la tour fermée avec échangeur arrosé offre donc de nombreux avantages. Ce principe permet ainsi de confiner l'eau de pulvérisation à la seule tour de refroidissement. Le circuit primaire est fermé et totalement confiné, sans entrer en contact avec l'air.

L'eau de pulvérisation ne peut donc pas être contaminée par les bactéries qui se développent dans les bras morts des tuyauteries ou dans les autres équipements externes au refroidisseur évaporatif (condenseur). De plus, elle se trouve à une température inférieure à celle du procédé. Plus la température d'eau est basse, moins il y a de prolifération bactérienne. Seul le circuit de pulvérisation totalement confiné à la tour de refroidissement doit être traité et géré en termes de qualité d'eau.

Par ailleurs la conception de ces équipements avec tubes d'échangeurs à surface lisse, liée à une bonne accessibilité pour le nettoyage, évite les zones permettant l'accumulation ou l'encrassement typique dans les échangeurs tubulaires ou échangeurs à plaques, dans les surfaces d'échange de type parking ou nids d'abeille qui présentent des surfaces complexes favorables à l'encrassement et difficile à nettoyer par la suite.



Fig.II.3 : Schéma d'une tour fermée à grands débits d'eau de pulvérisation [75]

Avec de grands débits d'eau de pulvérisation et un débit de distribution homogène, les tubes et le bassin seront lavés en permanence, limitant ainsi la probabilité de formation de dépôt. Par ailleurs, ces appareils nécessitant des débits d'air plus importants sont plus favorables à la réduction éventuelle de panache. L'association d'une tour de refroidissement de type ouvert avec un échangeur à plaques qui permet d'isoler le circuit d'utilisation du circuit pulvérisation réduit la gestion du risque de Legionnella à un circuit plus confiné. Il faut toutefois se rendre compte que ceci ne supprime pas de surfaces complexes comme les échangeurs à plaques et les garnissages. Ces équipements sont plus favorables au risque d'entartrage ou à la formation de bio film et restent difficiles à inspecter et nettoyer.

II.3.3 Tour à condenseurs évaporatifs

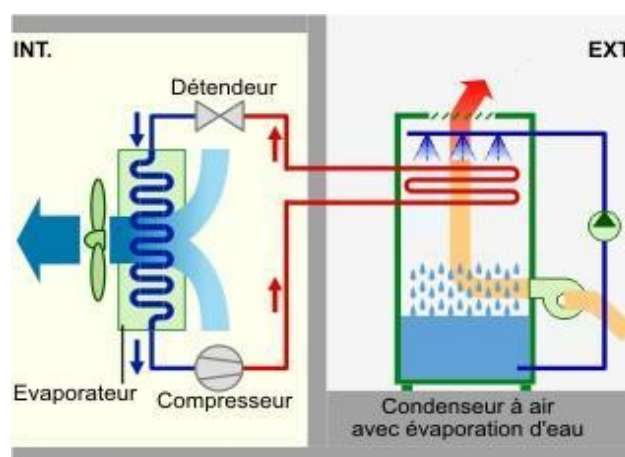


Fig.II.4 : Schéma d'une tour liée à condenseur évaporatif [74]

Les condenseurs évaporatifs sont de construction équivalente à celle des tours de refroidissement à circuit fermé (voir figure II.4). En lieu et place d'une surface d'échange dans une tour de refroidissement conventionnelle, on trouve une batterie de condensation dans laquelle circule le frigorigène.

Le refroidissement évaporatif est assuré en recyclant et en pulvérisant de l'eau sur cette batterie de condensation, pendant que de l'air ambiant circule au travers et à l'extérieur de cette batterie, ce qui entraîne l'évaporation d'une faible quantité d'eau de pulvérisation. La chaleur latente prélevée du frigorigène qui se condense est transmise à l'air en circulation. Le condenseur évaporatif, en condensant directement le fluide frigorigène, est la forme d'équipement évaporatif offrant le meilleur rendement. Les avantages en matière de gestion du risque sont identiques à ceux offerts par une tour de refroidissement du type évaporatif. L'inconvénient majeur du condenseur évaporatif reste le volume du fluide frigorigène du système global, qui sera plus important et nécessite donc une gestion plus poussée du risque lié aux exigences de confinement de l'ammoniaque.

II.3.4 Tour de refroidissement à circuit ouvert hybride

Tour hybride ouvert

Procédé à refroidir

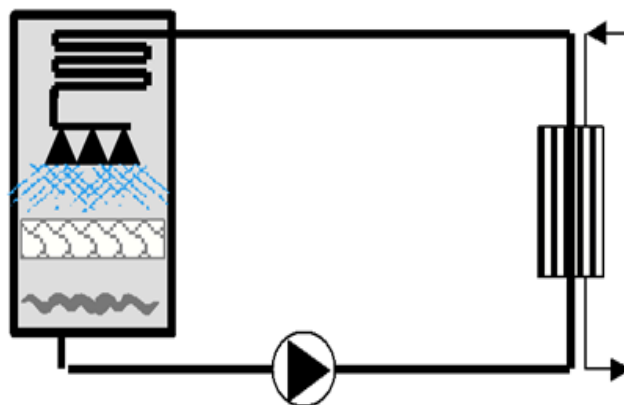


Fig.II.5 : Tour hybride ouvert [75]

Ce type de tour est constitué d'une batterie sèche et d'un corps d'échange sur lequel l'eau du procédé ruisselle : le fluide à refroidir circule en premier lieu dans une batterie sèche située au sommet de la tour de refroidissement. Si le refroidissement en mode sec n'est pas suffisant, le fluide est alors dispersé sur un corps d'échange, s'évapore en partie puis retourne à la température désirée vers le procédé.

Grâce à l'utilisation d'une batterie placée au refoulement, l'appareil peut travailler selon trois modes distincts :

- ♦ Mode sec et humide combiné, dans les conditions de sélection nominales et d'ambiance les plus élevées.
- ♦ Mode adiabatique, en intermédiaire, lorsque la température ambiante et/ou la charge seront plus faibles.
- ♦ Mode sec uniquement, dans les conditions plus froides et de charges plus réduites.



Fig.II.6 : un tour de refroidissement hybride ouvert [75]

II.4 Descriptions des composants des aéro-réfrigérants



Fig.II.7 : les principaux composants d'un tour de refroidissement [75]

Les principaux composants d'un tour de refroidissement ouvert sont :

II.4.1 Le corps d'échange ou packing

Il est constitué :

- ♦ D'un empilement de parois ondulées ou en nid d'abeille sur lesquelles les gouttelettes d'eau s'écoulent sous forme de film.
- ♦ D'un empilement de lattes sur lesquelles l'eau s'éclate en gouttes successives.

Les matières plastiques généralement utilisées éliminent le risque de corrosion. Ces corps d'échange sont sensibles à l'encrassement et surtout à l'entartrage.

Les figures suivantes illustrent des exemples de corps d'échange utilisés couramment :

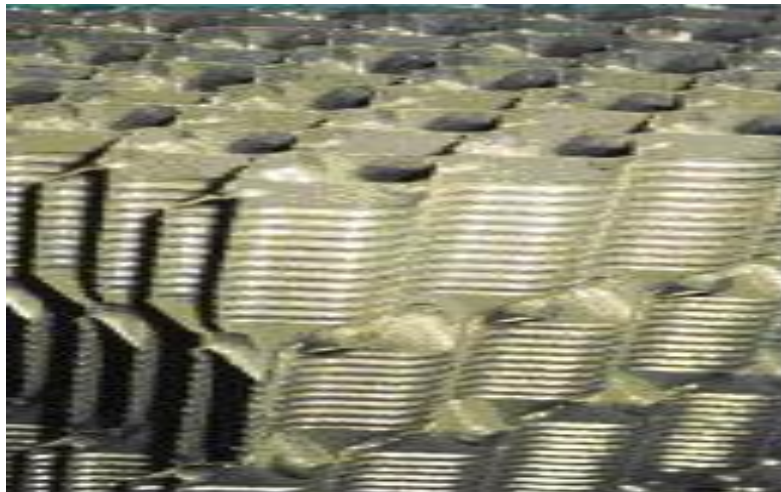


Fig.II.8 : Corps d'échange avec Canaux verticaux [74]



Fig.II.9 : Corps d'échange de type gouttes [74]

Pour réduire l'encrassement et l'entartrage des corps d'échange, il est recommandé de veiller à garantir une accessibilité optimale, en vue du nettoyage et détartrage (ce dernier est nécessaire en cas de traitement d'eau non approprié) au minimum une fois par an. Une porte d'accès doit en outre permettre le contrôle visuel de la surface d'échange.

Un échange standard du Packing peut également s'avérer être une solution économique.

II.4.2 Le pare-gouttelettes

Ils sont appelé aussi éliminateur de gouttes, séparateur de gouttelettes. Il est très important pour prévenir le risque d'entraînement de gouttelettes potentiellement infectées par les légionelles. Sa conception doit être telle que le taux d'entraînement soit limité le plus possible.

Le taux d'entraînement (appelé aussi entraînement vésiculaire) ne doit pas être supérieur à 0,01% du débit d'eau en circulation (valeur donnée pour le point de fonctionnement nominal, car le taux d'entraînement varie selon les conditions de fonctionnement d'une tour aéroréfrigérante).

Il revient donc aux exploitants de s'assurer auprès du fabricant de la tour de refroidissement que ce seuil est respecté.

La même démarche doit être effectuée lors d'un changement d'un des composants de la tour.

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.

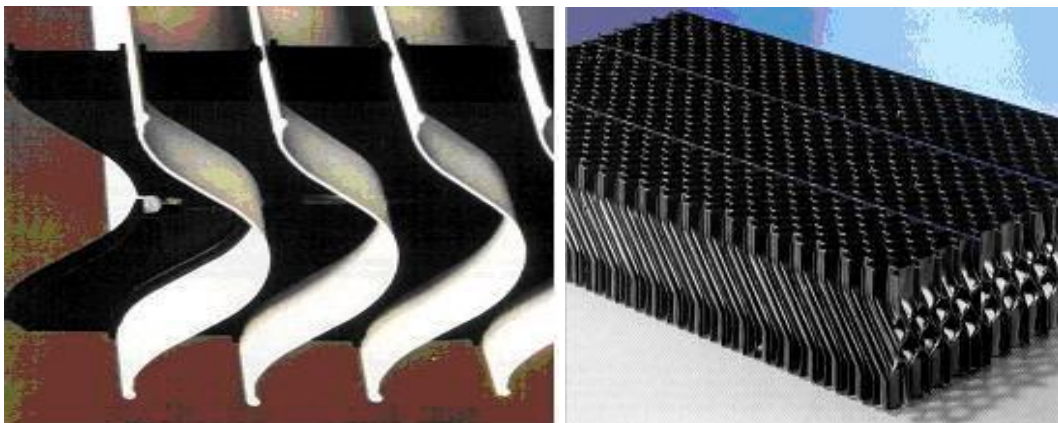


Fig.II.10 : Exemples de pare-gouttelettes [74]

II.4.3 Les rampes de dispersion (rampes de pulvérisation)

Ces rampes servent à la dispersion du fluide sous forme de gouttelettes sur le corps d'échange. 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) sont préférés.



Fig.II.11 : Système de dispersion du fluide à refroidir [74]

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.4.4 Le bassin de rétention

Il est situé sur la partie basse de la tour afin de récupérer l'eau non évaporée après qu'il passe dans le corps d'échange.

Cet élément doit être conçu de façon à être fermé et non poreux, tout en facilitant sa maintenance, en privilégiant les pentes d'écoulement et l'accessibilité.

Il doit comprendre un point de vidange situé à son point bas, ainsi qu'une purge de déconcentration.

Le remplissage en eau d'appoint y est généralement régulé par un contrôleur de niveau soit mécanique, soit électronique.

Les matériaux utilisés pour les bacs de rétention sont généralement l'acier galvanisé, l'inox, les polyester et le béton « pour les applications industrielles de puissances thermiques supérieures à 4 MW ».

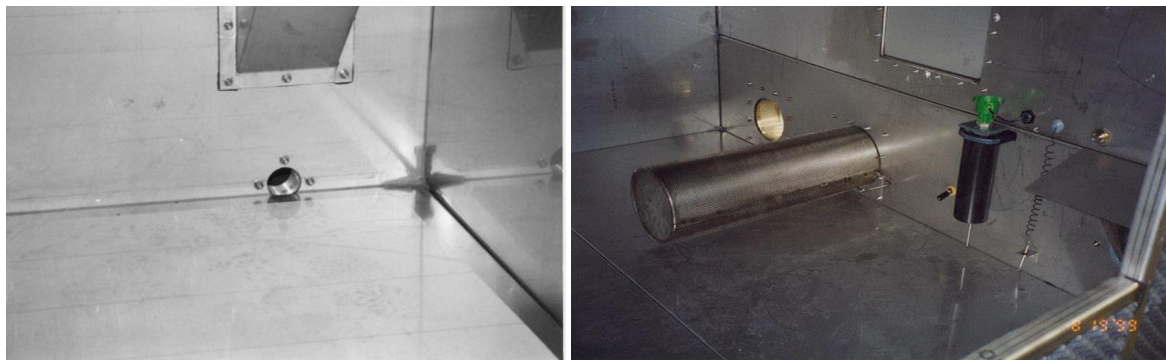


Fig.II.12: Exemples de bassin de rétention avec point de vidange [74]

II.4.5 Les ventilateurs

Ces ventilateur assure la circulation de l'air à traversant 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 régulée pour maintenir la température de sortie d'eau souhaitée qu'elles soient les conditions ambiantes.

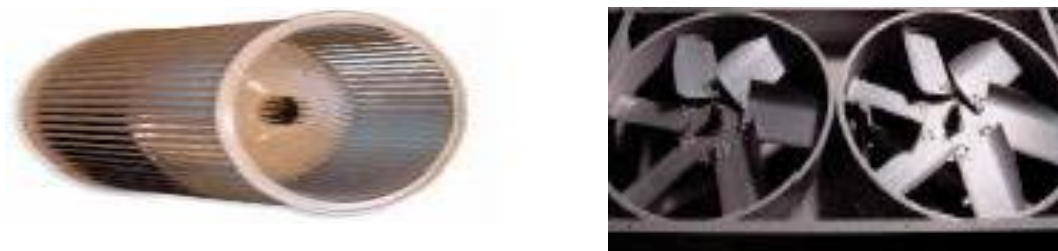


Fig.II.13: ventilateurs centrifuge et axial [74]

Dans le cas d'un tour de refroidissement ouvert avec un échangeur intermédiaire distant, deux autres composants font partie du système de refroidissement.

II.4.6 L'échangeur intermédiaire

Il est disposé entre le circuit d'eau de la tour et le circuit du procédé à refroidir. Celui-ci peut être un échangeur à plaques ou un échangeur tubulaire (à l'Institut Pasteur il est un échangeur à plaque). Cet échangeur intermédiaire doit résister à la corrosion, l'entartrage et à l'encrassement.

II.4.7 La pompe de circulation additionnelle

Elle assure la circulation de l'eau de la tour au procédé à refroidir.

Les composants d'un tour de refroidissement fermé : Comparativement à une tour ouverte, le principal changement est la suppression du corps d'échange (packing) sur laquelle ruisselait l'eau du procédé à refroidir et son remplacement par un échangeur tubulaire. La figure suivante montre un exemple du type d'échangeur couramment utilisé :

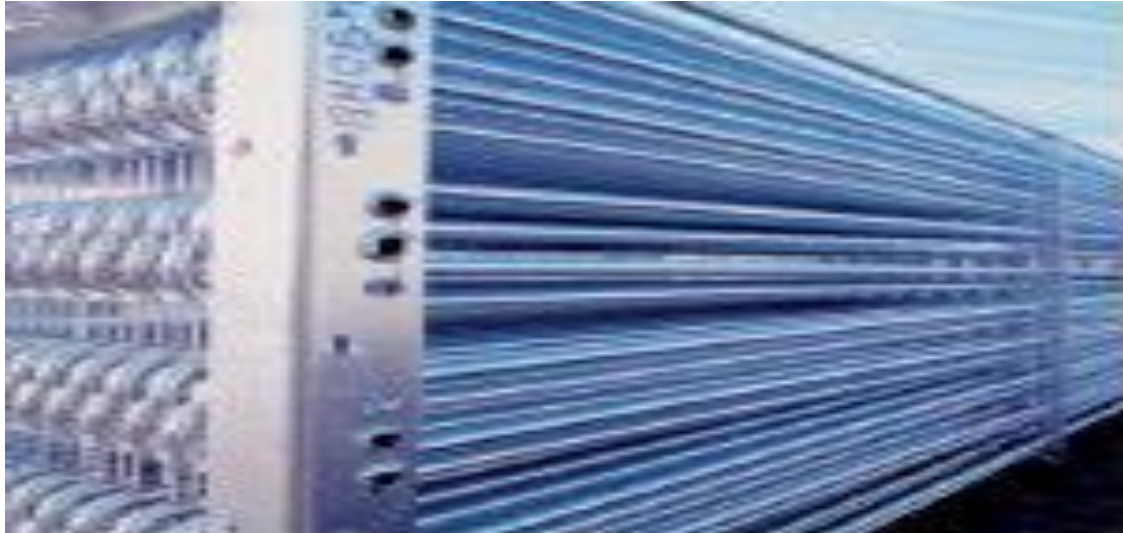


Fig.II.14 : Exemple d'un échangeur tubulaire intégré
dans un tour de refroidissement fermé [74]

Cet échangeur tubulaire est généralement en acier galvanisé, parfois en inox. Les aspects encrassement et entartrage sont des points essentiels à prendre en considération au moment de la conception de l'installation et lors de son exploitation

II.5 Les modes de transfert

Les deux modes de transfert appliqué dans les tours de refroidissement sont la conduction et la convection :

- ◆ Pour la tour fermée : un transfert par conduction et convection
- ◆ Pour la tour ouverte : un transfert par conduction

II.5.1 Conduction

Le transfert par conduction est un échange d'énergie avec contact quand il existe un gradient de température (variation progressive de la température) au sein d'un système.

Dans un gaz ou un liquide, l'énergie se propage par contact direct entre molécules au gré des chocs aléatoires à l'échelle microscopique. Dans un solide ou fluide immobilisé, la des chocs aléatoires à l'échelle microscopique.

Dans un solide ou fluide immobilisé, la vibration des atomes autour de leur position d'équilibre dans le solide, se transmet de proche en proche. Les cristaux disposent d'un mode de transfert thermique supplémentaire particulier associé aux vibrations du réseau.

Exemples de transfert par conduction : transfert à travers une paroi diathermique (par exemple les ailettes de refroidissement d'un moteur ou les radiateurs d'un chauffage central...)

contrairement à une paroi adiabatique qui s'oppose au transfert de chaleur (par exemple, la paroi d'une bouteille thermos).

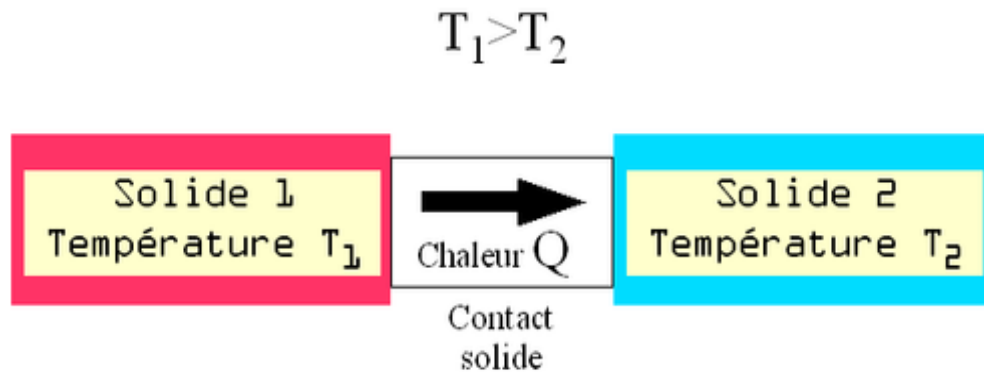


Fig.II.15 : transfert de chaleur par conduction [75]

II.5.2 Convection

Transfert d'énergie qui s'accompagne de mouvement de molécules dans un fluide (liquide ou gaz).

- ♦ Convection naturelle (ou libre) : l'échange de chaleur est responsable du mouvement. Le transfert thermique provoque le mouvement.
- ♦ Convection forcée : un dispositif mécanique entraine les molécules vers le dispositif chauffant. Le mouvement favorise le transfert thermique.

Les lois sont très différentes dans les deux cas.

Exemples de transfert par convection : échange de chaleur dans des radiateurs à circulation d'eau ou d'air (convection forcée), refroidissement d'une tasse de liquide chaud en soufflant dessus (convection forcée), diffusion de l'air chaud au-dessus d'un radiateur électrique (convection naturelle s'il n'y a pas de soufflerie dans le radiateur).

II.6 Conclusion

L'aéro-réfrigérant joue le rôle principal dans le déplacement de la chaleur perdue produite par le chauffage commercial, l'aération, les systèmes de la climatisation et les processus industriels, et devrait être donnée une inspection et une évaluation complète d'ingénierie. Ceci peut être exécuté au coût nominal et à un état formel soumis avec des recommandations, des coûts estimatifs de budget, et l'évaluation de l'état thermique, structural, et mécanique du matériel.

La plupart des tours établies il y a 15 à 20 ans sont tout à fait substantielles et se prêtent très bien à l'évolution thermique et/ou plus élevée de volume d'eau. Aujourd'hui, les tours modernes sont habituellement augmentées jusqu'à la limite de leur capacité, et en raison du marché compétitif, parfois ne produise même pas les 100% de leur capacité. Par conséquent il est tout à fait prudent avant que les nouvelles capacités de tour de refroidissement soient considérées ou installées, il doit y avoir une inspection professionnelle pour déterminer le potentiel d'évolution de la tour existante. On peut affirmer que pratiquement toutes les tours de refroidissement plus anciennes peuvent être améliorées pour exécuter à des niveaux d'efficacité plus élevés qui peuvent fournir un remboursement rapide et rentable.

L'analyse de gestion d'énergie est une considération très importante des eaux coûts élevés d'énergie. Il est recommandé de considérer une inspection complète d'ingénierie et une évaluation de l'usine entière pour ne rien négliger dans la recherche et pour réduire la consommation d'énergie. La tour de refroidissement est un des centres d'économie d'énergie et des générateurs le plus souvent négligée qui devraient être identifiés et exploités. Dans beaucoup de cas, le facteur limiteur de la production est la qualité et la quantité d'eau froide.

CHAPITRE III

Modèle mathématique de l'aéro-réfrigérante

- III.1. Introduction
- III.2. Description générale
- III.3. Bilan thermique
- III.4. Caractéristique de la tour aéro-réfrigérante utilisé.
- III.5. Exemple de fonctionnement
- III.6. Conclusion

III.1 Introduction

Les modèles mathématiques ou les approches qui prédisent le transfert de chaleur et de masse dans les tours de refroidissement constituent la base de toute investigation théorique ou expérimentale des performances des tours de refroidissement [76].

Dans ce chapitre, c'est le modèle mathématique qui sera utilisé pour étudier les paramètres de performance de transfert de chaleur d'une tour aéro-réfrigérante sec. Le logiciel de calcul scientifique Matlab utilisé pour la résolution numérique des équations mathématiques du modèle de la tour de refroidissement.

III.2 Description générale

L'échangeur correspond alors à un échangeur tubes-ailettes avec l'eau du réseau condenseur circulant dans les tubes et l'air atmosphérique circulant sur les ailettes. Des ventilateurs, le plus souvent hélicoïdes permettent la circulation de l'air sur l'échangeur. Les ventilateurs considérés ici ne présentent qu'une seule vitesse, mais le cloisonnement des ventilateurs permet une variation du débit d'air en cascade. Le débit d'eau sur le condenseur du groupe frigorifique est constant. Au niveau de l'aéro-réfrigérant, la régulation est réalisée par une variation du débit d'air. Les échangeurs présentent généralement 4 rangs de tubes, et ainsi il est possible de considérer ces échangeurs comme des contre-courants purs.

Le coefficient d'échange de chaleur est déterminé à partir d'un point de fonctionnement de l'échangeur en considérant les relations de différence moyenne logarithmique de température et est réparti en deux parts dues aux coefficients d'échanges côté air et côté eau. Trois modules distincts sont présentés :

1. Un module permettant l'identification des coefficients d'échange interne et externe à partir d'un point de fonctionnement.
2. Un module permettant le calcul les performances (capacité de refroidissement) de l'aéro-réfrigérant dans des conditions données.
3. Un modèle permettant le calcul de la fraction de ventilateurs en fonctionnement prenant en compte la régulation.

III.3 Bilan thermique

Le schéma suivant représente un aéro-réfrigérant sec : (eau-air)

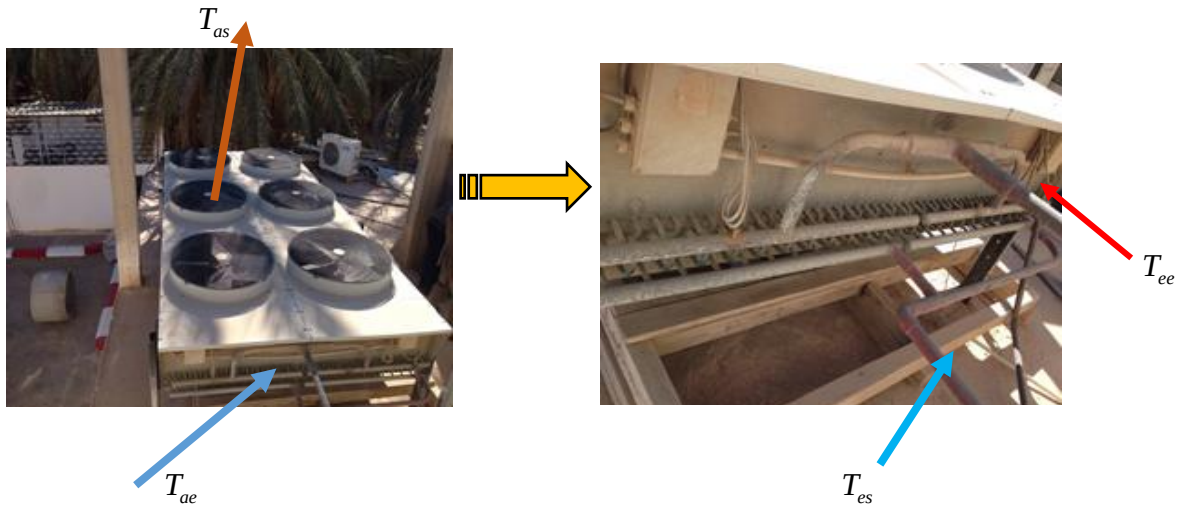


Fig. III. 1 : Schéma d'un aéro – réfrigérant sec.

III.3.1 modèle physique local d'échange de chaleur et de masse

La représentation suivante illustre le fonctionnement d'un aéro-réfrigérant sec, c'est-à-dire un échangeur de chaleur entre de l'eau chaude et de l'air dont l'objectif est de refroidir l'eau [77]:

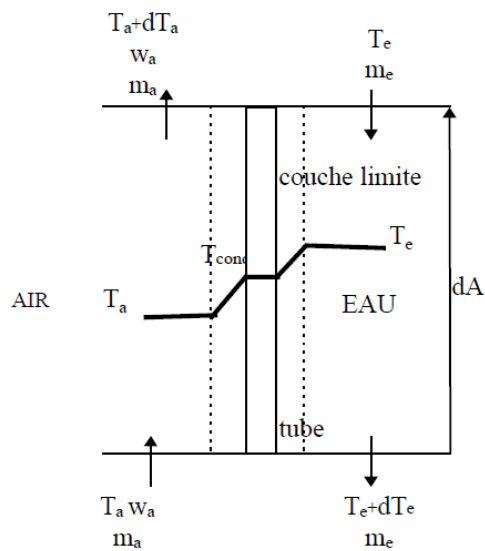


Fig. III. 2 : Représentation schématique de l'échange thermique d'un aéro-réfrigérant sec.

L'hypothèse est faite de l'homogénéité de l'eau et de l'air en dehors de la couche limite. L'échange entre le courant d'air et le tube s'écrit de la façon suivante :

$$dQ = U_{ext} dA (T_a - T_{tube}) \quad (III.1)$$

Si on néglige la conduction dans le tube du fait de la grande conductivité des matériaux employés devant les phénomènes convectifs, l'échange de chaleur entre le tube et le courant d'eau s'exprime alors [...]:

$$dQ = U_{int} dA (T_{tube} - T_{eau}) \quad (III.2)$$

Considérant l'expression du flux de chaleur dans les différents échanges, on conçoit alors un échange direct entre l'air et l'eau en introduisant l'expression de deux résistances en série, l'une comprenant l'échange convectif entre l'air et le tube (U_{ext}), l'autre comprenant l'échange conductif (négligé) et l'échange convectif entre le tube et l'eau (U_{int}).

La conductance globale s'écrit donc, en associant coefficient d'échange et surface d'échange :

$$\frac{1}{UdA} = \frac{1}{U_{ext} dA_{ext}} + \frac{1}{U_{int} dA_{int}} \quad (III.3)$$

L'échange de chaleur et de masse au sein de l'aéro-réfrigérant par l'expression suivante de la puissance :

$$dQ = U dA (T_a - T_e) \quad (III.4)$$

A partir de la formulation de l'échange local, les méthodes de calcul des échangeurs ($NUT - \varepsilon$ et ΔT_{LM}) sont démontrées en faisant l'hypothèse d'un coefficient d'échange constant sur l'ensemble de l'échangeur.

III.3.2 Détermination des caractéristiques de l'aéro-réfrigérant

Les caractéristiques de l'aéro-réfrigérant sont déterminées à partir d'un point de fonctionnement en utilisant la méthode des différences logarithmiques des températures appliquées à un échangeur contre-courant. Il est supposé que le point de fonctionnement correspond au débit d'air maximum (tous les ventilateurs en fonctionnement).

$$Q = U.A.\Delta T_{LM} \quad (III.5)$$

En considérant la valeur de la différence moyenne logarithmique pour un échangeur à contre-courant:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ae} - T_{es}) - (T_{as} - T_{ee})}{\ln \left(\frac{T_{ae} - T_{es}}{T_{as} - T_{ee}} \right)} \quad (\text{III.6})$$

La puissance totale se retrouve à partir des états du fluide primaire et du fluide secondaire en considérant :

$$Q = C_a (T_{as} - T_{ae}) = C_e (T_{ee} - T_{es}) \quad (\text{III.7})$$

$$C_{air} = m_a (C_{pa} + w_a \cdot C_{pv}) \quad (\text{III.8})$$

$$C_{eau} = m_a C_{pe} \quad (\text{III.9})$$

Il est proposé une méthode reposant sur la clef de répartition entre UA_{ext} et UA_{int} afin de tenir compte d'une éventuelle évolution du modèle.

Une clef de répartition est utilisée afin de déterminer UA_{ext} et UA_{int} à partir de la connaissance du coefficient global UA. Cette clef est déterminée à partir de valeurs de dimensionnement typiques de batteries froides étendues aux technologies des aéro-réfrigérants. Les hypothèses sont les suivantes :

- même configuration entre batterie froide et aéro-réfrigérant sec au niveau de la disposition des ailettes ainsi que des tubes. Seul le nombre de rangs de tubes est différent et plus élevé dans le cas d'un aéro-réfrigérant,
- débit d'eau semblable au point de fonctionnement nominal entre une batterie froide et un aéro-réfrigérant, c'est-à-dire un coefficient d'échange intérieur semblable,
- au point de fonctionnement nominal, la vitesse de l'air est de l'ordre de 5 m/s pour l'aéro-réfrigérant, contre 2,5 m/s dans le cas d'une batterie froide,
- une répartition typique pour une batterie froide serait $UA_{int, froid} = 3UA_{ext, froid}$.

On en déduit alors, compte tenu des rapports de vitesse côté air, les rapports suivants pour les coefficients d'échange de l'aéro-réfrigérant :

Avec $n=1,89$

$$\begin{aligned} UA_{int} &= n UA_{ext} \\ UA_{int} &= (n+1) UA \\ UA_{ext} &= \frac{(n+1) UA}{n} \end{aligned} \quad (\text{III.10})$$

Cette méthode utilise le coefficient d'échange global identifié de l'aéro-réfrigérant. Par contre, afin de tenir compte d'une éventuelle variation des débits, une séparation des coefficients d'échanges respectant l'ordre de grandeur des coefficients est proposée. L'erreur introduite est plus faible que celle qui aurait été introduite par l'utilisation d'un coefficient d'échange constant côté eau. La valeur de n , clef de répartition des coefficients correspond à

une valeur par défaut. Dans la mesure où l'utilisateur possède une connaissance précise de la répartition des coefficients d'échange au point de fonctionnement nominal, celui-ci peut changer la valeur de n .

III.3.3 Détermination des performances maximales de l'aéro-réfrigérant

Ce modèle permet de calculer la puissance de refroidissement disponible. L'aéro-réfrigérant est représentée par un échangeur à contre-courant, puisqu'il s'agit d'un échangeur à courants croisés de plus de 4 rangs. Les corrélations permettant de donner l'évolution des coefficients d'échange en fonction des débits d'air et d'eau sont extraites de l'analyse effectuée pour une batterie froide dans le cas d'un fonctionnement en régime sec. Ces corrélations restent valables dans le cas d'un fonctionnement pour un échangeur de chaleur.

$$UA_{int} = \frac{UA_{int Rat}}{m_{eRat}^{0,80}} m_e^{0,80} \quad (III.11)$$

$$UA_{ext} = \frac{UA_{ext Rat}}{V_{aRAT}^{0,67}} V_a^{0,67} \quad (III.12)$$

Ces corrélations peuvent être utilisées dans le cas où l'aéro-réfrigérant est utilisé dans des conditions différentes de celles données dans la documentation constructeur (notamment pour le débit d'eau). Les corrélations $NUT - \varepsilon$ dans le cas d'un échange à contre-courant sont utilisées à partir de la connaissance des conditions d'entrées et du coefficient d'échange global.

III.3.4 Détermination du fonctionnement de l'aéro-réfrigérant

La température de sortie d'eau est régulée par le nombre de ventilateurs en fonctionnement. Compte tenu de la géométrie particulière des aéro réfrigérants, l'arrêt d'un ventilateur se traduit par une diminution de la surface frontale de l'échangeur et donc de la surface d'échange. La vitesse locale de l'air ne varie pas, donc le coefficient convectif local ne varie pas. Le coefficient d'échange global est proportionnel à la surface d'échange donc au nombre de ventilateurs et/ou à leur temps de fonctionnement.

La comparaison de la capacité de refroidissement et du besoin indique dans quel cas de fonctionnement se trouve l'aéro réfrigérant.

Dans le cas où l'aéro réfrigérant est sur dimensionné, on calcule le débit capacitif d'air suffisant pour que l'eau atteigne la température de consigne (T_{cons}). Le rapport entre le débit d'air calculé et le débit d'air maximal donne la fraction de ventilateur en fonctionnement donc la fraction de puissance consommée. La puissance consommée par les ventilateurs est ici proportionnelle au débit d'air. (Voir Fig. III. 1).

Lorsque les ventilateurs sont coupés, il existe toujours un transfert thermique (dû à la convection naturelle). Ce transfert est faible et difficile à évaluer, il n'est pas pris en compte dans ce modèle.

La puissance de refroidissement ne varie pas linéairement avec la variation de débit d'air parce que l'efficacité de l'aéro réfrigérant varie avec la variation du débit capacitif de l'air. Il convient de séparer les cas où le débit capacitif de l'air est supérieur ou inférieur au débit capacitif de l'eau.

Dans le cas où le débit capacitif de l'air est inférieur au débit capacitif de l'eau, on a :

$$C = \frac{C_{air}}{C_{eau}} \quad (III.13)$$

Comme il l'a été dit précédemment, le coefficient d'échange local coté air ne varie car la vitesse localement ne varie pas par contre le coefficient global (UA) varie proportionnellement avec la surface d'échange et ici avec le débit d'air, C_{air} . D'autre part, C_{air} est ici le débit capacitif minimum, donc le NUT reste constant.

L'efficacité de l'échangeur est défini dans ce cas-là par :

$$\varepsilon = \frac{Q_{req}}{C_{air} \times (T_{ae} - T_{ee})} \quad (III.14)$$

Q_{req} est la puissance requise pour ramener l'eau à la température de consigne.

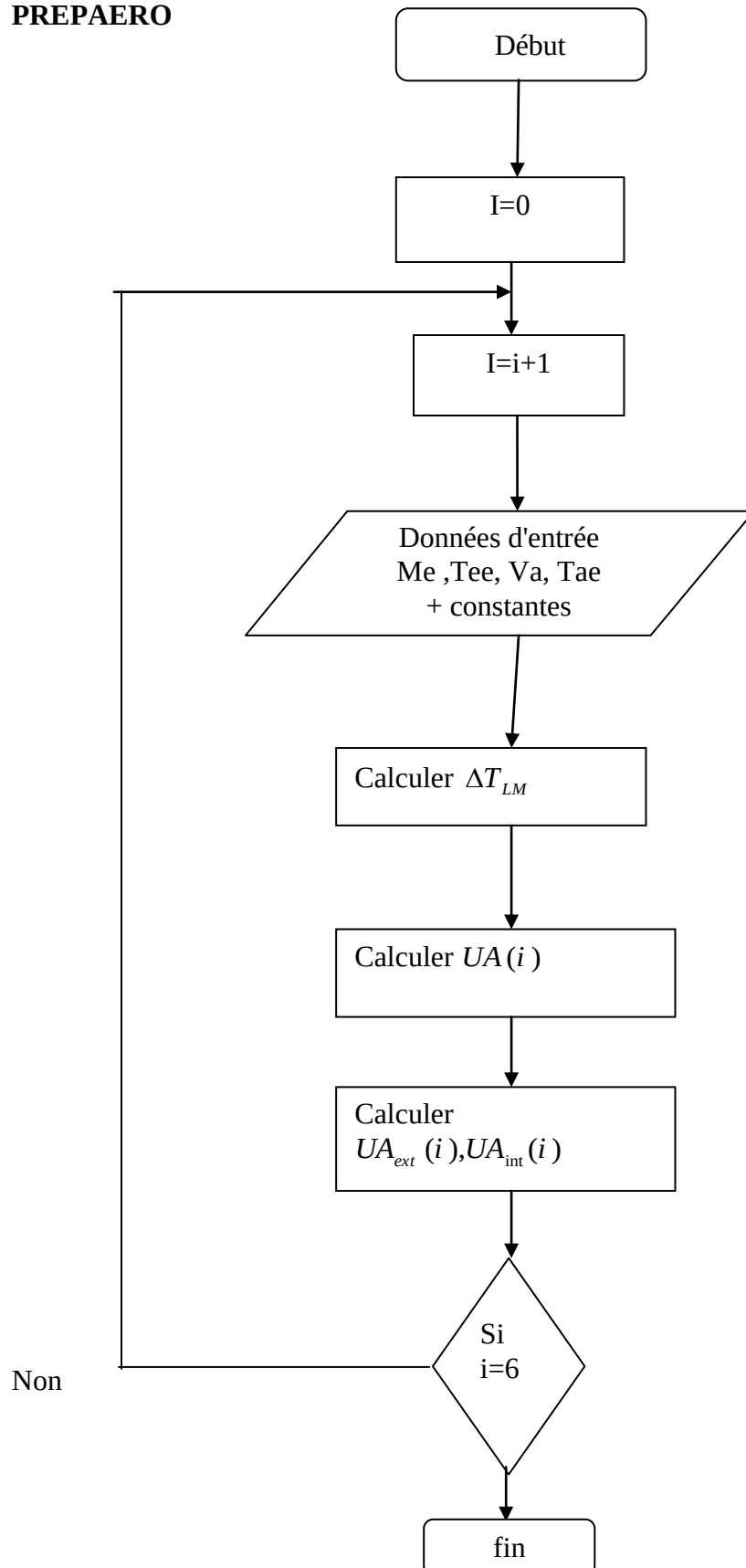
Par ailleurs, l'efficacité peut être exprimée à partir du NUT et de C [...] :

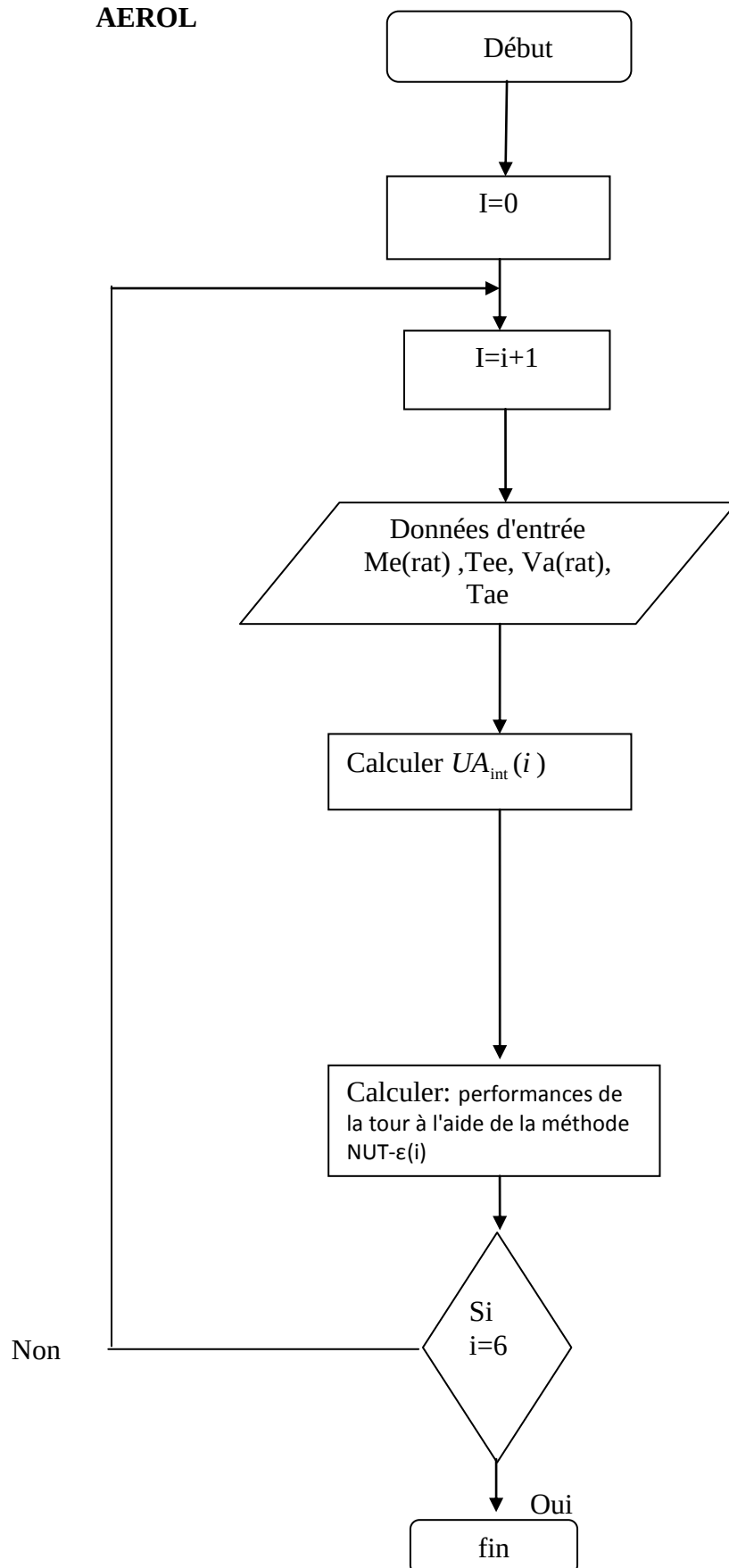
$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-(NUT(1-C))}}{1 - C \cdot e^{-(NUT(1-C))}} \quad (III.15)$$

La résolution du système permet de calculer C et donc le débit d'air. Pratiquement, la résolution directe du système est difficile et ne présente pas d'intérêt. Le calcul de C_{air} est déterminé par itération.

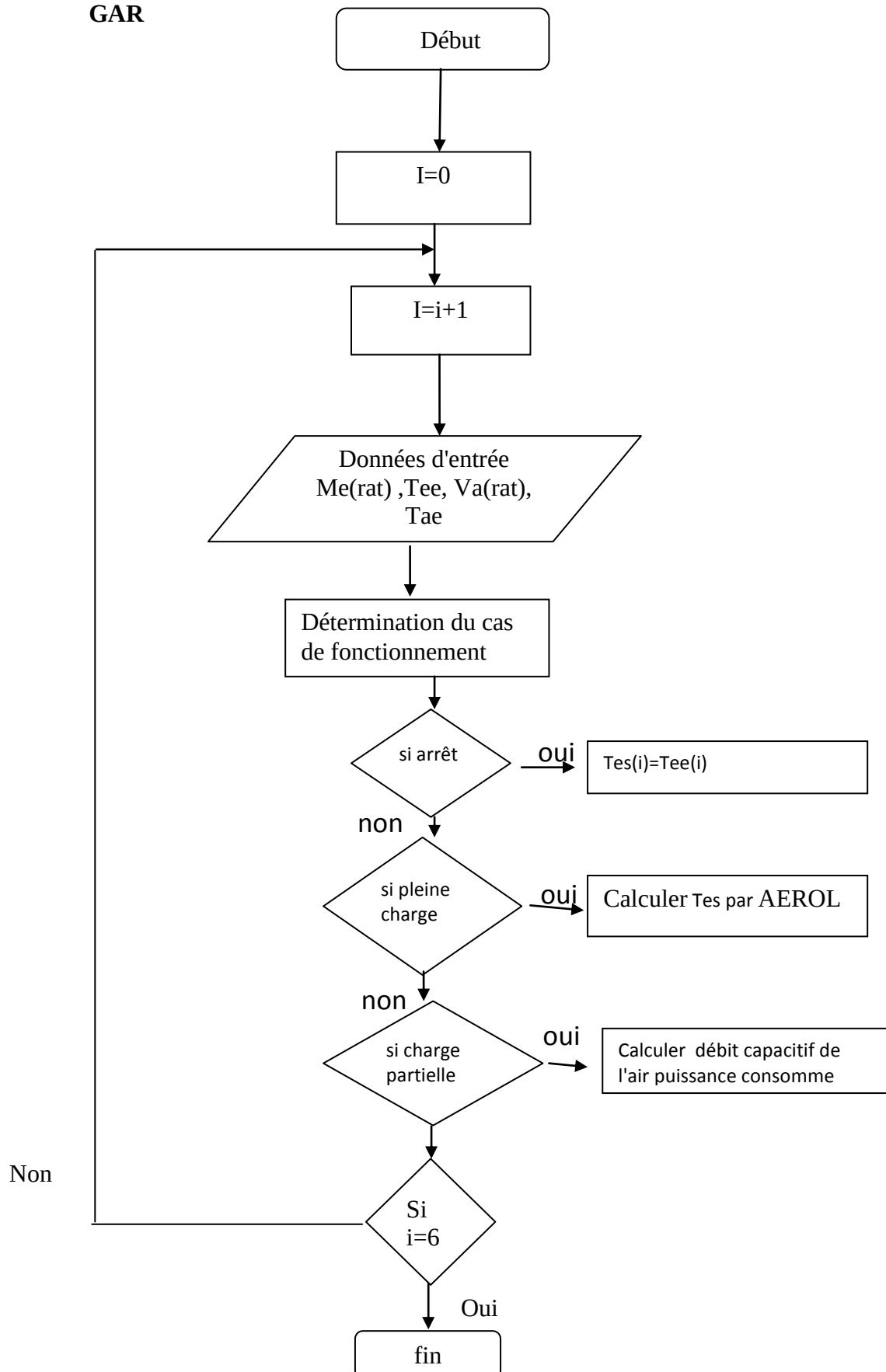
Il est calculé C_{air} avec l'efficacité nominal, le débit capacitif obtenu permet de calculer une nouvelle efficacité, qui a son tour permet de recalculer C_{air} . Une seule itération est nécessaire pour avoir une bonne précision sur C_{air} . L'organigramme de programme du modèle traité est représenté par la figure III.3, ce dernier est composée de trois fonction est nommés comme suite :

1. **la fonction PREPAERO** : Cette fonction permet d'identifier les coefficients d'échange interne et externe pour un aéro-réfrigérant sec.
2. **La fonction AEROL** : Permet de déterminer les performances d'un aéro-réfrigérant sec à débit maximal, cette fonction est basée sur les paramètres de caractéristique d'aéro-réfrigérant sec qui sont identifiés à l'aide de la fonction PREPAEROL
3. **La fonction GAR** : Permet de déterminer la consommation électrique et la température de sortie d'eau d'un aéro-réfrigérant sec à débit maximal, cette fonction est basée sur les paramètres de caractéristique de aéro-réfrigérant qui sont identifiés à l'aide des fonctions PREPAEROL et AEROL.

Fig. III.3 : Organigramme de programme du modèle.**PREPAERO**

AEROL

GAR



III.4 Caractéristique de la tour aéro-réfrigérante utilisé

Il existe deux modèles de refroidissement :

Aéro-réfrigérante à 06 ventilateurs	Aéro-réfrigérante à 02 ventilateurs
aéro-réfrigérante FRIGA-BOHN refroidi par eau / en <i>cuivre</i>	aéro-réfrigérante FRIGA-BOHN refroidi par eau / en <i>cuivre</i>
104 tubes, longueur 4.05(m) et largeur : 2.05(m)	60 tubes, longueur 2(m) et largeur : 0.60(m)
Température d'air à l'entrée : variables	Température d'air à la sortie : variables
Moteur ventilateur (380) V et 50 (Hz)	Moteur ventilateur 380V et 50 Hz
Pression : 31 Bar	Pression : 31 (Bar)
Volume 108 :(dm^3)	Volume : 40 (dm^3)
	
	
	

TAB. III.1 : Caractéristique de la tour aéro-réfrigérante utilisé.

III.5 Exemple de fonctionnement

Dans cette étude six exemples numériques étudiés sont présentés dans les tableaux ci-dessous (III-2 à III-7). Ils montrent des situations particulières des paramètres notamment ; la puissance thermique, la puissance électrique de ventilateur et le nombre d'unité de transfert NUT , ces paramètres se produisant lorsque les températures et les débits massiques de l'air et de l'eau changent.

TAB. III.2 : *Le NUT dans le cas où $V_a = 3.7(kg / s)$*

Cas	m_e	T_{ee}	$V_a = 3.7(Kg / s)$	$W_{ae} (Kg_{eau} / Kg_{air})$	T_{ae}	$Q(W)$	$Q_{ele} (W)$	NUT
1	5	45	3.7	0.08	20	40000	1000	0.398
2	5	50	3.7	0.08	25	40000	1000	0.406
3	5	55	3.7	0.08	30	40000	1000	0.443
4	5	60	3.7	0.08	35	40000	1000	0.487
5	5	65	3.7	0.08	40	40000	1000	0.532
6	5	70	3.7	0.08	45	40000	1000	0.575

TAB. III.3 : *Le NUT dans le cas où $V_a = 2.7 (kg / s)$*

Cas	m_e	T_{ee}	$V_a = 2.7(Kg / s)$	$W_{ae} (Kg_{eau} / Kg_{air})$	T_{ae}	$Q(W)$	$Q_{ele} (W)$	NUT
1	1	45	2.7	0.08	20	40000	1000	0.471
2	2	50	2.7	0.08	25	40000	1000	0.494
3	3	55	2.7	0.08	30	40000	1000	0.566
4	4	60	2.7	0.08	35	40000	1000	0.647
5	5	65	2.7	0.08	40	40000	1000	0.727
6	6	70	2.7	0.08	45	40000	1000	0.736

TAB. III.4 : *L'efficacité en fonction de la température d'air $T_{ae} (^{\circ}C)$, $\dot{m}_e = 3(kg / s)$*

Cas	m_e	T_{ee}	$V_a = 3.7(Kg / s)$	$W_{ae} (Kg_{eau} / Kg_{air})$	T_{ae}	$Q(W)$	$Q_{ele} (W)$	NUT
1	3	45	3.7	0.08	20	40000	1000	37.86
2	3	50	3.7	0.08	25	40000	1000	41.37
3	3	55	3.7	0.08	30	40000	1000	43.52
4	3	60	3.7	0.08	35	40000	1000	45.22
5	3	65	3.7	0.08	40	40000	1000	46.69
6	3	70	3.7	0.08	45	40000	1000	48.02

TAB. III.5 : *L'efficacité en fonction de la température d'air $T_{ae} (^{\circ}C)$, $\dot{m}_e = 5(kg / s)$*

Cas	m_e	T_{ee}	$V_a = 3.7(Kg / s)$	$W_{ae} (Kg_{eau} / Kg_{air})$	T_{ae}	$Q(W)$	$Q_{ele} (W)$	NUT
1	5	45	3.7	0.08	20	40000	1000	40.77
2	5	50	3.7	0.08	25	40000	1000	47.64
3	5	55	3.7	0.08	30	40000	1000	51.54
4	5	60	3.7	0.08	35	40000	1000	54.43
5	5	65	3.7	0.08	40	40000	1000	56.82
6	5	70	3.7	0.08	45	40000	1000	58.89

TAB. III.6 : *L'efficacité en fonction de la température d'air T_{ae} (°C), $\dot{m}_e = 7(\text{kg} / \text{s})$*

Cas	m_e	T_{ee}	$V_a = 3.7(\text{Kg} / \text{s})$	$W_{ae}(\text{Kg}_{eau} / \text{Kg}_{air})$	T_{ae}	$Q(\text{W})$	$Q_{ele}(\text{W})$	NUT
1	7	45	3.7	0.08	20	40000	1000	42.34
2	7	50	3.7	0.08	25	40000	1000	51.08
3	7	55	3.7	0.08	30	40000	1000	55.89
4	7	60	3.7	0.08	35	40000	1000	59.36
5	7	65	3.7	0.08	40	40000	1000	62.15
6	7	70	3.7	0.08	45	40000	1000	64.53

TAB. III.7 : *La température d'eau à la sortie T_{es} (°C) en fonction de la température d'air T_{ae} (°C)*

Cas	m_e	T_{ee}	$V_a = 3.7(\text{Kg} / \text{s})$	$W_{ae}(\text{Kg}_{eau} / \text{Kg}_{air})$	T_{ae}	$Q(\text{W})$	$Q_{ele}(\text{W})$	NUT
1	3	45	3.7	0.08	20	40000	1000	41.40
2	3	50	3.7	0.08	25	40000	1000	46.14
3	3	55	3.7	0.08	30	40000	1000	51.00
4	3	60	3.7	0.08	35	40000	1000	55.92
5	3	65	3.7	0.08	40	40000	1000	60.85
6	3	70	3.7	0.08	45	40000	1000	65.80

III.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les équations de transfert de chaleur dans une aéro-réfrigérant sec. La procédure de résolution numérique des équations du modèle mathématique, illustrée par un organigramme à la figure III.3

Après la résolution numérique du modèle mathématique, avec le logiciel de calcul scientifique Matlab, les résultats obtenus seront présentés et discutés dans le chapitre suivant.

CHAPITRE IV

Résultats et discussion

IV.1 Introduction

IV.2 Discussion des résultats

IV.2.1 Influence du rapport des débits (m_{eau} / m_{air})

IV.2.2 Influence du débit d'eau

IV.2.3 Influence de la température d'eau

IV.2.4 Influence de la température d'air

IV.3 Conclusion

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre, on présente en détail la prévision des performances d'un aéro-réfrigérant sec dans les conditions de fonctionnement trouvées par le programme numérique qui ont été décrites dans le chapitre IV précédente. Les résultats obtenus sont présentés sous forme des graphes, simulée l'efficacité de l'aéro-réfrigérant en fonction de quelques paramètres notamment ; température de l'eau, température de l'air, débit d'eau et débit l'air. Les résultats obtenus ont été discutés et analysés.

IV.2 Discussion des résultats

IV.2.1 Influence du rapport des débits (eau/air)

a)- Evolution de la température d'eau à la sortie de l'aéro-réfrigérant en fonction du rapport des débits d'eau et d'air

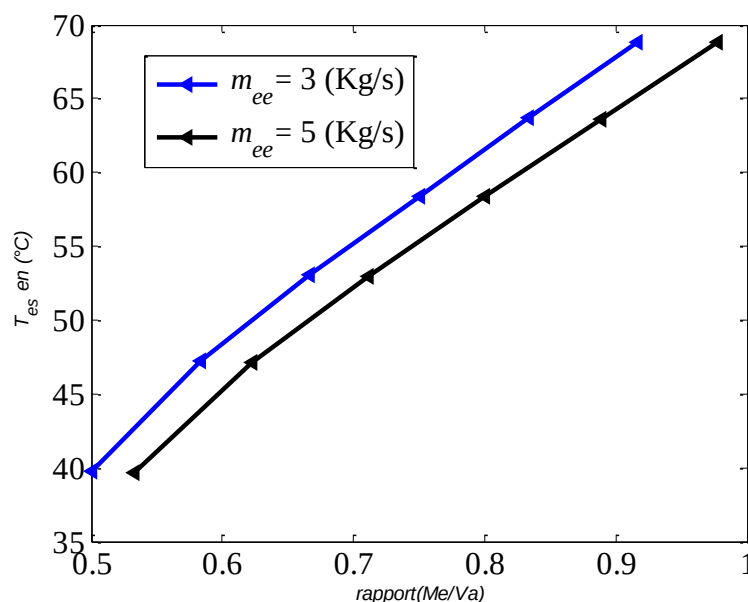


Fig. IV.1 : Evolution de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du rapport des débits.

La performance thermique d'un aéro-réfrigérant dépend de plusieurs paramètres tels que : température d'eau à l'entrée, la variation de rapport $\dot{m}_e / V_a$, le débit d'air... etc. La figure IV.1 présente la variation de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du rapport des débits ($\dot{m}_e / V_a = 0,5 \text{ à } 1$) pour différents débits d'eau. On observe que ce rapport augmente au cours du refroidissement de l'eau à partir de la température (40°C) jusqu'à la température (69°C) c.-à-d. La température de l'eau à la sortie augmente de façon monotone avec l'augmentation du rapport $\dot{m}_e / V_a$. Cela dû à l'augmentation de la chaleur entre les deux fluides, la température de la sortie d'eau augmente avec la diminution du débit massique d'eau. ($\dot{m}_e = 3 \text{ et } 5 \text{ (kg / s)}$).

b) Evolution de l'efficacité de l'aéro-réfrigérant en fonction du rapport des débits d'eau et d'air

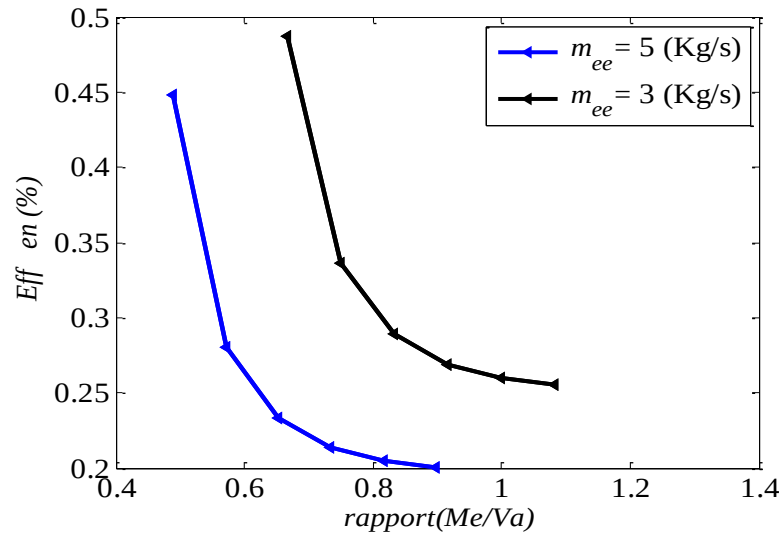


Fig.IV.2 : Evolution de l'efficacité en fonction du rapport des débits, pour différents débits massiques d'eau à l'entrée ($\dot{m}_e = 3$ et 5 kg/s), avec une température d'eau à l'entrée $T_{ee} = 45^\circ\text{C}$.

La figure IV.2, présente les résultats de la variation de l'efficacité de l'aéro-réfrigérant en fonction du rapport des débits d'eau et d'air pour différents débits massiques d'eau à l'entrée ($\dot{m}_e = 3$ et 5 (kg/s)). Cette figure montre que l'efficacité de l'aéro-réfrigérant diminue progressivement avec l'augmentation du rapport ($\dot{m}_e / V_a$) des débits d'eau et d'air pour différents débits massiques d'eau à l'entrée, avec une température d'eau à l'entrée constante $T_{ee} = 45^\circ\text{C}$.

On remarque que l'efficacité décroît rapidement avec l'augmentation du rapport des débits d'eau et d'air ($\dot{m}_e / V_a$) ; pour un débit massique d'eau de 5 (kg/s) , et pour un rapport des débits d'eau et d'air ($\dot{m}_e / V_a$) supérieur à 0.7, l'efficacité de l'aéro-réfrigérant est inférieure à 25%, on peut dire que l'influence de débit massique d'eau sur l'efficacité est clairement observable seulement dans la plus grande valeur du rapport des débits d'eau et d'air ($\dot{m}_e / V_a$). Ainsi la meilleure efficacité ($eff = 0,45$) est observée pour la plus faible valeur de rapport des débits d'eau et d'air ($\dot{m}_e / V_a$) = 0,5.

Alors, on peut dire que l'efficacité de l'aéro-réfrigérant est meilleure dans le cas où le rapport du débit d'eau et du débit d'air est faible, et on résulte que l'efficacité est mieux si le débit d'eau est faible pour porter beaucoup de chaleur.

c) Evolution de l'efficacité de l'aéro-réfrigérant en fonction du rapport des débits d'eau et d'air pour différentes températures de l'eau à l'entrée.

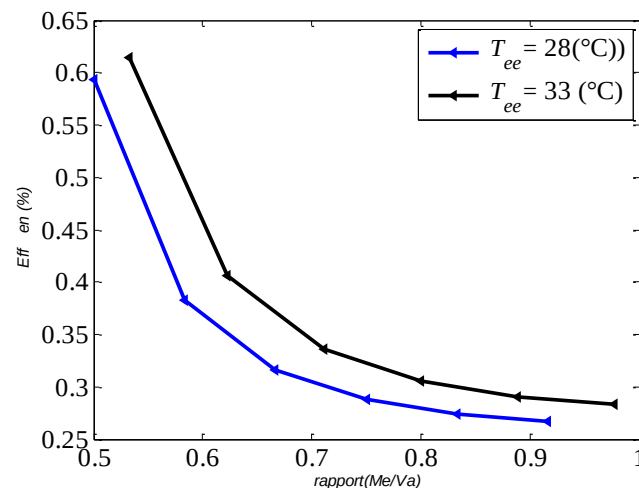


Fig. IV.3 : Evolution de l'efficacité en fonction du rapport des débits pour différentes températures de l'eau à l'entrée.

La figure IV.3 présente les résultats d'évolution de l'efficacité en fonction du rapport des débits pour différentes températures de l'eau à l'entrée. Cette figure montre que l'efficacité de la tour diminue progressivement avec l'augmentation du rapport des débits d'eau et d'air pour différentes températures de l'eau à l'entrée ($T_{ee} = 28^{\circ}\text{C}$ et 33°C).

A partir de cette figure, on remarque que l'efficacité diminue rapidement avec l'augmentation du rapport des débits d'eau et d'air ($\dot{m}_e / V_a$). Pour un débit massique d'eau de 5 (kg/s), et pour un rapport des débits d'eau et d'air supérieur à 0,8, l'efficacité de l'aéro-réfrigérant est inférieure à 30%, alors on peut dire que l'influence de la température de l'eau à l'entrée sur l'efficacité est clairement observable seulement dans la plus grande valeur du rapport des débits d'eau et d'air ($\dot{m}_e / V_a$), et la meilleure efficacité ($eff = 0,60$) est observée pour la plus faible valeur de rapport des débits d'eau et d'air ($\dot{m}_e / V_a = 0,5$). On peut dire que la température d'eau et le débit massique d'eau ont une grande influence sur la meilleure efficacité d'un aéro-réfrigérant.

IV.2.2 Influence du débit d'eau

a) Evolution de l'efficacité thermique de l'aéro-réfrigérant en fonction du débit d'eau, pour différentes valeurs du débit d'air à l'entrée

L'évolution de l'efficacité en fonction du débit d'eau pour différentes valeurs du débit

d'air à l'entrée ($V_a = 2.1$ et 2.5 (kg/s)) a été illustré dans la figure IV.4. Cette figure montre que l'efficacité décroît rapidement avec l'augmentation du rapport des débits d'eau, et elle augmente avec l'augmentation du débit massique d'air pour les deux valeurs ($V_a = 2.1$ et 2.5 (kg/s)), aussi elle diminue progressivement avec l'augmentation de débit d'eau ($\dot{m}_e$) pour les deux valeurs du débit d'air à l'entrée. ($V_a = 2.1$ et 2.5 (kg/s)).

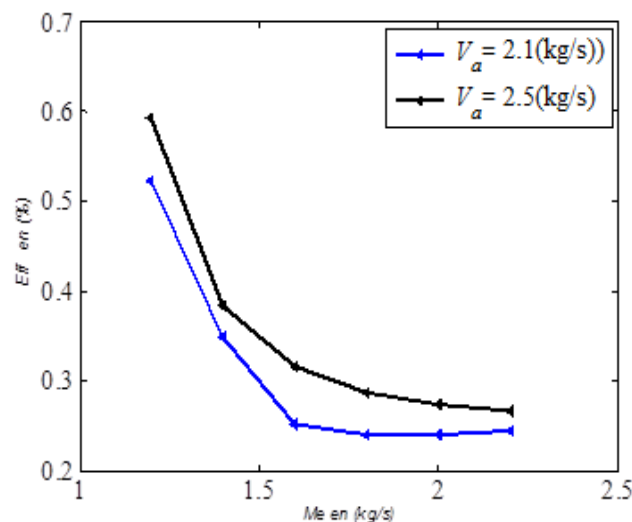


Fig. IV.4 : Evolution de l'efficacité en fonction du débit d'eau pour différentes valeurs du débit d'air à l'entrée.

On remarque aussi la meilleure valeur de l'efficacité ($eff = 0,60$) est observée pour la plus faible valeur du débit d'eau $\dot{m}_e = 0,6$ (kg/s) pour un débit massique d'air de $2,1$ (kg/s), et pour un débit d'eau ($\dot{m}_e$) supérieur à 2 (kg/s), l'efficacité de l'aéro-réfrigérant est inférieure à 30%, on peut dire que l'influence du débit d'eau sur l'efficacité est clairement observable seulement dans la plus grande valeur débits d'eau.

b) Evolution de la température d'eau à la sortie de l'aéro-réfrigérant en fonction du débit d'eau, pour différentes valeurs du débit d'air :

La figure IV.5, illustrée les résultats d'évolutions de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du débit d'eau, pour deux valeurs du débit d'air à l'entrée ($V_a = 2.1$ et 2.5 (kg/s)). On observe que la température d'eau à la sortie de l'aéro-réfrigérant augmente progressivement avec l'augmentation du débit d'eau, et elle augmente avec la diminution du débit massique d'air. Cela explique par l'écoulement forcé d'eau à travers les parois de l'aéro-réfrigérant et son influence sur le coefficient global d'échange de chaleur entre la paroi et les deux fluides.

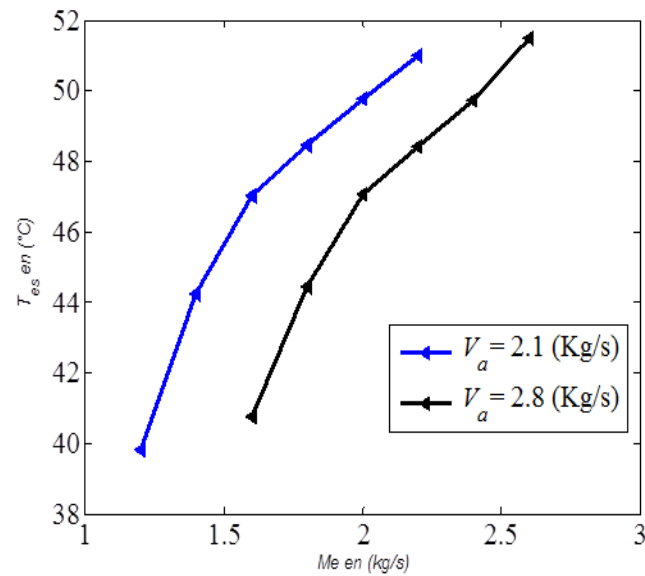


Fig. IV.5 : Evolution de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du débit d'eau, pour différentes valeurs du débit d'air à l'entrée.

IV.2.3 Influence de la température d'eau

a) Evolution de l'efficacité thermique de l'aéro-réfrigérant en fonction de la température d'eau à l'entrée

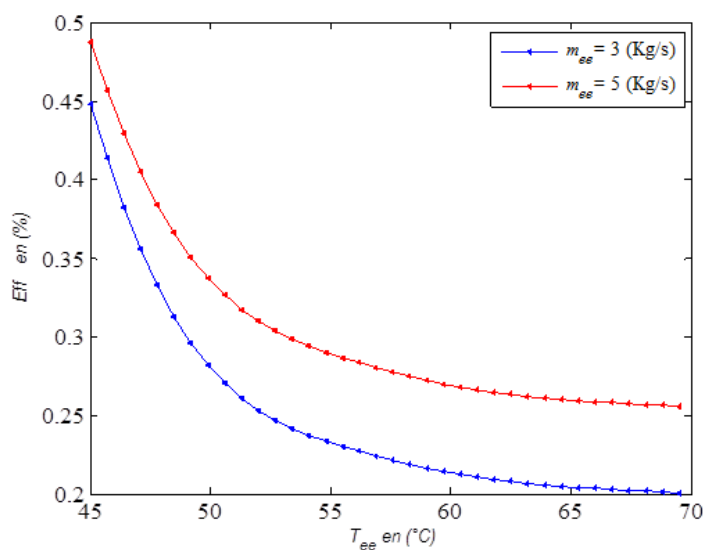


Fig. IV.6 : Evolution de l'efficacité thermique de la tour en fonction de la température d'eau à l'entrée.

La figure IV.6 présente les résultats d'évolution de l'efficacité thermique de l'aéro-réfrigérant en fonction de la température d'eau à l'entrée, pour deux valeurs du débit massique

de l'eau ($\dot{m}_e = 3 \text{ et } 5 (\text{kg} / \text{s})$).

D'après cette figure on remarque que l'efficacité thermique de l'aéro-réfrigérant diminue progressivement avec l'augmentation de la température d'entrée d'eau, cela pour les deux valeurs du débit d'eau, ainsi, on observe que l'efficacité à la valeur de débit d'eau 5 kg/s supérieur à l'efficacité de débit d'eau 3 kg/s, cette variation est influencée par l'effet d'écoulement du fluide à l'intérieur de serpentin de l'aéro-réfrigérant.

IV.2.4 Influence de la température d'air

a) Evolution de l'efficacité thermique de l'aéro-réfrigérant en fonction de la température d'air :

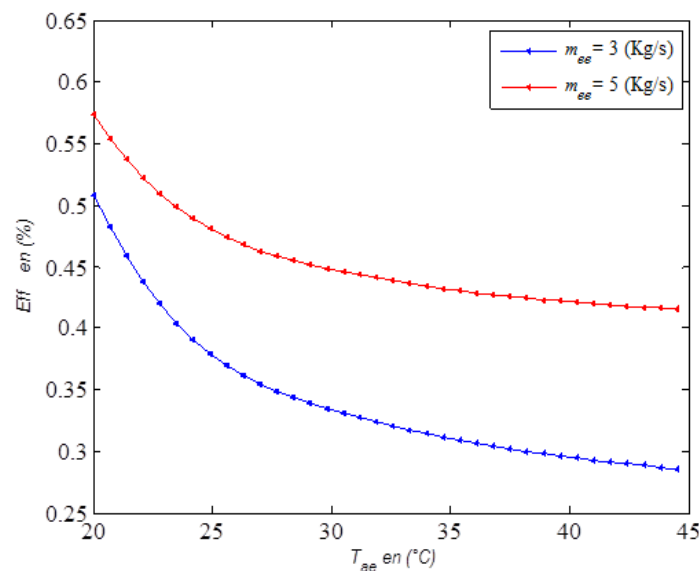


Fig.IV.7 : Evolution de l'efficacité thermique de la tour en fonction de la température d'air à l'entrée.

La figure IV.7 présente les résultats d'Evolution de l'efficacité thermique de la tour en fonction de la température de l'air, pour différentes valeurs du débit massique de l'eau ($\dot{m}_e = 3 \text{ et } 5 (\text{kg} / \text{s})$). L'efficacité de la tour diminue progressivement avec l'augmentation de la température de l'air. On constate aussi que l'efficacité de débit d'eau 5 kg/s supérieur à l'efficacité de débit d'eau 3 kg/s, ainsi la plage de refroidissement de l'aéro-réfrigérant est importante pour les faibles valeurs du débit d'eau à l'entrée.

IV.2.5 Influence de la température d'eau sur les coefficients d'échange thermique :

La figure IV.8 présente la variation de des coefficients d'échange thermique en fonction de la température d'eau à l'entrée de l'aéro-réfrigérant. Cette figure montre que les coefficients d'échange thermique externe et interne est augmentent par l'augmentation de la température d'eau à l'entrée de l'aéro-réfrigérant, pour une plage de variation de température

d'eau de 45 °C à 70 °C, on observe que le coefficient interne varie de 6000 à 9500 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), et le coefficient externe est varié de 3100 à 5000 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), la raison de cette variation pour les deux coefficients d'échange est traduite par l'échange thermique coté eau et coté air. Celui-ci montre tous les plages de valeur trouvées pour l'eau en convection forcée interne, et pour l'air en convection forcée externe. Alors, on peut dire que le coefficient global d'échange thermique à travers l'aéro-réfrigérant est évolué en fonction de la résistance thermique totale à l'échange thermique entre les deux fluides. Ainsi plus il est élevé, plus la puissance thermique produite est importante.

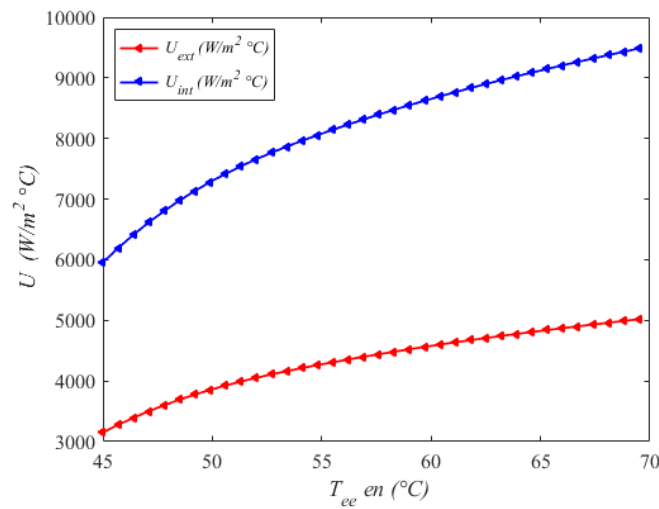


Fig.IV.8 : Evolution des coefficients d'échange de chaleur sur la température d'eau à l'entrée de l'aéro-réfrigérant.

La figure IV.8 présente les résultats d'évolution du coefficient d'échange thermique global en fonction de la température d'entrée d'eau, le coefficient d'échange de chaleur augmente progressivement avec l'augmentation de la température d'eau à l'entrée. On constate aussi que la valeur du coefficient d'échange de chaleur interne plus élevée que l'externe.

IV.3 Conclusion

Dans cette approche numérique nous avons trouvé des graphes montrent l'influence des températures d'air et d'eau, le débit d'eau et la vitesse d'écoulement d'air sur l'efficacité de l'aéro-réfrigérant. Les résultats obtenus montrent que les performances thermique de l'aéro-réfrigérant augmente avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'air, et chute progressivement avec la diminution de :

- Rapport de débit d'eau à l'air.
- Le débit massique d'eau.
- La température d'écoulement d'air.
- La température d'eau à l'entrée.

Ainsi, la température de la sortie d'eau augmente avec l'augmentation du débit d'eau et diminue avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement d'air. Alors que, le coefficient d'échange de chaleur augmente avec l'augmentation de la température de l'entrée d'eau. Cela est influencer directement sur l'efficacité et le régime de fonctionnement de l'aéro-réfrigérant.

Conclusion générale

Ce travail consiste en l'étude numérique d'une tour aéro-réfrigérant sec à contre-courant. Cette tour est utilisée pour refroidir l'eau à une température jusqu'à 70°C par un courant d'air de refroidissement ayant une température jusqu'à 45°C .

Cette étude est basée sur les équations de transfert de chaleur, la résolution numérique des équations a été réalisée avec le logiciel de calcul scientifique MATLAB.

Ces résultats concernent essentiellement l'évolution des paramètres représentant les caractéristiques de performances thermiques de l'aéro-réfrigérant en fonction de la température de l'eau et de l'air et les débits de l'eau et de l'air, et peuvent être résumés comme suit :

- ☞ La température de l'eau à la sortie de l'aéro-réfrigérant augmente avec l'augmentation du rapport (Me/Va) et diminue avec la diminution de ce dernier.
- ☞ La température de l'eau à la sortie de l'aéro-réfrigérant augmente avec l'augmentation de débit d'eau et diminue avec la diminution de débit d'eau.
- ☞ La température de l'eau à la sortie de l'aéro-réfrigérant augmente avec la diminution de débit d'air et diminue avec l'augmentation de débit d'air.
- ☞ L'efficacité de l'aéro-réfrigérant augmente avec la diminution de :
 - Rapport de débit de l'eau et de l'air.
 - Débit massique de l'eau.
 - La température de l'air.
 - La température de l'eau à l'entrée.
- ☞ Le coefficient d'échange de chaleur interne et externe augmente avec l'augmentation de la température de l'eau à l'entrée.

L'étude sur l'efficacité de l'aéro-réfrigérant nous donne la possibilité de changer quelques paramètres pour améliorer le rendement thermique et la prédiction des résultats préalable comme la température de sortie de l'eau par ce que elle est très importante

techniquement, nous souhaitons que nous avons réussi à ce travail.

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

- Etendre la plage de variation de températures de l'eau et varier le nombre d'intervalles.
- Proposer des corrélations des différents paramètres de performances en fonction de la température de l'eau.
- La possibilité de faire une étude dimensionnelle permet d'améliorer le coefficient d'échange thermique global et l'efficacité de l'aéro-réfrigérant.



Références bibliographiques

- [1'] Feidt, R.:(2010): Réfrigérants atmosphériques-Aéroréfrigérants directs secs, Technique de l'ingénieur Editions T.I. BE8930, pp. 1-29.
- [1] theses.insa-lyon.fr/publication/2000ISAL0096/these.pdf , consulté le 05 Février2019.
- [2] theses.insa-lyon.fr/publication/2000ISAL0096/these.pdf , consulté le 05 Février2019
- [3]https://www.researchgate.net/...tour_de_refroidissement.../Etude-et-description-du_fonctionnement , consulté le 05 Février2019
- [4] C. Robinson, "The design of cooling towers," Mechanical Engineering, vol. 45, no. 2, pp. 99102, 1923.
- [5] W. Walker, W. Lewis, W. McAdams, and E. Gilliland, "Principles of Chemical Engineering, 3rd. Mc Graw-Hill, New York, in: Kern, DQ," Process Heat Transfer", McGraw-Hill Book Company, Inc, 1923.
- [6] W. H. Walker, W. K. Lewis, and W. H. McAdams, "Principles of chemical engineering," 1923.
- [7] F. Merkel, Verdunstungskühlung. VDI-Verlag, 1925.
- [8]https://www.researchgate.net/...tour_de_refroidissement.../Etude-et-description-du_fonctionnement , consulté le 05 Février2019
- [9] theses.insa-lyon.fr/publication/2000ISAL0096/these.pdf , consulté le 05 Février2019
- [10]] W. Simpson and T. Sherwood, "Performance of small mechanical draft cooling towers," Refrigerating Engineering, vol. 52, no. 6, pp. 525-543, 1946.
- [11]https://www.researchgate.net/...tour_de_refroidissement.../Etude-et-description-du_fonctionnement , consulté le 05 Février2019
- [12] theses.insa-lyon.fr/publication/2000ISAL0096/these.pdf , consulté le 05 Février2019.
- [13] www.cebtt.org/presentation_geabt.pdf , consulté le 05 Février2019.
- [14]https://www.researchgate.net/...tour_de_refroidissement.../Etude-et-description-du_fonctionnement , consulté le 05 Février 2019
- [15]https://www.researchgate.net/...tour_de_refroidissement.../Etude-et-description-du_fonctionnement , consulté le 05 Février2019
- [16]_A. Majumdar, A. Singhal, and D. Spalding, "Numerical modeling of wet cooling towers—Part 1: mathematical and physical models," Journal of heat transfer, vol. 105, no. 4, pp. 728-735, 1983.
- [17] N. V. Pavlyukevich, G. Gorelik, V. Levdansky, V. Leitsina, and G. Rudin, "Physical kinetics and transfer processes in phase transitions," New York, 1995.
- [18] C. Dumitras, Calcul de la trajectoire d'un panache humide dans un environnement stratifié. 2001.
- [19] J. E. Braun, "Methodologies for the design and control of central cooling plants," University of Wisconsin--Madison, 1988.
- [20] J. Braun, S. Klein, and J. Mitchell, "Effectiveness models for cooling towers and cooling coils," ASHRAE Transactions (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers);(USA), vol. 95, no. CONF-890609--, 1989.
- [21] H. Jaber and R. Webb, "Design of cooling towers by the effectiveness-NTU method," ASME J. Heat Transfer, vol. 111, no. 4, pp. 837-843, 1989.

- [22] https://www.researchgate.net/...tour_de_refroidissement.../Etude-et-description-du_fonctionnement , consulté le 05 Février 2019
- [23] S. Shelton and E. Weber, "Modeling and optimization of commercial building chiller/cooling tower systems," ASHRAE Trans, vol. 97, no. 2, pp. 1209-1216, 1991.
- [24] J. Nicolas and J.-L. Vassel, "Base de calcul pour le dimensionnement d'une tour de refroidissement à tirage naturel," European Journal of Mechanical and Environmental Engineering, vol. 37, pp. 19-29, 1992.
- [25] A. A. Dreyer and P. Erens, "Modelling of cooling tower splash pack," International journal of heat and mass transfer, vol. 39, no. 1, pp. 109-123, 1996.
- [26]] W. Kirsner, "Chilled water plant design," HEATING PIPING AND AIR CONDITIONING CHICAGO-, vol. 68, pp. 73-80, 1996.
- [27] H. A. SHRYOCK, "a comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance," 1961
- [28]] B. Halasz, "A general mathematical model of evaporative cooling devices," Revue générale de thermique, vol. 37, no. 4, pp. 245-255, 1998.
- [29] B. Halasz, "Application of a general non-dimensional mathematical model to cooling towers," International journal of thermal sciences, vol. 38, no. 1, pp. 75-88, 1999.
- [30] F. Genest, "Etude de la performance du refroidissement naturel indirect selon les conditions climatiques," 2000.
- [31] G. Gan and S. Riffat, "Numerical simulation of closed wet cooling towers for chilled ceiling systems," Applied Thermal Engineering, vol. 19, no. 12, pp. 1279-1296, 1999.
- [32] M. Castro, T. Song, and J. Pinto, "Minimization of operational costs in cooling water systems," Chemical Engineering Research and Design, vol. 78, no. 2, pp. 192-201, 2000.
- [33] N. Milosavljevic and P. Heikkilä, "A comprehensive approach to cooling tower design," Applied Thermal Engineering, vol. 21, no. 9, pp. 899-915, 2001.
- [34] A. N. Abdulla, "Design of Cooling Tower For Thermal Power Station," M.Sc Thesis Engineering, University of Technology BAGHDAD, 54, 2002.
- [35] M. Hawlader and B. Liu, "Numerical study of the thermal-hydraulic performance of evaporative natural draft cooling towers," Applied Thermal Engineering, vol. 22, no. 1, pp. 4159, 2002.
- [36] S. Fisenko, A. Petruchik, and A. Solodukhin, "Evaporative cooling of water in a natural draft cooling tower," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 45, no. 23, pp. 4683-4694, 2002.
- [37] M. Yaqub and S. M. Zubair, "Performance characteristics of counter flow wet cooling towers," energy conversion and management, vol. 44, no. 13, pp. 2073-2091, 2003.
- [38] K. Tan and S. Deng, "A numerical analysis of heat and mass transfer inside a reversibly used water cooling tower," Building and Environment, vol. 38, no. 1, pp. 91-97, 2003.
- [39] L. Kairouani, M. Hassairi, and Z. Tarek, "Performance of cooling tower in south of Tunisia," Building and environment, vol. 39, no. 3, pp. 351-355, 2004.
- [40] S. Fisenko, A. Brin, and A. Petruchik, "Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower," International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 47, no. 1, pp. 165-177, 2004.
- [41] P. Stabat and D. Marchio, "Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour," Applied Energy, vol. 78, no. 4, pp. 433-451, 2004.

- [42] D. G. Kröger and J. Kloppers, "Cooling tower performance evaluation: markel, poppe, and eNTU methods of analysis," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 127, pp. 1-7, 2005.
- [43] A. Kaiser, M. Lucas, A. Viedma, and B. Zamora, "Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, no. 5, pp. 986-999, 2005.
- [44] T. Muangnoi, W. Asvapoositkul, and S. Wongwises, "An exergy analysis on the performance of a counterflow wet cooling tower," *applied thermal engineering*, vol. 27, no. 5, pp. 910-917, 2007.
- [45] G.-Y. Jin, W.-J. Cai, L. Lu, E. L. Lee, and A. Chiang, "A simplified modeling of mechanical cooling tower for control and optimization of HVAC systems," *Energy conversion and management*, vol. 48, no. 2, pp. 355-365, 2007.
- [46] N. Williamson, S. Armfield, and M. Behnia, "Numerical simulation of flow in a natural draft wet cooling tower—The effect of radial thermofluid fields," *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, no. 2, pp. 178-189, 2008.
- [47] X. Qi, Z. Liu, and D. Li, "Numerical simulation of shower cooling tower based on artificial neural network," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 4, pp. 724-732, 2008.
- [48] K. Bourouni, M. Bassem, and M. Chaibi, "Numerical study of coupled heat and mass transfer in geothermal water cooling tower," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 5, pp. 988-994, 2008.
- [49] M. Lucas, P. Martínez, and A. Viedma, "Experimental study on the thermal performance of a mechanical cooling tower with different drift eliminators," *Energy Conversion and Management*, vol. 50, no. 3, pp. 490-497, 2009.
- [50] G. Heidarinejad, M. Karami, and S. Delfani, "Numerical simulation of counter-flow wet-cooling towers," *International Journal of refrigeration*, vol. 32, no. 5, pp. 996-1002, 2009.
- [51] B. A. Qureshi and S. M. Zubair, "A complete model of wet cooling towers with fouling in fills," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, no. 16, pp. 1982-1989, 2006.
- [52] M. Lemouari, M. Boumaza, and I. Mujtaba, "Thermal performances investigation of a wet cooling tower," *Applied thermal engineering*, vol. 27, no. 5, pp. 902-909, 2007.
- [53] D. J. M. Jalil, D. T. K. Murtadha, and D. Q. S. Mehdi, "CFD Prediction of Forced Draft CounterFlow Cooling Tower Performance," *Eng. &Tech. Journal*, vol. 28, no. 11, 2010.
- [54] X. Li, Y. Li, and J. E. Seem, "Dynamic modeling of mechanical draft counter-flow wet cooling tower with modelica," in *Fourth National Conference of IBPSA-USA New York City*, New York August, 2010, pp. 11-13.
- [55] E. Rubio-Castro, M. Serna-González, J. M. Ponce-Ortega, and M. A. Morales-Cabrera, "Optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling towers using a rigorous model," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 16, pp. 3615-3628, 2011.
- [56] E. Hajidavalloo, R. Shakeri, and M. A. Mehrabian, "Thermal performance of cross flow cooling towers in variable wet bulb temperature," *Energy Conversion and Management*, vol. 51, no. 6, pp. 1298-1303, 2010.
- [57] Z. Xia, C. Chen, and R. Wang, "Numerical simulation of a closed wet cooling tower with novel design," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, no. 11, pp.

2367-2374, 2011.

[58] T.-H. Pan, S.-S. Shieh, S.-S. Jang, W.-H. Tseng, C.-W. Wu, and J.-J. Ou, "Statistical multimodel approach for performance assessment of cooling tower," *Energy conversion and management*, vol. 52, no. 2, pp. 1377-1385, 2011.

[59] M. Gholizadeh and M. Momayyeza, "The estimation of the cooling tower height by modeling the water and air contact situation in cooling tower falling film," *Journal of chemical engineering and materials science*, vol. 2, no. 2, pp. 21-27, 2011.

[60] R. Rao and V. Patel, "Optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling tower using artificial bee colony algorithm," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, no. 7, pp. 2611-2622, 2011.

[61] E. Al-Bassam and G. Maheshwari, "A new scheme for cooling tower water conservation in aridzone countries," *Energy*, vol. 36, no. 7, pp. 3985-3991, 2011.

[62] J. Smrekar, I. Kuštrin, and J. Oman, "Methodology for evaluation of cooling tower performance—Part 1: Description of the methodology," *Energy conversion and management*, vol. 52, no. 11, pp. 3257-3264, 2011. [63] Y. Li, X. You, Q. Qiu, and J. Li, "The study on the evaporation cooling efficiency and effectiveness of cooling tower of film type," *Energy conversion and management*, vol. 52, no. 1, pp. 53-59, 2011.

[64] W. Asvapoositkul and S. Treeutok, "A simplified method on thermal performance capacity evaluation of counter flow cooling tower," *Applied Thermal Engineering*, vol. 38, pp. 160-167, 2012.

[65] J. Picardo and J. Variyar, "The Merkel equation revisited: a novel method to compute the packed height of a cooling tower," *Energy conversion and management*, vol. 57, pp. 167-172, 2012.

[66] J. A. Queiroz, V. M. Rodrigues, H. A. Matos, and F. Martins, "Modeling of existing cooling towers in ASPEN PLUS using an equilibrium stage method," *Energy conversion and management*, vol. 64, pp. 473-481, 2012.

[67] Q. Zhang, J. Wu, G. Zhang, J. Zhou, Y. Guo, and W. Shen, "Calculations on performance characteristics of counterflow reversibly used cooling towers," *International journal of refrigeration*, vol. 35, no. 2, pp. 424-433, 2012.

[68] V. Papaefthimiou, T. Zannis, and E. Rogdakis, "Thermodynamic study of wet cooling tower performance," *International Journal of Energy Research*, vol. 30, no. 6, pp. 411-426, 2006.

[69] W.-Y. Zheng, D.-S. Zhu, G.-Y. Zhou, J.-F. Wu, and Y.-Y. Shi, "Thermal performance analysis of closed wet cooling towers under both unsaturated and supersaturated conditions," *International journal of heat and mass transfer*, vol. 55, no. 25, pp. 7803-7811, 2012.

[70] M. Lucas, J. Ruiz, P. J. Martínez, A. S. Kaiser, A. Viedma, and B. Zamora, "Experimental study on the performance of a mechanical cooling tower fitted with different types of water distribution systems and drift eliminators," *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, no. 1, pp. 282-292, 2013.

[71] L. Dvořák and J. Nožička, "Counter-Flow Cooling Tower Test Cell," in *EPJ Web of Conferences*, 2014, vol. 67, p. 02024: EDP Sciences.

[72] W. Asvapoositkul and M. Kuansathan, "Comparative evaluation of hybrid (dry/wet) cooling tower performance," *Applied Thermal Engineering*, vol. 71, no. 1, pp. 83-93, 2014.

[73] H. Ma, F. Si, Y. Kong, K. Zhu, and W. Yan, "A new theoretical method for predicating

the partload performance of natural draft dry cooling towers," Applied Thermal Engineering, vol. 91, pp. 1106-1115, 2015.

[74]-Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires : André LALLEMAND : Journées internationales de Thermique, Albi, 28-30 août 2007

[75]-Michèle Merchat : Guide de formation à la gestion du risque de prolifération des légionelles dans les installations de refroidissement par dispersion d'eau dans un flux d'air : Février 2005

[76] M. Sharqawy, J. Lienhard, S. Zubair. , On Thermal Performance of Seawater Cooling Towers, journal of engineering for gas turbines and power, APRIL 2011.

[77] A TOOLKIT FOR SECONDARY HVAC SYSTEM ENERGY CALCULATIONS, 1993 publié par l'ASHRAE inc. 1791 Tullie Circle NE, Atlanta, GA 30329