

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université du 20 Août 55 Skikda

Faculté de Technologie

Département : Génie Mécanique

Réf : D012118010D



جامعة 20 أوت 55 سكيكدة

كلية التكنولوجيا

قسم: الهندسة الميكانيكية

المرجع : D012118010D

Thèse Présentée en Vue de l'Obtention  
du Diplôme de

**Doctorat en sciences en Génie Mécanique**

**Option : Maintenance Industrielle**

Présentée par :

**Noureddine MENECEUR**

**Thème :**

**Etude expérimentale et modélisation des échanges de  
chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement  
atmosphérique**

Soutenue publiquement le 12 /06/2018, devant le jury composé de :

Président :	Fateh MEBAREK -OUDINA	MCA. Université 20 Août 1955, Skikda
Rapporteur :	Kamel KHOUNFAIS	MCA. Université 20 Août 1955, Skikda
Examineurs :	Hocine BEN MOUSSA	Prof. Université de Batna
	Lyes BORDJA	MCA. Université d'Oum El-Bouaghi
	Djillani BEN ATOUS	Prof. Université d'EL-Oued
Invité :	Salim BOULAHROUZ	MCA. Université de Khenchla



## Remerciements

*Enfin me voilà rédigeant mes remerciements ! Quelle longue mais belle aventure. Une thèse, en deux mots, est un parcours plein de surprises. C'est toute une histoire qui ne se limite point à son côté scientifique. C'est aussi aventures, rencontres, amitiés.*

*Je remercie le premier lieu الله le tout puissant pour m'avoir donné la force et la volonté d'accomplir ce travail.*

*J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur **KHOUNFAIS Kamel**, Maître de conférences à l'université de Skikda, pour son encadrement, pour sa contribution, pour sa patience et son aide tout au long de ce travail.*

*Je tiens à remercier tout particulièrement mon cher ami Monsieur **BOULAHROUZ Salim**, Maître de conférences à l'université de Khenchla, pour son aide et ses encouragements.*

*Je n'oublierai jamais la mémoire de le professeur **KHOUCHMAINE LAKHDAR**, l'homme qui a marqué le plus ma vie universitaire. Avec son soutien inconditionnel et ses aides innombrables, avec sa patience et sa sagesse, il est et il sera pour toujours pour moi l'homme le plus respectable qui mérite mes sincères gratitude. J'adresse encore plus vifs remerciements, pour qu'il me fait de présider le jury de cette thèse avant de quitter la vie.*

*Je remercie vivement monsieur Fateh **MEBAREK -OUDINA**, (Maître de conférences à l'université de SKIKDA) d'avoir participé et d'accepter d'honoré par sa présence le jury de cette thèse.*

*Je remercie vivement monsieur Hocine **BEN MOUSSA**, (professeur à l'université de Batna) d'avoir participé et d'accepter d'honoré par sa présence le jury de cette thèse.*

*Je remercie vivement monsieur Lyes **BORDJA**, (Maître de conférences à l'université d'Oum El Bouaghi), d'avoir participé et d'accepter d'honoré par sa présence le jury de cette thèse.*

*Je remercie vivement monsieur Djillani **BEN ATOUS**, (professeur à l'université d'El-Oued), d'avoir participé et d'accepter d'honoré par sa présence le jury de cette thèse.*

*Parmi les enseignants du département de génie mécanique de l'université d'EL-Oued, je tiens à remercier plus particulièrement mes collègues **ATIA Abdelmalek** et **BOUKHARI Ali** pour leurs aides et conseils tout au long de ce travail.*

*Enfin, je ne pourrais conclure ces remerciements sans exprimer ma gratitude à mon cousin **REDHA**, le chef de département de génie mécanique à l'université de d'El-Oued.*

## Dédicaces

*A ma mère & mon père*

*A ma femme & mes enfants Seif-eddine & Rimass*

*A mes frères & sœurs*

*A toute ma grande famille*

*A mes amis*

*A tous ceux qui veulent savoir*

# Table des matières

Remerciements	I
Dédicaces	II
Liste des figures	VI
Liste des tableaux	IX
Nomenclature	X
Résumé	XII
Abstract	XIII
ملخص	XIV

## *Introduction générale* 1

### Chapitre I :

#### *Etude Bibliographique*

<b>I.1. Introduction</b> .....	4
<b>I.2. Historique des tours de refroidissement</b> .....	4
<b>I.3. Revue Bibliographique</b> .....	5
<b>I.4. Conclusions</b> .....	17

### Chapitre II :

#### *Généralités sur les tours de refroidissement*

<b>II.1. Introduction</b> .....	18
<b>II.2. Description générale</b> .....	21
<b>II.3. Classification des tours de refroidissement</b> .....	23
II.3.1. Classement suivant le débit ou de la puissance.....	24
II.3.1.1. Tours de refroidissement à tirage naturel.....	24
II.3.1.2. Tours de refroidissement à tirage forcé.....	25
II.3.2. Classement suivant le mode d'écoulement de l'air par rapport au ventilateur et selon la position du faisceau.....	30
II.3.2.1. Air aspiré.....	30
II.3.2.2. Air soufflée.....	30
II.3.3. Classement suivant la forme de la tour.....	31
II.3.3.1. Construction sur chantier.....	31
II.3.3.2. Assemblage en usine.....	31
II.3.4. Classement suivant le flux d'air.....	31
II.3.4.1. Tours de refroidissement forcée à contre-courant.....	31
II.3.4.2. Tours de refroidissement à courant croisent.....	32
II.3.5. Classement suivant la quantité (capacité) d'eau à refroidir.....	33
II.3.5.1. Tour de refroidissement hyperbolique à contre- courant.....	33
<b>II.4. Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement ouverte</b> ....	35
<b>II.5. Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement fermée</b> ....	36
<b>II.6. Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement hybride</b> ...	37
<b>II.7. Modes de transfert de chaleur dans une tour</b> .....	38
II.7.1. Processus d'évaporation dans une Tour de refroidissement.....	38
<b>II.8. Descriptions des composants d'une tour</b> .....	39

II.8.1.	Le corps d'échange « le garnissage ».....	39
II.8.2.	le pare-gouttelettes « séparateur de goutte ».....	41
II.8.3.	Les rampes de dispersion « rampes de pulvérisation ».....	42
II.8.4.	Le bassin de rétention.....	42
II.8.5.	Les ventilateurs.....	43
<b>II.9.</b>	<b>Conclusions.....</b>	<b>44</b>

**Chapitre III :*****Modélisation des échanges de chaleur et de masse d'une tour à contre-courant***

III.1.	<b>Introduction.....</b>	<b>45</b>
III.2.	<b>Modélisation des phénomènes d'échanges .....</b>	<b>45</b>
III.3.	<b>Bilans énergétiques de transfert de chaleur et de masse dans la zone de garnissage.....</b>	<b>46</b>
III.4.	<b>Evaluation des performances thermiques de la tour .....</b>	<b>58</b>
III.5.	<b>Conclusion.....</b>	<b>64</b>

**Chapitre IV :*****Approche expérimentale***

IV.1.	<b>Introduction.....</b>	<b>65</b>
IV.2.	<b>Présentation du dispositif expérimental.....</b>	<b>66</b>
IV.3.	<b>Principe de fonctionnement .....</b>	<b>66</b>
IV.3.1.	Circuit d'eau .....	66
IV.3.2.	Circuit d'air .....	67
IV.4.	<b>Les instruments de mesure.....</b>	<b>68</b>
IV.4.1.	Mesure de la température et de l'humidité relative .....	68
IV.4.2.	Mesure de flux d'air.....	68
IV.4.3.	Mesure de débit d'eau .....	68
IV.5.	<b>Dispositifs de protection et de contrôle .....</b>	<b>68</b>
IV.6.	<b>Définitions des paramètres expérimentaux.....</b>	<b>69</b>
IV.6.1.	La plage de refroidissement .....	69
IV.6.2.	L'approche humide .....	69
IV.6.3.	Rendement d'une tour de refroidissement.....	70
IV.6.4.	La capacité de refroidissement.....	70
IV.6.5.	La perte d'évaporation.....	70
IV.6.6.	Cycles de concentration.....	70
IV.6.7.	Les pertes par purge de déconcentration.....	71
IV.6.8.	Le rapport liquide/gaz.....	71
IV.7.	<b>Précisions importantes concernant le matériel.....</b>	<b>71</b>
IV.8.	<b>Procédure expérimentale.....</b>	<b>71</b>
IV.9.	<b>Evaluation des paramètres expérimentaux.....</b>	<b>72</b>
IV.9.1.	Bilan de masse.....	72
IV.9.2.	Bilan d'énergie.....	72
IV.10.	<b>Influence de la charge de refroidissement sur les performances de la tour.....</b>	<b>72</b>
IV.11.	<b>Influence du débit massique d'eau sur les performances de la tour.....</b>	<b>75</b>
IV.12.	<b>Influence du débit d'air sur les performances de la tour .....</b>	<b>77</b>
IV.13.	<b>Conclusion.....</b>	<b>82</b>

**Chapitre V :*****Analyse et discussion des résultats***

<b>V.1. Introduction</b> .....	83
<b>V.2. Discussion des résultats</b> .....	83
V.2.1. Influence du rapport des débits massiques d'eau et d'air ( $m_w / m_a$ ) sur les performances thermiques de la tour.....	83
V.2.2. Influence du débit massique d'air sur les performances thermiques de la tour.....	86
V.2.3. Influence du débit massique d'eau sur les performances thermiques de la tour.....	90
V.2.4. Influence de la hauteur de garnissage sur les performances thermiques de la tour.....	94
<b>V.3. Validation des résultats de simulation numérique par ceux issus de l'expérimentale</b>	100
<b>V.4. Conclusion</b> .....	104

***Conclusion Générale*** 105

<b>Références bibliographiques</b>	108
------------------------------------	-----

## Liste des figures

<b>Fig. II.1</b>	Schéma d'une centrale électrique nucléaire.	19
<b>Fig. II.2</b>	Refroidissement du condenseur par une tour naturelle.	20
<b>Fig. II.3</b>	Refroidissement du condenseur par une tour à ventilation forcée.	20
<b>Fig. II.4</b>	Photo d'une tour de refroidissement dans une centrale thermique.	21
<b>Fig. II.5</b>	Evolution des températures dans une tour de refroidissement.	22
<b>Fig. II.6</b>	Schéma général d'une installation de refroidissement	22
<b>Fig. II.7</b>	Schéma des différentes pertes d'eau dans une tour (Dans le cas où la purge se fait dans le système de distribution de l'eau).	23
<b>Fig. II.8</b>	Schéma d'une tour de refroidissement naturel.	25
<b>Fig. II.9</b>	Schémas d'une tour de refroidissement à tirage forcée.	25
<b>Fig. II.10</b>	Tour humide à courant d'air entraîné par la base.	26
<b>Fig. II.11</b>	Recyclage de l'air chargé de vapeur.	26
<b>Fig. II.12</b>	Recyclage de l'air chargé de vapeur.	26
<b>Fig. II.13</b>	Tour humide à circulation obligatoire en bois-encadrée.	27
<b>Fig. II.14</b>	Coupe d'une tour humide à courant d'air entraîné par le sommet.	27
<b>Fig. II.15</b>	Tour humide à circulation induite à contre-courant.	28
<b>Fig. II.16</b>	Tour humide à circulation induite à contre-courant.	28
<b>Fig. II.17</b>	Tour humide à circulation induite à croisement de flux.	29
<b>Fig. II.18</b>	Tour humide avec air entraîné par les jets d'eau.	30
<b>Fig. II.19</b>	Schéma d'une tour de refroidissement à tirage forcé, a)- à ventilateur soufflant b)- à ventilateur aspirant.	31
<b>Fig. II.20</b>	Schéma d'une tour de refroidissement forcé à contre-courant.	32
<b>Fig. II.21</b>	Schéma d'une tour de refroidissement double flux à courants croisés.	32
<b>Fig. II.22</b>	Schéma d'une tour de refroidissement à simple flux à courants croisés.	33
<b>Fig. II.23</b>	Tour de refroidissement atmosphérique hyperbolique.	33
<b>Fig. II.24</b>	Tour de refroidissement hyperbolique à contre-courant.	34
<b>Fig. II.25</b>	Tour de de refroidissement hyperbolique à croisement de flux.	35
<b>Fig. II.26</b>	Schéma de principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouverte où l'eau dispersée provient directement du circuit à refroidir.	35
<b>Fig. II.27</b>	Schéma de principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouverte et un échangeur intermédiaire distant.	36
<b>Fig. II.28</b>	Schéma de principe d'une tour aéroréfrigérant avec échangeur tubulaire.	36
<b>Fig. II.29</b>	Schéma d'une tour hybride fermée.	37
<b>Fig. II.30</b>	Surface d'un film ou d'une gouttelette d'eau tiède en contact avec le courant d'air.	38
<b>Fig. II.31</b>	Humidification adiabatique de l'air par injection d'eau (diagramme de Carrier).	39
<b>Fig. II.32</b>	Schéma d'une Lattes à éclaboussures à travers le corps d'échange dans une tour.	40
<b>Fig. II.33</b>	Colonne à garnissage.	41
<b>Fig. II.34</b>	Schéma de Corps d'échange « garnissage » d'une tour de refroidissement.	41
<b>Fig. II.35</b>	Des schémas de pare-gouttelettes en PVC.	42
<b>Fig. II.36</b>	Schéma d'un système de dispersion du fluide à refroidir.	42
<b>Fig. II.37</b>	Schémas d'un bassin de rétention avec point de vidange d'une tour de refroidissement.	43
<b>Fig. II.38</b>	Photos de ventilateurs centrifuge et axial utilisée dans les tours de refroidissement.	43
<b>Fig. II.39</b>	Efficacité d'une tour de refroidissement en fonction de la vitesse.	44
<b>Fig. III.1</b>	Volume de contrôle dans la zone de garnissage d'une tour à contre-courant.	46
<b>Fig. III.2</b>	Représentation du phénomène de transfert de chaleur et de masse dans un garnissage d'une tour à contre-courant.	49

<b>Fig. III.3</b>	Schématisation du contre-courant à l'intérieur d'un élément infinitésimal.	58
<b>Fig. III.4</b>	Organigramme de programme du modèle.	63
<b>Fig. IV.1</b>	Tour atmosphérique de type BENCH P.A Hilton H891 disponible au laboratoire de transferts thermiques de l'université 08 Mai 1945 de Guelma.	66
<b>Fig. IV.2</b>	Schéma de la tour de refroidissement de laboratoire.	67
<b>Fig. IV.3</b>	La plage de refroidissement et l'approche humide d'une tour de refroidissement.	70
<b>Fig. IV.4</b>	Diagramme psychométrique de l'air humide.	73
<b>Fig. IV.5</b>	Influence de la charge de refroidissement sur l'approche humide de la tour pour deux valeurs des débits massiques d'eau (0.040 et 0.020 kg / s).	74
<b>Fig. IV.6</b>	Influence du débit massique de l'eau sur l'approche humide de la tour pour différentes valeurs des débits massiques d'air.	76
<b>Fig. IV.7</b>	Evolution de l'approche humide en fonction de débit massique d'air, pour différentes valeurs des débits massiques d'eau.	80
<b>Fig. IV.8</b>	Influence du débit massique de l'eau sur la température du l'eau à la sortie, pour différentes valeurs de débit massique d'air.	80
<b>Fig. IV.9</b>	Influence du débit massique d'air sur la température d'eau à la sortie, pour différentes valeurs de débit massique d'eau.	81
<b>Fig. IV.10</b>	Influence du débit massique d'eau sur l'efficacité de la tour, pour différentes valeurs de débit massique d'air.	81
<b>Fig. IV.11</b>	Influence du débit massique d'air sur l'efficacité de la tour, pour différentes valeurs de débit massique d'eau.	82
<b>Fig. V.1</b>	Variation de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du rapport des débits d'eau et d'air.	84
<b>Fig. V.2</b>	Variation de l'efficacité thermique de la tour en fonction du rapport des débits d'eau et d'air ( $m_w / m_a$ ) pour différentes températures de l'eau à l'entrée. ( $m_w = 0,040 \text{ kg / s}$ ).	84
<b>Fig. V.3</b>	Variation de l'efficacité thermique de la tour en fonction du rapport de débits d'eau et d'air ( $m_w / m_a$ ), pour différentes valeurs de débit d'eau à l'entrée, avec une température d'eau à l'entrée $T_{w,i} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ .	85
<b>Fig. V.4</b>	Variation de l'efficacité thermique de la tour en fonction du rapport de débits d'eau et d'air ( $m_w / m_a$ ), pour différentes valeurs de débit d'eau à l'entrée, avec une température d'eau à l'entrée $T_{w,i} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ .	86
<b>Fig. V.5</b>	Variation de l'approche de thermomètre mouillé en fonction du débit massique de l'air pour différentes valeurs du débit d'eau.	86
<b>Fig. V.6</b>	Variation de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du débit massique d'air pour différentes valeurs du débit d'eau à l'entrée.	87
<b>Fig. V.7</b>	Variation de l'efficacité thermique de la tour de refroidissement en fonction du débit massique d'air pour différentes valeurs du débit massique d'eau.	87
<b>Fig. V.8</b>	Variation de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du débit massique d'air, pour différentes valeurs de charge thermique avec un débit d'eau constant de 50[g/s].	88
<b>Fig. V.9</b>	Variation de l'approche de thermomètre mouillé en fonction du débit massique de l'air pour différentes valeurs de la charge thermique avec un débit d'eau constant de 50[g/s].	89
<b>Fig. V.10</b>	Variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'air pour différentes charges thermique de refroidissement, avec un débit d'eau constant de 0,050[kg/s].	89
<b>Fig. V.11</b>	Variation de l'efficacité thermique de la tour en fonction du débit d'eau, pour différentes valeurs du débit d'air à l'entrée.	90
<b>Fig. V.12</b>	Variation de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du débit massique d'eau, pour différentes valeurs du débit d'air à l'entrée.	91
<b>Fig. V.13</b>	Variation de l'approche de thermomètre mouillé en fonction du débit massique de l'eau pour différentes charges thermiques de refroidissement avec un débit d'air constant de 0.074 [kg/s].	91

<b>Fig. V.14</b>	Variation de l'efficacité thermique de la tour en fonction du débit massique de l'eau avec un débit d'air constant de 0.074 [kg/s] pour différentes charges thermique de refroidissement.	92
<b>Fig. V.15</b>	Variation de la quantité d'eau évaporée au sein de la tour en fonction du débit massique de l'eau pour différents débits d'air à l'entrée.	93
<b>Fig. V.16</b>	Evolution du débit de consommation d'eau en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée pour différents débits massique d'air avec une charge de refroidissement constante de 1.5 (kW).	93
<b>Fig. V.17</b>	Variation du nombre d'unité de transfert (NUT) en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée pour différents débits massiques d'air avec une charge de refroidissement constante de 1.5 (kW).	94
<b>Fig. V.18</b>	Distribution de la température d'eau le long du garnissage pour différentes débits massiques d'air à l'entrée.	95
<b>Fig. V.19</b>	Distribution de la température de l'air le long du garnissage pour différents débits massiques d'air à l'entrée.	96
<b>Fig. V.20</b>	Distribution de l'humidité spécifique de l'air le long de la hauteur de garnissage, pour différents rapports des débits massiques d'eau à l'air.	96
<b>Fig. V.21</b>	Distribution d'enthalpie d'air le long de la hauteur de garnissage, pour différents rapports des débits massiques eau-air.	97
<b>Fig. V.22</b>	Variation du potentiel d'évaporation le long de la hauteur de garnissage, pour différents rapports de débits massiques eau/air.	98
<b>Fig. V.23</b>	Distribution du débit massique d'eau le long de la hauteur de garnissage avec la température de l'eau, pour différents débits massiques d'air.	98
<b>Fig. V.24</b>	Débit d'eau évaporé le long du garnissage pour différents rapports des débits massiques eau/air.	99
<b>Fig. V.25</b>	Répartition d'humidité et du potentiel d'évaporation d'eau le long de la hauteur de garnissage.	99
<b>Fig. V.26</b>	Distribution de l'humidité spécifique et le potentielle d'évaporation avec le débit massique d'eau.	100
<b>Fig. V.27</b>	Comparaison entre les températures de l'eau à la sortie expérimentale et simulée en fonction du débit massique d'eau pour différents débits d'air à l'entrée.	101
<b>Fig. V.28</b>	Comparaison entre les températures de l'eau à la sortie expérimentale et simulée en fonction du débit massique d'air pour différents débits d'eau à l'entrée.	101
<b>Fig. V.29</b>	Comparaisons entre l'approche du thermomètre mouillé expérimentale et simulée en fonction du rapport des débits massique eau/air pour différents débits d'eau à l'entrée.	102
<b>Fig. V.30</b>	Comparaison entre l'efficacité thermique simulé et expérimentale en fonction de débit massique d'eau pour différentes débits massiques d'air.	103

## Liste des tableaux

<b>Tab. III.1</b>	Résultats numériques et mesures expérimentales des états finaux de l'eau et de l'air sous un débit d'air et d'eau variable.	56
<b>Tab. III.2</b>	Caractéristique du prototype la tour de refroidissement miniaturisée de Laboratoire	57
<b>Tab. IV.1</b>	Caractéristique de la tour de refroidissement utilisé	69
<b>Tab. IV.2</b>	États finaux de l'eau et de l'air, pour des débits d'air et d'eau constants ( $X = 15 \text{ mmH}_2\text{O}$ et $m_w = 40 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs de la charge de refroidissement.	73
<b>Tab. IV.3</b>	États finaux de l'eau et de l'air pour des débits d'air et d'eau constants ( $X = 15 \text{ mmH}_2\text{O}$ et $m_w = 20 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs de la charge de refroidissement.	74
<b>Tab. IV.4</b>	États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'air constants ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$ et $X = 25 \text{ mmH}_2\text{O}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'eau.	75
<b>Tab. IV.5</b>	États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'air constants ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$ et $X = 15 \text{ mmH}_2\text{O}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'eau.	76
<b>Tab. IV.6</b>	États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'air constants ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$ et $X = 5 \text{ mmH}_2\text{O}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'eau.	77
<b>Tab. IV.7</b>	États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'eau constants ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$ et $m_w = 45 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'air.	77
<b>Tab. IV.8</b>	États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'eau constants ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$ et $m_w = 30 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'air.	78
<b>Tab. IV.9</b>	États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'eau constants ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$ et $m_w = 20 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'air.	79
<b>Tab. IV.10</b>	États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'eau constante ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$ et $m_w = 10 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'air.	79
<b>Tab. V.1</b>	Comparaison des résultats numériques et des mesures expérimentales des états finaux de l'eau et de l'air sous des débits massiques variables d'air et d'eau.	103

## Nomenclature

$A$	Surface ( $m^2$ ).
$A_z$	La section transversale de garnissage ( $m^2$ ).
$\beta$	Coefficient de transfert thermique moyen.
$C_e$	Débit total d'eau consommée, (Kg/s).
$\dot{C}$	Capacité de l'eau (W /K).
$C_{pa}$	Chaleur spécifique de l'air à pression constante, (J/kg. °C).
$C_{pv}$	Chaleur spécifique de la vapeur d'eau (J/kg. °C).
$C_{pw}$	Chaleur spécifique de l'eau à pression constante, (J/kg. °C).
$C_{ps}$	Chaleur spécifique massique à saturation, (J/kg. °C).
$C_{pwa}$	Chaleur spécifique du mélange vapeur et eau ( $J / kg.°C$ ).
$C_{ph}$	Chaleur spécifique de l'air humide ( $J / kg.°C$ ).
$H$	Hauteur de garnissage, (m).
$h_s$	Enthalpie de l'air à saturation (J/kg).
$h_{s,w}$	Enthalpie de l'air saturé à température de l'eau, (J/kg).
$h_{f,w}$	Enthalpie de l'eau, (J/kg).
$h_a$	Enthalpie de l'air humide, (J/kg).
$h_{g,w}$	Enthalpie de la vapeur d'eau, (J/kg).
$h_c$	Coefficient de transfert de chaleur de l'eau, ( $kW/m^2 K$ )
$h_a$	The specific enthalpy of the moist air.
$h_w$	Enthalpy at the local bulk water temperature ( $J / kg$ ).
$h_v$	Enthalpie spécifique de la vapeur ( $J / kg$ ).
$h_e$	Enthalpie de l'eau s'évaporant évaluée à la température de film (vrac) d'eau.
$h_{fg}$	Chaleur latent de vaporisation ( $J / kg$ ).
$L_e$	Facteur de Lewis.
$\dot{m}_a$	Débit massique d'air, (kg/s).
$\dot{m}_w$	Débit massique d'eau, (kg/s).
$M_{ek}$	Nombre de Merkel.
$NUT$	Nombre d'unité de transfert.
$\dot{Q}$	Le flux de chaleur entre l'eau et l'air (Watt).
$Q$	Le flux total rejeté, (W).
$q_{evp}$	Perte d'eau par évaporation, (Kg/s).
$r_0$	Chaleur latente de vaporisation évaluée à 0°C. « 273 °C ».
$T_{db,i}$	Température sec de l'air à l'entrée (°C).
$T_{wb,i}$	Température de l'air humide à l'entrée (°C).
$T_{w,i}$	Température de l'eau à l'entrée (°C).

$T_{w,o}$	Température de l'eau à la sortie (°C).
$T_{db,o}$	Température sec de l'air à sortie (°C).
$T_{wb,o}$	Température de l'air humide à sortie (°C).
$v_{ab}$	Volume spécifique d'air quittant le haut de la tour, (m <sup>3</sup> ).
$V$	Volume de la tour, (m <sup>3</sup> )
$W_a$	Humidité spécifique de l'air, (kg <sub>w</sub> /kg <sub>a</sub> ).
$W_s$	Humidité spécifique de l'air saturée (kg <sub>w</sub> /kg <sub>a</sub> ).
$W_{s,w}$	Taux d'humidité de l'air saturé à la température locale d'eau. (kg <sub>w</sub> /kg <sub>a</sub> ).
$W$	Humidité spécifique (kg / kg DB).
$\Delta W_s$	Potentiel d'évaporation (kg / kg Dry air ).
$\varepsilon$	Efficacité.
$\psi$	Densité de la zone.
$\alpha$	Le coefficient de transfert de masse moyen.

***Les indices***

<i>a</i>	Air
<i>o</i>	Sortie
<i>i</i>	Entrée
<i>s</i>	Saturation
<i>v</i>	Vapeur
<i>w</i>	Eau

## Résumé

Le travail présenté dans cette thèse s'intéresse à l'analyse numérique et expérimentale des phénomènes d'échanges de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement atmosphérique. Diverses expérimentations ont été menées sur un dispositif de prototype d'une tour de refroidissement au laboratoire de transferts thermiques à l'Université de 08 Mai 1945 de Guelma. L'objectif principal de ces expérimentations est de montrer l'influence des paramètres de fonctionnement (tels que le débit massique de l'eau, le débit massique de l'air, la température de l'eau froide et la température de l'air frais) sur les performances thermiques de la tour (tels que la plage de refroidissement, l'approche humide, le rendement de la tour, la capacité de refroidissement, la perte par évaporation, ...etc.) d'une part. D'autre part, c'est de pouvoir déterminer les valeurs optimales de ces paramètres qui donnent les meilleures performances thermiques.

Dans ce travail, deux modèles mathématiques ont été utilisés, permettant de simuler la distribution de la température dans la zone de garnissage et de calculer les performances thermiques de la tour, ainsi que l'estimation de débit de consommation d'eau, l'évaluation de la quantité d'eau perdue par évaporation et la détermination des caractéristiques de bon fonctionnement de la tour dans des conditions d'opération stables. Le premier modèle mathématique décrivant le processus d'échange de chaleur et de masse consiste en un système d'équations différentielles ordinaires couplées à quatre variables dépendantes qui sont : La température de l'eau et de l'air, l'humidité spécifique de l'air et le débit massique de l'eau. Par contre, le deuxième modèle est basé sur la théorie de l'efficacité des échangeurs de chaleur.

La résolution numérique des deux modèles est achevée aux moyens des méthodes itératives simples, où nous avons développé un programme de calcul informatique dans l'environnement MATLAB®, afin d'être utilisé pour résoudre et simuler numériquement ces modèles. Ce programme est basé sur les données des essais expérimentaux, ainsi sur les caractéristiques du prototype de la tour qui ont été utilisées dans le laboratoire.

Les résultats obtenus ont été interprétés et analysés. Une comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux réalisées a montré un parfait accord avec une erreur maximale de 5%, ce qui octroie plus de crédibilité aux résultats de simulation obtenus. Par conséquent, on affirme que les modèles mathématiques utilisés pour le calcul de l'influence de certains paramètres sur les performances thermiques de la tour peuvent décrire soigneusement le fonctionnement du système en cours d'étude.

**Mots clés :** Tour de refroidissement, transfert de chaleur et de masse, modélisation, garnissage, expérimentation.

## Abstract

The work presented in this thesis focuses on the numerical and experimental analysis of heat and mass exchanges phenomena in an atmospheric cooling tower. Various experiments were carried out on a prototype device of a cooling tower at the thermal transfer laboratory at the University of Guelma. The main objective of these experiments is to show the influence of operating parameters (such as the mass flow rate of water, the mass flow rate of air, the temperature of cold water and the temperature of the air cool) on the tower thermal performance (such as cooling range, wet approach, tower efficiency, cooling capacity, evaporation loss, etc.) on the one hand. On the other hand, it's to be able to determine the optimal values of these parameters, which give the best thermal performances.

In this work, two mathematical models have been used, allowing to simulate the distribution of the temperature in the packing area and to compute the thermal performance of the tower, as well as the estimation of the water consumption rate, the evaluation the amount of water lost by evaporation and the determination of the operating characteristics of the tower under stable operating conditions.

The first mathematical model describing the process of exchange of heat and mass consists of a system of ordinary differential equations coupled to five dependent variable, which are: The temperature of water and air, the specific humidity of the air and mass flow of water. On the other hand, the second model is based on the theory of heat exchangers efficiency.

The numerical resolution of both models is completed by means of simple iterative methods, where we have developed a computer program in the MATLAB<sup>®</sup> environment to numerically solve and simulate these models. This program is based on experimental test data, as well as the prototype tower characteristics used in the laboratory.

The results obtained have been interpreted and analyzed. A comparison between the theoretical and experimental results performed showed a perfect agreement with a maximum error of 5%, which gives more credibility to the simulation results obtained. Therefore, it is argued that the mathematical models used to compute the influence of certain parameters on the thermal performance of the tower can carefully describe the operation of the system being studied.

**Key words:** Cooling tower, heat and mass transfer, modelling, packing, experimentation

## ملخص

يركز العمل المعروض في هذه الأطروحة على التحليل العددي والتجريبي لظاهرتي التبادل الحراري والكتلي في برج التبريد الجوي. لقد أجريت تجارب مختلفة على جهاز برج تبريد مصغر المتاح في مخبر التحول الحراري بجامعة 8 ماي 1945 بقالمة. الهدف الرئيسي من هذه التجارب هو إظهار تأثير معاملات التشغيل (مثل: معدل التدفق الكتلي للماء، ومعدل التدفق الكتلي للهواء، ودرجة حرارة الماء البارد ودرجة حرارة الهواء البارد) على الأداء الحراري للبرج (مثل: ارتياب التبريد، نهج رطوبة الهواء، كفاءة البرج، قدرة التبريد، وفقدان التبخر، وما إلى ذلك) من جهة. ومن ناحية أخرى، هو أن تكون قادرة على تحديد القيم المثلى لهذه المعلمات والتي تعطي أفضل الأداء الحراري للبرج.

في هذا العمل تم استخدام نموذجين رياضيين يسمحان بمحاكاة توزيع درجة الحرارة في منطقة التعبئة وحساب الأداء الحراري للبرج وكذلك تقدير معدل استهلاك الماء وتقييم كمية الماء المفقودة عن طريق التبخر وتحديد الخصائص التشغيلية للبرج في ظروف التشغيل المستقرة. النموذج الرياضي الأول والذي يصف عملية التبادل الحراري والكتلي يتكون من نظام معادلات تفاضلية عادية مقترنة بأربعة متغيرات تابعة وهي: درجة حرارة الماء والهواء، الرطوبة النوعية للهواء والتدفق الكتلي للماء. من ناحية أخرى، يقوم النموذج الثاني على نظرية كفاءات المبادلات الحرارية.

الحل العددي لكلا النموذجين يتم بواسطة طرق عددية بأساليب تكرارية بسيطة، حيث قمنا بتطوير برنامج في الكمبيوتر بلغة الماتلاب® MATLAB، لاستخدامه في حل ومحاكاة هذه النماذج عددياً. ويستند هذا البرنامج على معطيات وكذلك خصائص برج التبريد التجريبي الذي تم استخدامه في المخبر.

قد تم تفسير وتحليل النتائج المتحصل عليها. وأظهرت المقارنة بين النتائج النظرية والتجريبية التي تم الحصول عليها اتفاق مثالي بخطأ نسبي أقصى يقدر بـ 5%، مما يعطي مصداقية أكثر لنتائج المحاكاة التي تم الحصول عليها. ولذلك، يمكننا أن نستنتج من خلال ذلك أن النماذج الرياضية المستخدمة لحساب تأثير بعض المعلمات على الأداء الحراري للبرج يمكن أن تصف بدقة حالة التشغيل الفعلية.

### الكلمات المفتاحية:

برج التبريد، نقل الحرارة ونقل الكتلة، النمذجة، التعبئة، التجارب.

# INTRODUCTION GÉNÉRALE

## A – Problématique

Les procédés industriels et de fabrication utilisent l'énergie sous différentes formes (mécanique, chimique, électrique, etc.). Cette énergie, dans la plus part des cas, est transformée en chaleur. Celle-ci ne peut pas toujours être récupérée ou réutilisée, mais elle doit être extraite du procédé et rejeté dans l'environnement par refroidissement. Cette chaleur non récupérable est appelée chaleur résiduelle. Elle altère le bon fonctionnement des installations. Le refroidissement naturel par échange avec l'air ambiant n'est pas toujours suffisant, ce qui nécessite un refroidissement forcé. Dans ce contexte, parmi les solutions largement employées dans le domaine industriel, on trouve les tours de refroidissement atmosphériques.

Par définition, une tour de refroidissement est un échangeur de chaleur à contre-courant par contact direct entre deux fluides :

- L'eau chaude pulvérisée et
- L'air forcé.

L'opération de refroidissement s'effectue en pulvérisant de l'eau chaude dans un flux d'air :

- L'eau tombe par gravitation à l'intérieur d'un flux d'air frais remontant dans la tour.
- La circulation d'air permet de refroidir l'eau par vaporisation d'une partie de l'eau pulvérisée.
- La vapeur d'eau est parfois visible sous la forme d'un panache au-dessus de la tour.

Afin d'améliorer le processus de refroidissement entre les deux fluides, les gouttelettes d'eau tombent continuellement sur des plans inclinés (garnissage) disposés le long de la tour, ce qui augmente le temps de parcours de ces gouttes et forment des films minces d'eau sur ces surfaces.

Le long des cinq dernières décennies, plusieurs travaux de recherches ont été effectués pour étudier et comprendre les différents phénomènes qui régissent le comportement des tours atmosphériques, ainsi que les différents problèmes rencontrés lors de leur fonctionnement [2 - 63]. Un exposé bien détaillé qui peut être vu comme un panorama des travaux sur ce sujet fera l'objet du chapitre I. Tout en commençant par les travaux Robinson en 1922 qui peut être considéré comme le premier qui a été intéressé par les problèmes des tours de refroidissement atmosphériques [1] jusqu'au 2016 où les chercheurs Zheng. Z et Hengxiang. G [2], ont présenté un nouveau tour de refroidissement sec à tirage naturel où ils sont utilisé l'énergie solaire pour améliorer les performances de refroidissement, pour découvrir la disposition structurelle optimale de la tour.

## **B – Objectifs de ce travail & contributions**

Le travail présenté dans cette thèse s'intéresse à l'analyse numérique et expérimentale des phénomènes d'échanges de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement atmosphérique. Diverses expérimentations ont été menées sur un dispositif de prototype d'une tour de refroidissement au laboratoire de transferts thermiques à l'Université de 08 Mai 1945 de Guelma. L'objectif principal de ces expérimentations est de montrer l'influence des paramètres de fonctionnement (tels que le débit massique de l'eau, le débit massique de l'air, la température de l'eau froide et la température de l'air frais) sur les performances thermiques de la tour (tels que la plage de refroidissement, l'approche humide, le rendement de la tour, la capacité de refroidissement, la perte par évaporation, ...etc.) d'une part. D'autre part, c'est de pouvoir déterminer les valeurs optimales de ces paramètres qui donnent les meilleures performances thermiques.

Dans ce travail, deux modèles mathématiques ont été utilisés, permettant de simuler la distribution de la température dans la zone de garnissage et de calculer les performances thermiques de la tour, ainsi que l'estimation de débit de consommation d'eau, l'évaluation de la quantité d'eau perdue par évaporation et la détermination des caractéristiques de bon fonctionnement de la tour dans des conditions d'opération stables. Le premier modèle mathématique décrivant le processus d'échange de chaleur et de masse consiste en un système d'équations différentielles ordinaires couplées à quatre variables dépendantes qui sont : La température de l'eau et de l'air, l'humidité spécifique de l'air et le débit massique de l'eau. Par contre, le deuxième modèle est basé sur la théorie de l'efficacité des échangeurs de chaleur.

La résolution numérique des deux modèles est achevée aux moyens des méthodes itératives simples, où nous avons développé un programme de calcul informatique dans l'environnement MATLAB<sup>®</sup>, afin d'être utilisé pour résoudre et simuler numériquement ces modèles. Ce programme est basé sur les données des essais expérimentaux, ainsi sur les caractéristiques du prototype de la tour qui ont été utilisées dans le laboratoire.

## **C – Organisation du travail**

Le contenu de cette thèse est structuré en cinq chapitres, répartis comme suit :

- Dans le premier chapitre, une recherche bibliographique approfondie est effectuée sur les problèmes existant dans les tours de refroidissement qui ont été étudiées et expérimentées par certains chercheurs, pour maîtriser leurs comportements variés afin de sélectionner le modèle cohérent au type de tour étudié.

- Le deuxième chapitre présente un aperçu global sur les tours de refroidissement et leurs domaines d'utilisation ainsi que sur ces différents composants. Une classification détaillée des tours, de ces éléments principaux, ainsi que le système de pulvérisation ont été décrits. Ce chapitre offre une base de données très riche, qui peut aider à mieux comprendre le fonctionnement et les domaines d'application des tours de refroidissement.
- Le troisième chapitre présente un exposé détaillé de la modélisation numérique utilisée. Le système différentiel couplé est aussi exposé. Un programme développé en langage MATLAB® pour résoudre les équations différentielles.
- Le quatrième chapitre est dédié à la présentation de la tour atmosphérique miniaturisée à contre-courant utilisée dans la partie expérimentale, suivi par un exposé d'une large série d'expérimentations qui couvre les conditions opérationnelles variables d'une tour atmosphérique en grandeurs nature. Notamment, le principe de fonctionnement de cette tour, l'influence des divers paramètres caractéristiques comme : La charge de refroidissement, les débits massiques de l'eau et de l'air ainsi que celle de la chute de pression dans le garnissage, sur les performances de la tour. Les résultats obtenus sont présentés sous forme de tableaux et de graphes, chaque expérience est succédée par une analyse et discussion des résultats.
- Dans le cinquième chapitre, une description claire et détaillée des résultats de la modélisation numérique est présentée, suivi par une validation de ces résultats par rapport aux données expérimentales tirées auparavant.

Le manuscrit se termine par une conclusion qui récapitule les principales contributions de la thèse et donne les perspectives importantes qui font suite à ce travail de recherche scientifique.

# Chapitre I

## LES TOURS DE REFROIDISSEMENT : UN ETAT DE L'ART

- I.1. Introduction
- I.2. Historique des tours de refroidissement
- I.3. Revue Bibliographique
- I.4. Conclusions

---

---

### *Résumé :*

**L'**objectif de ce chapitre est de présenter une recherche bibliographique approfondie sur les travaux et les problèmes existant dans les tours de refroidissement qui ont été étudiées et expérimentées par certains chercheurs du domaine.

---

---

### **I.1 Introduction**

Une tour de refroidissement est un échangeur de chaleur d'un type particulier qui permet de rejeter vers le milieu extérieur la chaleur issue d'un système 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 deux fluides (l'eau et l'air). Le fluide le plus utilisé pour le refroidissement de telles installations est le plus souvent l'air ambiant. Les tours de refroidissement sont des équipements courants, présents dans des installations industrielles de climatisation, ou dans des procédés énergétiques (centrales électriques, installations de raffinage, etc).

Le présent chapitre présente une revue bibliographique des approches théoriques et expérimentales ayant traité les échanges de chaleur et de masse dans les différents tours de refroidissement atmosphériques. Les travaux relatifs à la modélisation thermique des tours appliquées dans l'industrie (tours à tirage mécanique, naturelle et hybride) sont exposés.

Cette étude bibliographique présente les travaux montrant l'influence des paramètres de fonctionnement de la tour (débit massique de l'eau, débit massique de l'air, les températures de l'eau froide et de l'air frais) sur ses performances thermiques (la plage de refroidissement, l'approche humide, l'efficacité de la tour, la capacité de refroidissement, la perte par évaporation, ...etc.).

### **I.2 Historique des tours de refroidissement**

Le premier prototype de tour de refroidissement depuis 1957, en polyester armé de fibre de verre fut fabriqué à l'usine de Lindau (Allemagne), notre objectif fut d'allier les plus hautes performances à une qualité optimale [3].

A partir de 1970, de nombreuses centrales électriques de forte puissance ont été construites et équipées de tours de refroidissement atmosphérique en Europe, aux USA, en Afrique du Sud, en Inde, en Chine, etc. Les tours de refroidissement atmosphérique ont été abusivement associées aux centrales nucléaires [4].

Depuis la fin des années 1980, très peu de tours de ce type ont été construites dans les pays occidentaux en raison de l'absence de projets de centrales, de leur impact visuel et d'un sentiment général de pollution qui leur est attribué. La tendance s'inverse actuellement car les prescripteurs et les utilisateurs sont convaincus de leurs avantages pour l'environnement grâce, essentiellement, à l'économie d'énergie qu'elles procurent. En plus de cet aspect économique, les tours de refroidissement atmosphérique offrent les avantages suivants :

- surface au sol limitée
- pas de bruit mécanique (aucun ventilateur)
- entretien limité (très peu d'éléments mobiles)
- grande longévité (généralement plus élevée que la durée de vie de la centrale).

### I.3 Revue Bibliographique

Robinson en 1922 a été considéré comme le premier qui a été intéressé par les problèmes des tours de refroidissement atmosphériques [1]. 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 1946 Simpson et Sherwood [8], 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 1983 Majumdar, et al. [9], 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. [10].

En 1984 Schatzmann et Policastro [11] 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.

En 1988 Braun et al. [12] 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  $C_s$  [13].

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  $\varepsilon$  et le NUT sont deux grandeurs qui peuvent être appliquées dans toutes les conditions de fonctionnement de la tour de refroidissement [14].

En 1991 Shelton et Weber, 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 [15].

J.Nicolas et J.L Vasel, 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'en estimer les performances [16].

En 1995 A. DREYER et P. J. ERENS 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[17].

En 1996 KIRSNER. W [18] a été présenté un modèle développé par Baker et Shryock [19]. 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 [20]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, 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[21].

En 1999 Frédéric Genest [22] 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.[13], 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 [23]. 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.[24] 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 [25], 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 [26] 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 [27], 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.[28], 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[29], 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 [30] 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. [31] 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. [32] 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.

S. Pascal et M. Dominique [33] 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 [34] 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. [35] 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 [36] 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 menées par Guang-Yu .J et al. [37] 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.[38] 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. [39], 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. [40], 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.[41] 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, affect 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. [42] 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[43] qui a utilisé un modèle amélioré pour prédire ces paramètres avec un facteur de Lewis constant.

M. Lemouari et al.[44]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.[45] 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.[46] 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.[47] 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.[48]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. [49] 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 a pour but 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.[50] 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.[47] 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 [51] 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 [52] 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 stimulent 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 [53] 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.[54] 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 établit 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.[55] 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 [56] 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 [57] 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.[58] 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.[59] 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. [60]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 au degré de saturation de l'air d'entrée, et l'efficacité thermique est associée à la réduction de la température de l'eau de serpent.

J.R. Picardo et J.E. Variyar [57] 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 indépendant 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.[61] 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. [62] 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[63], 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 [64], 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. [65], 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.

Zheng. Z et Hengxiang. G[2], ont présenté un nouveau tour de refroidissement sec à tirage naturel et utilisé l'énergie solaire pour améliorer ses performances de refroidissement,

pour découvrir la disposition structurelle optimale de la tour, ont mené la simulation CFD à trois dimensions pour comparer les performances de refroidissement de différentes options de conception.

#### **I.4 Conclusion**

L'intérêt d'une telle démarche de recherche bibliographique est d'une part, pour connaître les nouvelles données sur les problèmes existants dans les tours de refroidissement, et d'autre part, d'étudier les comportements thermiques d'une tour de refroidissement atmosphérique afin de développer le modèle de notre type de tour.

A cause de l'importance de ce domaine et vue les multiples utilisations des tours de refroidissement 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 des tours de refroidissement 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 de l'humidité des flux d'air et de l'eau, les débits des deux flux, ...etc.

# Chapitre II

## GENERALITES SUR LES TOURS DE REFROIDISSEMENT

II.1.	Introduction
II.2.	Description générale
II.3.	Classification des tours de refroidissement
II.4.	Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement ouverte
II.5.	Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement fermée
II.6.	Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement hybride
II.7.	Modes de transfert de chaleur dans une tour
II.8.	Descriptions des composants d'une tour
II.9.	Conclusions

---

### Résume :

**L'**objectif de ce chapitre est de donner un aperçu global sur les tours de refroidissement et leurs domaines d'utilisation ainsi qu'un aperçu global des différents composants de la tour. Ce chapitre offre une base de données très riche, qui peut nous aider à mieux comprendre le fonctionnement et les domaines d'application des tours de refroidissement.

---

### II.1 Introduction

À partir des années 1970, la construction de plusieurs centrales électriques de forte puissance dans le monde a constitué une avancée technologique majeure encore reconnue à ce jour.

Les centrales électriques nucléaires, mais aussi thermiques classiques, mettent en jeu des échanges thermiques considérables en rapport avec leur puissance pouvant aller jusqu'à 1300 MW pour un réacteur nucléaire. En considérant un rendement moyen de 33 %, la chaleur rejetée par un réacteur est donc au maximum de 2600 MW.

Pour pouvoir évacuer cette quantité de chaleur, une première solution envisageable a été d'utiliser un refroidissement par l'eau de rivière [66]. Pour une centrale nucléaire de 4 réacteurs de 900 MW, le débit total d'eau nécessaire à un refroidissement de 6 K ( $\Delta T$  admissible pour ce type d'application) est de l'ordre de 35 m<sup>3</sup>/s par réacteur, soit 140 m<sup>3</sup>/s au total.

Il est malheureusement presque toujours impossible d'envisager ce mode de refroidissement sans risquer un échauffement trop important de l'eau des fleuves et des rivières. Par exemple, la puissance électrique totale installée à ce jour le long de la Loire est de 11600 MW, le débit total d'eau de refroidissement à puiser dans le fleuve serait donc de 450 m<sup>3</sup>/s ce qui est supérieur à son débit normal moyen.

D'autres solutions de refroidissement ont donc été envisagées telles que l'utilisation d'eau de mer ou l'utilisation de l'air qui sont les deux puits froids les plus importants du milieu ambiant. Du fait des contraintes d'implantation et d'exploitation de l'eau de mer, les tours de refroidissement atmosphériques sont aujourd'hui les plus répandus pour le refroidissement de fortes puissances. Pour assurer la sûreté de fonctionnement, ceux utilisés pour refroidir les centrales électriques nucléaires sont de type indirect avec confinement par rapport au circuit de refroidissement secondaire. Entre un refroidissement à eau perdue et un réfrigérant atmosphérique humide, système le plus répandu, l'économie d'eau réalisée est estimée à 90 % de la quantité totale d'eau de circulation. En effet, l'appoint d'eau de rivière qui compense la quantité d'eau évaporée est alors de l'ordre de 2 à 4 m<sup>3</sup>/s pour un réacteur de 900 MW [67].

La figure II.1 représente le schéma d'une centrale électrique, l'eau dans la cuve se réchauffe au contact de ces éléments combustibles. Cette eau, à la sortie de la cuve, cède sa chaleur à l'eau d'un second circuit, par l'intermédiaire d'un générateur de vapeur. Une fois refroidie, elle retourne dans la cuve à l'aide d'une pompe. Cette eau est chauffée à 320 °C et est maintenue à une pression de 155 atmosphères afin de rester à l'état liquide.

Dans le générateur de vapeur, l'eau du circuit secondaire se transforme en vapeur au contact des tubes parcourus par l'eau à 320°C du circuit primaire. Cette vapeur fait tourner une turbine qui entraîne un alternateur. À la sortie de la turbine, la vapeur se transforme en eau dans le condenseur, avant d'être renvoyée au générateur de vapeur. De l'eau en provenance de l'aéroréfrigérant traverse le condenseur par des milliers de tubes. La vapeur en provenance de la turbine se condense au contact de ces tubes froids.

L'eau contenue dans ces tubes va se réchauffer d'une dizaine de degrés : cette eau tiède (30-35 °C) est refroidie par le courant d'air dans l'aéroréfrigérant avant de repartir vers les tubes du condenseur (les turbines les plus puissantes du monde délivrent une tension environ de 20000 V).

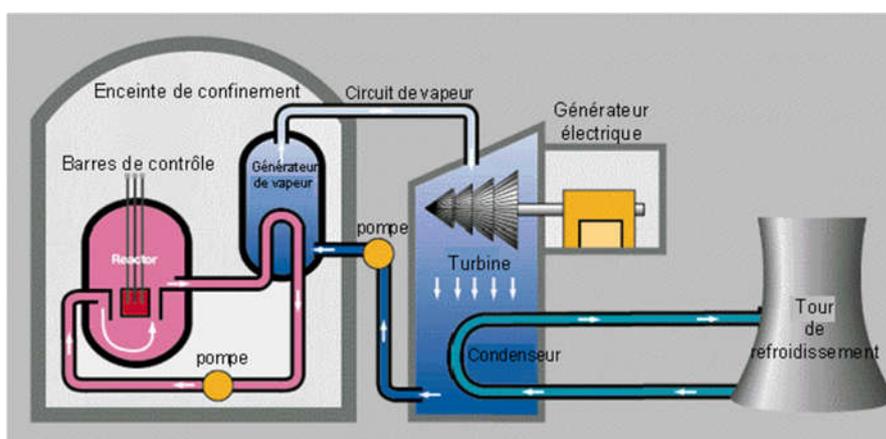


Fig. II.1 : Schéma d'une centrale électrique nucléaire[68].

Le refroidissement de la vapeur issue de la turbine est donc confié à une tour de refroidissement d'eau naturelle qui n'utilise aucun dispositif mécanique pour créer le flux d'air (figure II.2) ou à une tour à ventilation forcée qui utilise les ventilateurs simples ou multiples pour fournir le flux d'air(figure II.3). La chaleur résiduelle est donc rejetée par une tour de refroidissement [69].

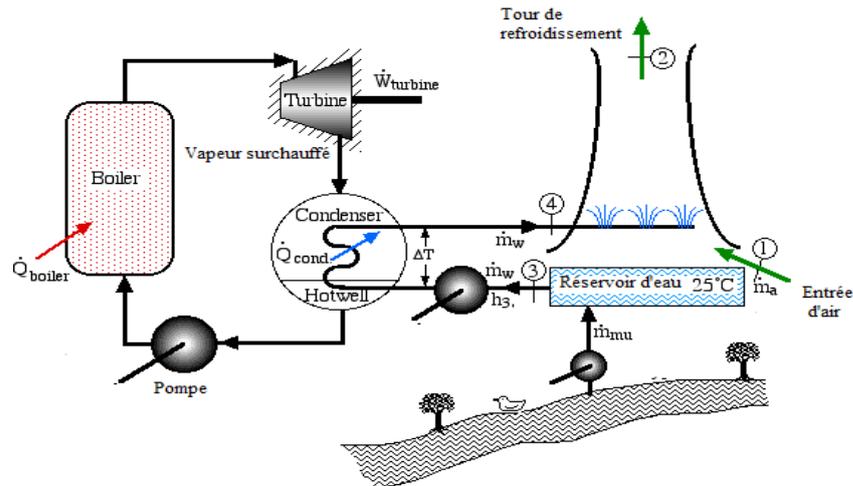


Fig. II.2 : Refroidissement du condenseur par une tour naturelle [69].

Un courant d'air traverse la tour de refroidissement de bas en haut. L'eau de refroidissement du condenseur, qui a été échauffée, retombe en une sorte d'immense douche et perd de sa chaleur au contact de cet air montant. Au cours de l'opération, 2 à 3% de l'eau de refroidissement s'évapore et forme un panache de vapeur (brouillard) plus ou moins important résultant de la condensation de la vapeur d'eau. Ce brouillard ne doit pas être confondu avec de la fumée (voir la figure II.4).

La tour de refroidissement ne rejette donc que de la pure vapeur d'eau qui ne contient jamais de radioactivité.

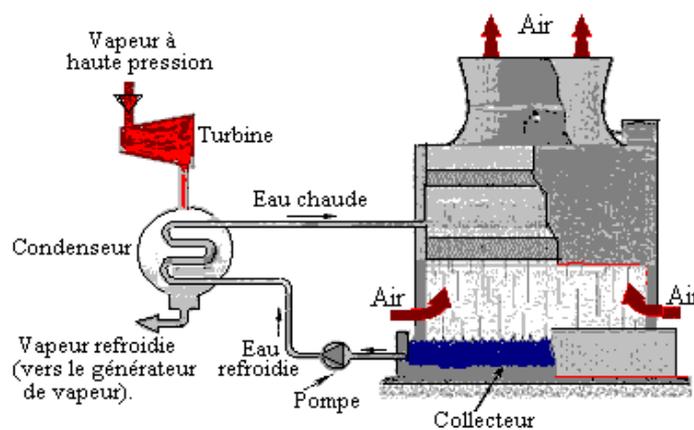


Fig. II.3 : Refroidissement du condenseur par une tour à ventilation forcée [69].



**Fig. II.4 :** Photo d'une tour de refroidissement dans une centrale thermique [70].

Les tours de refroidissement atmosphérique, 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...).

## II.2 Description générale

Une tour de refroidissement (aéroréfrigérant, réfrigérant atmosphérique) fonctionne comme un échangeur de chaleur, par contact direct entre l'eau plus chaude et l'air plus frais (l'air ambiant) avec un transfert de masse de l'un à l'autre. Elle est un bon exemple de système ouvert. Quand l'air entre dans la tour de refroidissement, son contenu d'humidité est généralement moins que la saturation.

Quand l'air quitte, il émerge à température élevée et avec un contenu d'humidité près ou derrière la saturation. Même à la saturation, le refroidissement peut avoir lieu puisqu'une augmentation de la température a comme conséquence une augmentation de la capacité de chaleur qui permet à la chaleur sensible d'être absorbée. L'efficacité de cet échange est en fonction de la surface de contact entre l'eau et l'air : l'eau est diffusée en gouttelettes par des gicleurs ou s'écouler par gravité sur des lattes à éclaboussures ou sur des surfaces de ruissellement de façon à rendre la surface maximale de contact avec l'air. L'écoulement d'air peut être assuré par des ventilateurs, par l'effet du vent, par convection naturelle ou par l'entraînement dû aux jets d'eau. Lors de cet échange, une partie de l'eau est vaporisée, ce qui contribue à refroidir le liquide ; la chaleur correspondante est évacuée, sous forme d'enthalpie de la vapeur d'eau, dans l'air rejeté. La limite théorique de refroidissement de l'eau est la température humide de l'air extérieur.

Les écoulements d'eau et d'air à contre-courant, montre l'évolution de la température de l'eau et de l'air humide le long du corps d'échange. La chute de la température de l'eau dans la tour est égale à l'échauffement qu'elle subit dans la boucle de retour, et le plus souvent imposée par celui-ci, un paramètre important, qui caractérise le fonctionnement de la tour, est l'approche, qui est la différence entre la température de sortie de l'eau refroidie et la température humide de l'air entrant ; elle est d'autant plus petite que l'échangeur est plus performant. (Voir figure II.6).

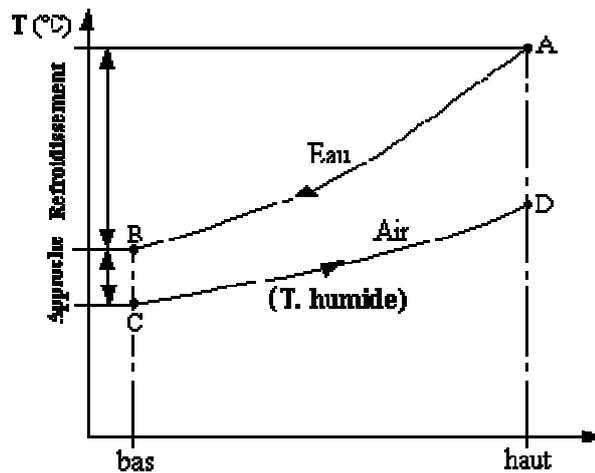


Fig. II.5 : Evolution des températures dans une tour de refroidissement [71].

La source d'eau d'appoint (la quantité d'eau fraîche qui doit être rajoutée au circuit d'eau) est employée pour compléter le niveau d'eau perdue par évaporation et a un éventuel entraînement de gouttelettes par l'air évacué. L'eau quitte la tour de refroidissement est envoyée de nouveau aux échangeurs ou à d'autres unités pour l'avantage de refroidissement.

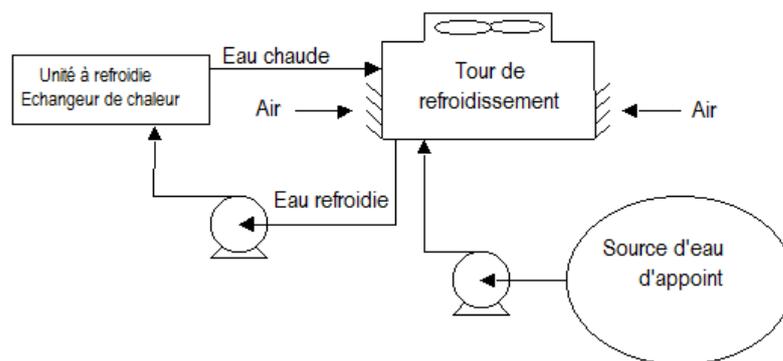
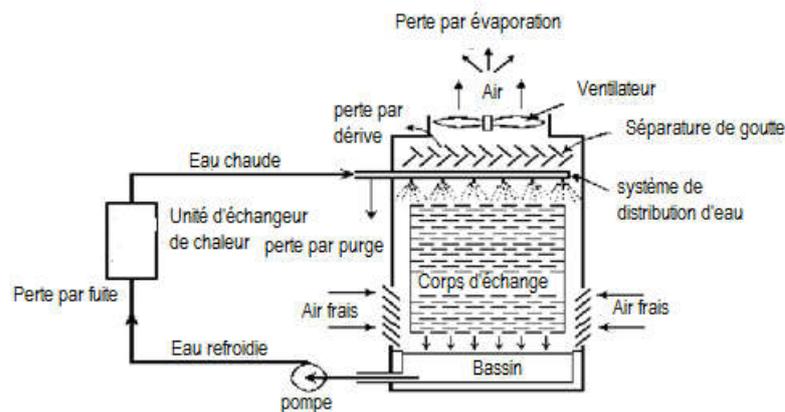


Fig. II.6 :Schéma général d'une installation de refroidissement [72].

Malgré les dispositifs installés pour limiter les pertes considérables en eau dues à ce phénomène, il demeure qu'une certaine quantité du volume d'eau qui circule dans l'appareil est évacuée vers l'extérieur. En outre, l'évaporation qui survient dans ce tour produit une

concentration très élevée de matières dissoutes ou en suspension dans l'eau : sels minéraux, produits chimiques, matières organiques, etc., oblige souvent à pratiquer aussi une purge ou un traitement de l'eau d'appoint. Ces pertes (présenté par la figure II.7) se produisent principalement à travers :

- **Evaporation dans le jet d'air d'échappement** : L'évaporation prévoit 80% du refroidissement. L'eau évaporée ne contient pas des produits chimiques, et ainsi ne présente aucun danger à l'environnement.
- **Purge (ou vidange)** : C'est l'eau extraite du système d'eau afin de réduire la concentration des contaminants et pour éliminer la boue due aux impuretés atmosphériques. L'eau d'appoint de la tour de refroidissement contient des solides dissous. Sans purge, ces solides augmentent rapidement jusqu'au niveau ayant pour résultat la graduation excessive des surfaces de transfert thermique. L'eau de la purge est traitée pour enlever le chrome qui est fortement toxique avant d'être déchargée.
- **Dérive (ou entraînement)** : Ce sont les gouttelettes d'eau qui sont entraînées par les courants d'air quittant la tour. On estime que la dérive est dans l'intervalle de 0,003% à 0,005% d'eau en circulation. Les émissions de dérive se composent de grandes et petites gouttelettes d'eau. De telles gouttelettes d'eau portent avec eux les divers produits chimiques qui sont utilisés dans le système ; certains de ces produits chimiques sont nocifs et fortement toxiques. Les grandes gouttelettes sont relativement lourdes et peuvent condenser à proximité des tours de refroidissement. Tandis que les petites voyagent plus loin et peuvent réussir à pénétrer dans le système respiratoire humain. C'est de telles émissions respirables qui présentent un danger à la santé humaine et à l'environnement.
- **La fuite** : est la perte d'eau inconnue et/ou non contrôlée.



**Fig. II.7** : Schéma des différentes pertes d'eau dans une tour (Dans le cas où la purge se fait dans le système de distribution de l'eau) [75].

### II.3 Classification des tours de refroidissement

Les tours de refroidissement viennent dans plusieurs modèles et types, chacun avec de diverses caractéristiques. La sélection et la taille dépendent de l'application et de la charge thermique. Les tours à circuit ouvert, dans lesquelles l'eau à refroidir est directement mise en

contact avec l'air, se classent en deux grandes catégories : circulation naturelle et circulation forcée. Elles sont souvent désignées sous le nom des tours de refroidissement évaporatives ou humides. Bien qu'il existe également des tours à circuit fermé dans lesquelles l'eau est directement recyclée dans la tour, en ruisselant sur la paroi externe d'un échangeur dans lequel circule le fluide à refroidir, lequel n'est pas nécessairement de l'eau.

De tels systèmes exigent des zones très grandes de transfert thermique. Le coût de construire de tels systèmes est environ dix fois plus que les systèmes humides à contact direct. Elles ne sont pas ainsi construites à moins qu'il y ait une pénurie extrême de l'eau.

En ce qui concerne les colonnes des tours de refroidissement d'eau qui constituent les parties principales des installations des tours il faut distinguer entre différentes constructions ayant chacune des avantages et des inconvénients : colonnes à garnissage, colonnes à plateaux perforés, colonnes vides, ...etc.

Généralement, peuvent être classifiées les tours de refroidissement de plusieurs façons sur base :

- Du débit ou de la puissance,
- Le flux d'air,
- De la forme de la tour,
- Du mode d'écoulement d'air,
- De la qualité d'eau à refroidir.

En principe, la classification d'une tour de refroidissement se fait souvent sur base des critères suivants :

- Tirage naturel ou force,
- Air aspiré ou soufflé,
- Construction sur chantier ou Assemblage en usine,
- Contre-courant ou courant- croisé,
- Circuit de refroidissement ouvert, fermé ou hybride.

Le type de circuit de refroidissement est déterminant d'une façon exacte lorsque la transmission de chaleur se produit.

### **II.3.1 Classement suivant le débit ou de la puissance**

#### **II.3.1.1 Tours de refroidissement a tirage naturel**

Ce sont des échangeurs à tirage induit, l'air circule dans une tour grâce aux différences de densités dues aux différences de températures entre l'intérieur de la tour et l'extérieur. Les tours peuvent avoir des hauteurs de 150 mètres. La vitesse de l'air peut dans certains cas être aussi élevée que dans des systèmes utilisant des ventilateurs.

D'une manière générale, lorsque les puissances à extraire sont très grandes, l'énergie dépensée dans les ventilateurs devient importante, l'utilisation de ce type d'aéro-réfrigérants se justifie.

Les centrales thermiques et nucléaires utilisent les aéro-réfrigérants a convection naturelle [73].

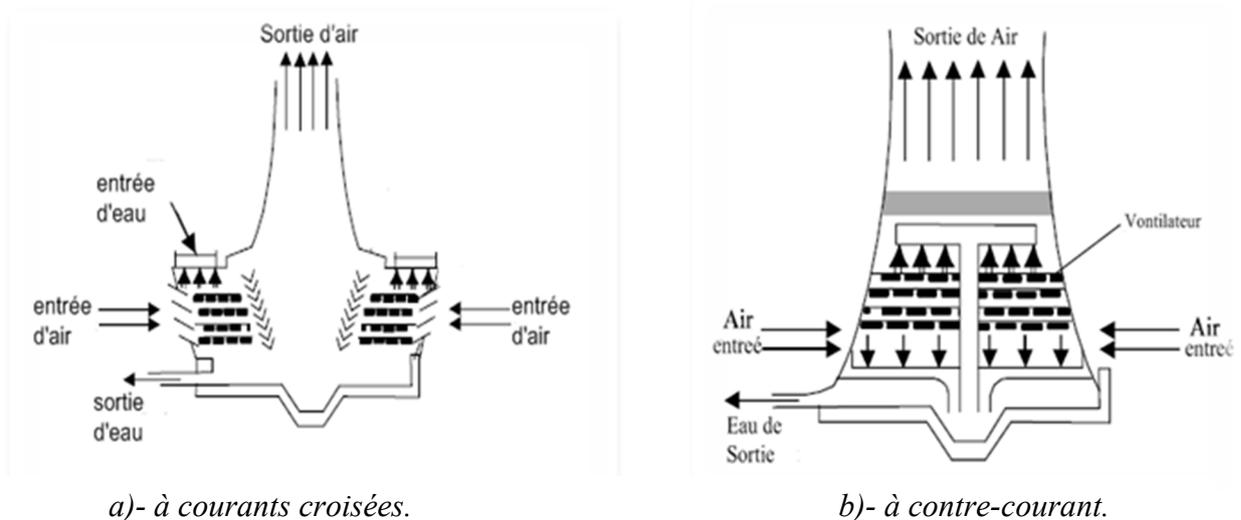
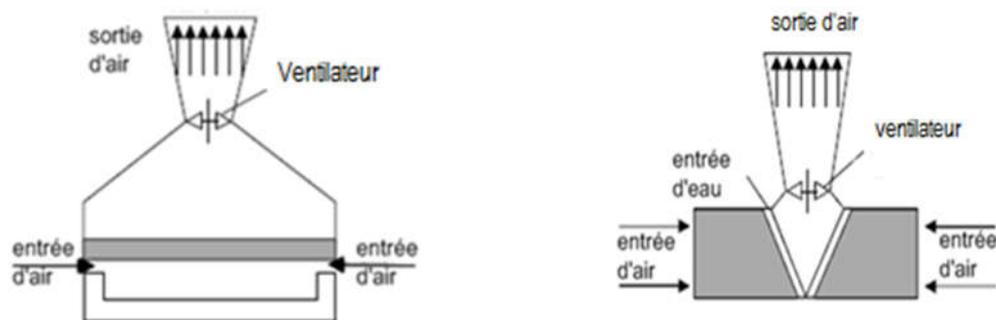


Fig. II.8 : Schéma d'une tour de refroidissement naturel [74].

### II.3.1.2 Tours de refroidissement à tirage forcé

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

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



a)- Tour forcé à contre courants

b)- Tour forcé à courants croisés

Fig. II.9 : Schémas d'une tour de refroidissement à tirage forcé [74].

## a)- Tour de refroidissements humides à circulation obligatoire :

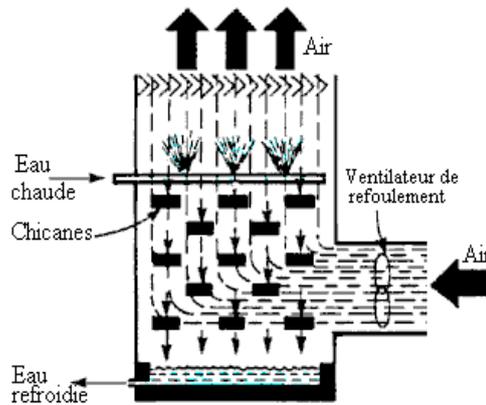


Fig. II.10 : Tour humide à courant d'air entraîné par la base [75].

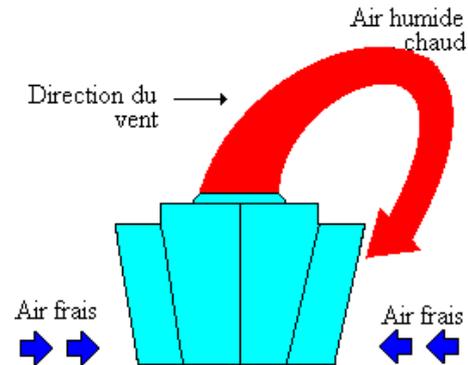


Fig. II.11 : Recyclage de l'air chargé de vapeur [69].

En structures obligatoires, le ventilateur est monté à la base, assure une circulation de l'air extérieur au bas de la tour et le déchargeant à la basse vitesse par le dessus (figure II.10). Ceci a l'avantage que le ventilateur est plus accessible lors du fonctionnement ; Cependant, dans les climats plus froids le gel peut former sur les pales de ventilateur et les amortisseurs d'aspiration pendant que l'air froid est manipulé. Ce type est également sujet à réutiliser l'air chargé de vapeur de la décharge de tour, de ce fait réduisant sa capacité de refroidissement (figure II.11).

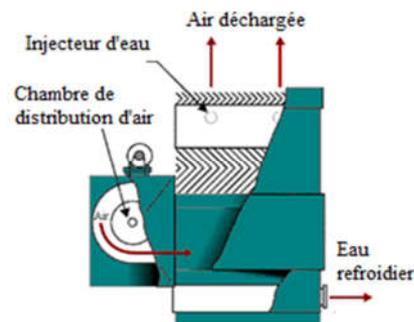
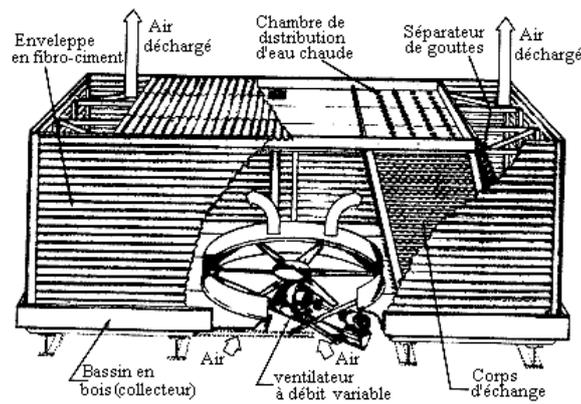


Fig. II.12 : Recyclage de l'air chargé de vapeur [69].

D'autre construction d'une tour humide à circulation obligatoire en bois-encadrée, montrée dans la figure. II.13, a le ventilateur, le bassin, et la tuyauterie situés dans la structure de la tour. Dans ce modèle, le ventilateur est monté à la base. Il y a aucune persienne pour les murs extérieurs. Au lieu de cela, l'acier de construction ou l'encadrement en bois est couvert de panneau fait d'aluminium, d'acier galvanisé, ou de panneaux d'amiante-ciment.

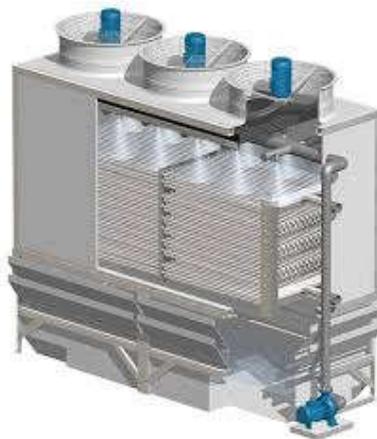


**Fig. II.13 :** *Tour humide à circulation obligatoire en bois-encadrée [75]*

Lors du fonctionnement, les forces de ventilateur aèrent à une basse vitesse horizontalement contre la surface de transfert thermique et puis verticalement contre l'écoulement de haut en bas de l'eau qui se produit de chaque côté du ventilateur. L'eau entraînée dans l'air est retirée par les séparateurs de gouttes situés au-dessus de la tour. La vibration et le bruit sont minimaux puisque le matériel tournant est construit sur une base pleine. Les ventilateurs manipulent la plupart du temps l'air sec, réduisant considérablement l'érosion et les problèmes de condensation de l'eau.

#### **b)- Tours humides à circulation induite :**

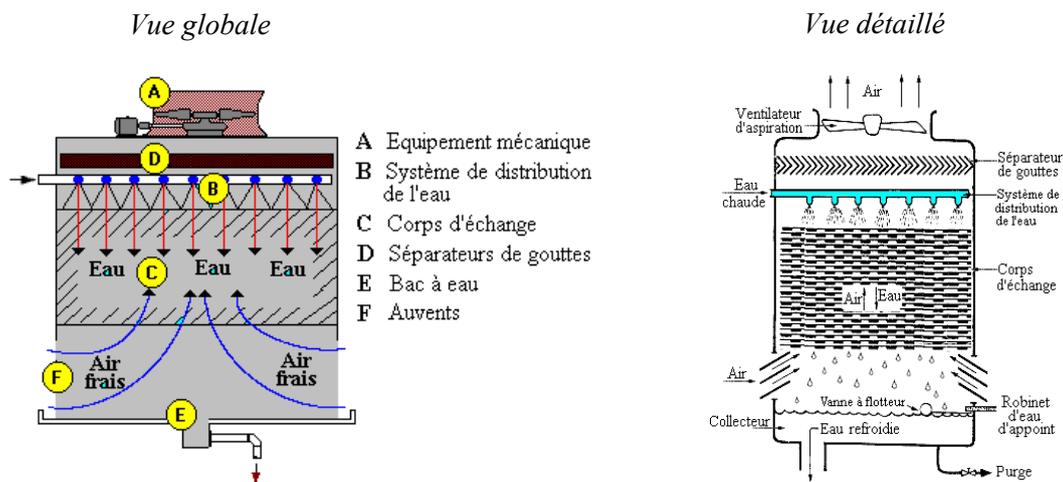
La méthode induite c'est un courant d'air entraîné par le sommet, est la plus largement répandue à l'heure actuelle. La tour à circulation induite utilise un ou plusieurs ventilateurs, montés à l'aspiration au sommet de la tour, qui encouragent l'air chargé d'humidité à quitter et à être remplacé par de l'air frais qui peut mieux recevoir plus de vapeur. Une vue en coupe d'une tour humide à circulation induites montrée dans la figure II.14.



**Fig. II.14 :** *Coupe d'une tour humide à courant d'air entraîné par le sommet [76].*

Puisque le flux d'air est à l'opposé de l'écoulement de l'eau, l'eau la plus fraîche au bas est en contact avec l'air le plus sec tandis que l'eau la plus chaude au-dessus est en contact avec l'air moite, ayant pour résultat l'efficacité accrue de transfert thermique. La nature incluse d'une tour

humide à circulation induite à contre-courant (fig. II.15) limite l'exposition de l'eau à la lumière du soleil directe, retardant de ce fait la croissance des algues.



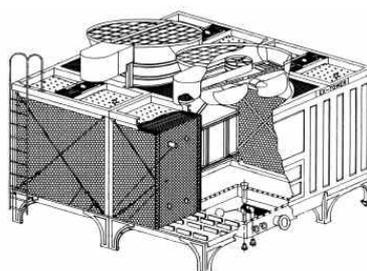
**Fig. II.15 :** Tour humide à circulation induite à contre-courant [69].

Pendant que l'air chauffé se lève plus haut et loin de l'air entrant au bas de la tour, aidé par le ventilateur placé à l'aspiration au sommet de la tour, il accélère vers la sortie, créant un vide dans la partie inférieure de la tour. Ce vide est comblé par un courant d'air frais qui se précipite dedans du bas de la tour. De cette façon, l'eau d'égoutture est toujours en contact avec l'air le plus frais. Et par conséquent l'effet de refroidissement est plus également distribué à travers toutes les sections de la tour, qu'avec une tour à circulation naturelle. Les ventilateurs et leur lecteur sont montés sur le paquet supérieur.

Il y a peu de chance que le ventilateur soit soumis au glaçage parce qu'il est dans la voie d'accès d'air chaud de décharge, et le bruit du ventilateur est à un minimum en raison de son emplacement. L'air entre dans la tour par une section très grande d'auvent, de ce fait diminuant la tendance de gel en hiver.

L'arbre de jet est employé pour distribuer l'eau au-dessus du corps d'échange. Il se compose soit d'un en-tête simple équipé de becs de pulvérisation soit des branchements de jet avec des becs. Les constructeurs de becs de pulvérisation recherchent les conditions minimales de pression et un écoulement uniforme.

La figure II.16 illustre en détail les composants réels d'une tour humide à circulation induite à contre-courant, construite sur place. Ce type exige de grands moteurs électriques dus à la voie d'accès tortueux que l'air prend.



**Fig. II.16 :** Tour humide à circulation induite à contre-courant [77].

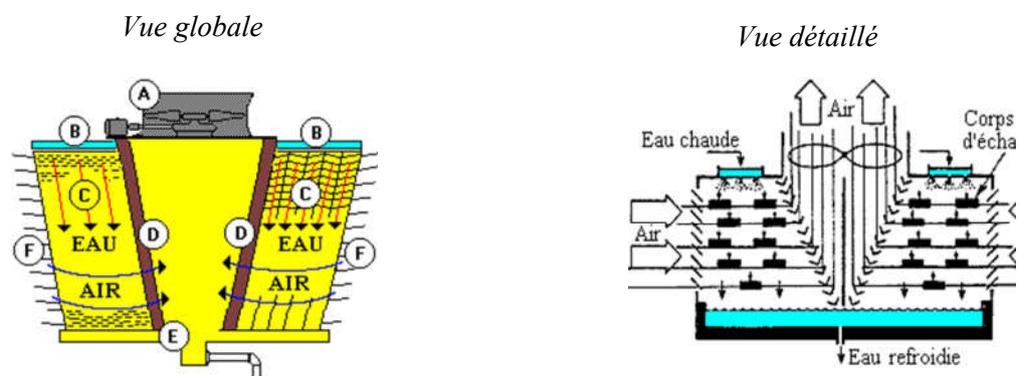
Les auvents sont des lames de feuille en métal. Les tours de refroidissement et les auvents doivent avoir les caractéristiques suivantes :

- 50% zone libre nette d'auvent ;
- Les entrées d'air de tour de refroidissement doivent faire face aux auvents ;
- on assume que l'air passe par les auvents à 3 m/s au maximum.

Les tours à circulation induite à croisement de flux montré dans la fig. II.17 fournissent la circulation d'air horizontale pendant que l'eau tombe à travers le corps d'échange. Des conceptions simples et doubles de circulation d'air sont construites pour convenir à l'emplacement du travail et aux conditions de fonctionnement. Quand une tour à croisement de flux est construite avec deux jets d'air en opposition s'associant à un espace commun, la conception s'appelle une tour à croisement de flux à double écoulement.

Les ventilateurs placés au sommet aspirent l'air par les cellules ou le corps d'échange qui sont reliés à une allée centrale divisée par chambre d'aspiration sous chaque ventilateur. L'eau tombe du système de distribution dans une cascade de petites baisses au-dessus de corps d'échange et à travers l'écoulement horizontal d'air.

Il y a moins de résistance à la circulation d'air que dans la conception à contre-courant. Selon la charge de refroidissement, les cellules multiples appelées les zones, chacune avec son propre ventilateur, peuvent être utilisées. Les diamètres de ventilateur jusqu'à 30 m sont généralement utilisés.



*A* Equipement mécanique. *D* Séparateurs de gouttes.  
*B* Corps d'échange. *E* Bassin d'eau froide.  
*C* Bassin de distribution. *F* Auvents d'entrée d'air.

**Fig. II.17 :** Tour humide à circulation induite à croisement de flux [69].

Les bassins de distribution sont employés pour distribuer l'eau chaude dans les tours à croisement de flux. Ici, l'eau est pompée dans un bassin (figure II.18) ouvert au-dessus du corps d'échange.

Le bas de bassin a les trous par lesquels l'eau est distribuée. Les constructeurs adapteront les orifices d'égouttement en plastique particulièrement formé dans les trous pour donner à l'eau une forme de pluie pour une distribution plus uniforme. Différents orifices de taille sont utilisés pour différents débits.

Dans les tours à croisement de flux, dans les conditions extrêmes, l'eau tend à geler sur les auvents d'entrée d'air. Les ventilateurs de type d'appui vertical peuvent être arrangés à la direction d'inversion sur de telles tours pour fondre le gel.

Un nouveau type de conception de tour à circuit ouvert avec air entraîné par induction sous l'effet des jets d'eau est illustré dans figure II.18. La tour se compose fondamentalement d'une chambre en forme de venturi, d'une tubulure de jet, et d'un carter de vidange. Ni le corps d'échange ni le ventilateur ne sont exigés dans cette tour.

L'eau à refroidir est injectée à l'extrémité étroite du venturi par des becs de pulvérisation, induisant un grand flux d'air dans la tour qui se mélange intimement au jet d'eau fin. Le transfert thermique par évaporation d'une petite partie de l'eau a lieu tandis que l'eau restante relâche dans la température.

L'eau refroidie tombe dans le carter de vidange et de là coule dans l'aspiration de la pompe de circulation de l'eau de refroidissement. L'air contenant la vapeur d'eau quitte la tour par l'intermédiaire des séparateurs de gouttes et est déchargé vers le haut par un capot.

Les avantages de cette tour sont son silence d'exécution dû à l'absence de toutes les pièces mobiles et de leurs problèmes associés : le bruit, la vibration, l'élimination du besoin de connexions électriques, des démarreurs, l'élimination du corps d'échange, etc... Les besoins d'entretien sont par conséquent réduits.

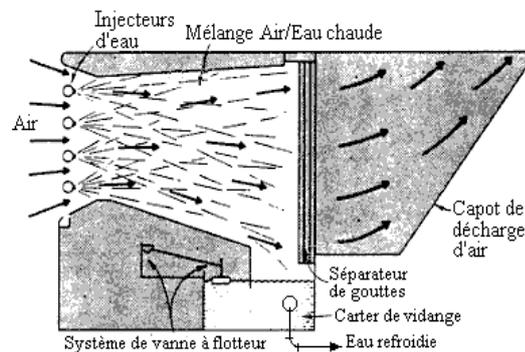


Fig. II.18 : Tour humide avec air entraîné par les jets d'eau [73].

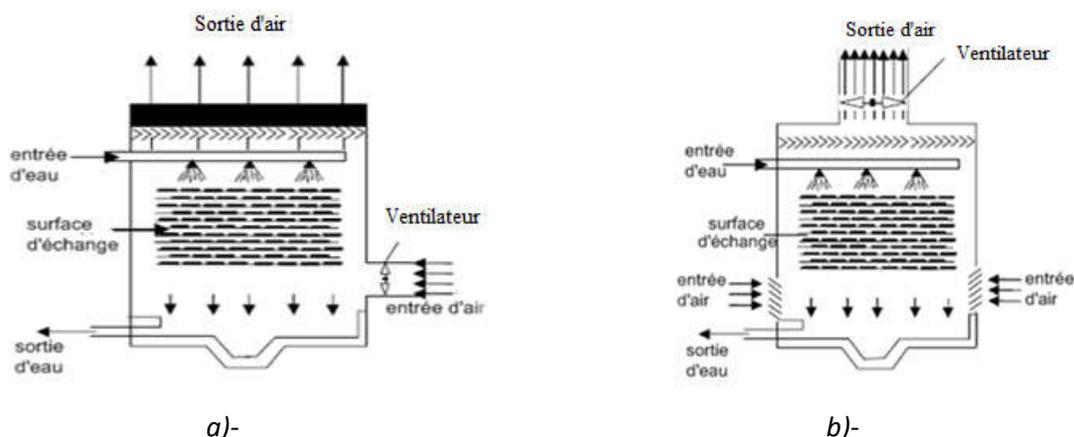
## II.3.2 Classement suivant le mode d'écoulement de l'air par rapport au ventilateur et selon la position du faisceau

### II.3.2.1 Air aspiré

Certaines tours utilisent un ventilateur aspirant installé au-dessus de la tour de refroidissement. On utilisera toujours un ventilateur axial pour cette application.

### II.3.2.2 Air soufflée

On peut aussi utiliser un ventilateur soufflant. Dans ce cas le ventilateur est installé dans la partie basse de la tour de refroidissement et on peut utiliser aussi bien un ventilateur axial que centrifuge.



**Fig. II.19 :** Schéma d'une tour de refroidissement à tirage forcé, a)- à ventilateur soufflant b)- à ventilateur aspirent [74].

### II.3.3 Classement suivant la forme de la tour

On peut voir deux différents types de tours de refroidissement par construction :

- Construction sur chantier.
- Assemblage en usine.

#### II.3.3.1 Construction sur chantier

Les tours de refroidissement construites sur chantier sont celles sur lesquelles l'activité primaire de construction a lieu sur l'emplacement de l'utilisation finale. Toutes les grandes tours, et plusieurs petites tours, sont préfabriquées et transportées sur le site.

#### II.3.3.2 Assemblage en usine

Les tours de refroidissement assemblées en usine subissent un assemblage pratiquement complet à leur point de fabrication, après quoi, elles sont emmenées en plusieurs sections selon le mode de transport utilisé.

### II.3.4 Classement suivant le flux d'air

#### II.3.4.1 Tours de refroidissement forcée à contre-courant

Dans les tours à contre-courant, l'air se déplace verticalement en montant à travers le réservoir, contrairement à la chute de l'eau de haut en bas. En raison du besoin d'espaces prolongés de prise et de décharge ; de l'utilisation des systèmes à haute pression de jet ; et des pertes typiquement plus élevées de la pression atmosphérique, certaines des plus petites tours de contre-courant sont physiquement plus hautes ; exigent plus de tête de pompe ; et utilisent plus de puissance de ventilateur que pour les croisements de flux. (Voir figure II.20).

Cependant dans les tours à contre-courant plus larges, la basse pression gravitaire des systèmes de distribution, plus la disponibilité des secteurs de prises et des espaces pour la gestion de l'air, tend à s'égaliser ou même inverser cette situation. Le fait que le contre-courant soit inclus dans la tour restreint aussi l'exposition de l'eau directement au soleil, et réduit ainsi la croissance des algues[78].

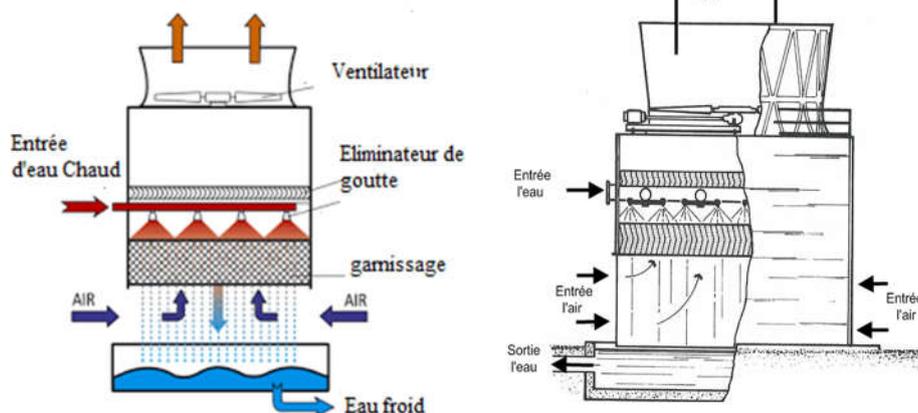


Fig. II.20 : Schéma d'une tour de refroidissement forcé à contre-courant.[77]

### II.3.4.2 Tours de refroidissement à courant croisé

Les tours de refroidissement à courant croisé ont une configuration telle que l'air passe horizontalement à travers l'eau qui chute de haut en bas. L'eau à refroidir est délivrée dans les bassins d'eau chaude situés dans les aires de remplissage au sommet, et est distribuée par la gravité à travers des orifices régulateurs jusqu'au sol de ces bassins. Les tours à courant croisé peuvent être divisées comme suit :

- a) - Double flux.
- b) - A simple flux.

Dans les tours à double flux, (figure II.21) le ventilateur établit l'air à travers deux tuyaux et deux banques de suffisance.

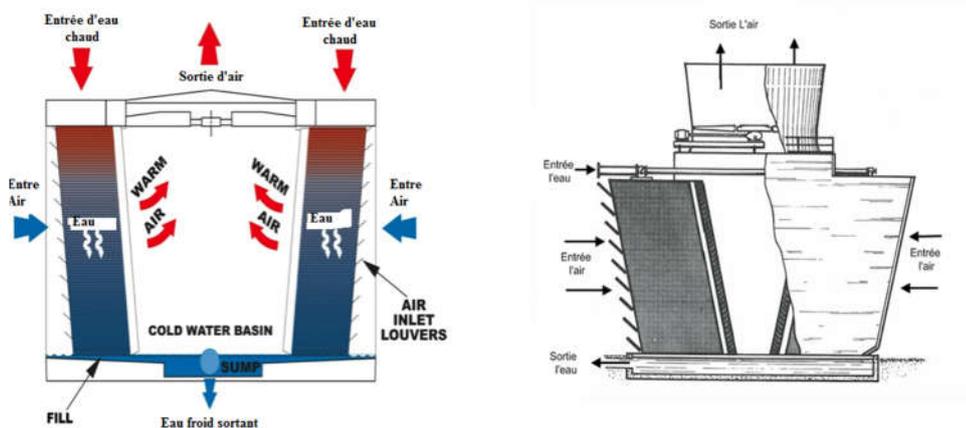
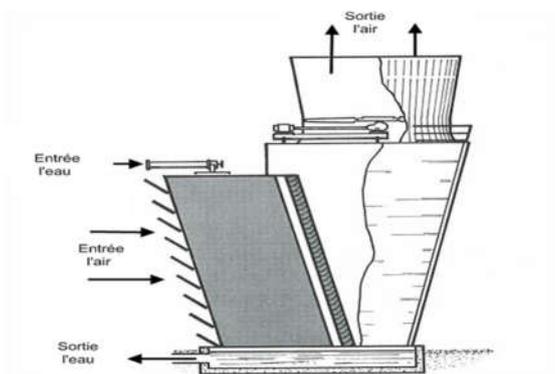


Fig.II.21 :Schéma d'une tour de refroidissement double flux à courants croisés.[77]

Dans les tours à simple flux, (figure II.22) seulement un tuyau d'arrivée d'air et une banque de suffisance, les trois côtés restant des tours étant enfermés. Les tours à simple flux sont d'habitude employées dans des endroits où le chemin de l'air à la tour est disponible par seulement une seule direction.



**Fig.II.22 :** Schéma d'une tour de refroidissement à simple flux à courants croisés.[77]

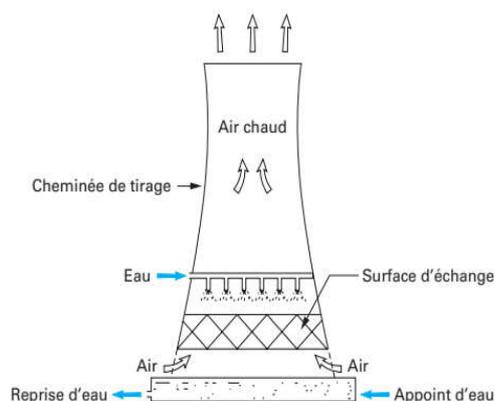
La circulation d'air dans l'une ou l'autre classe peut être par croisement de flux ou à contre-courant. Le croisement de flux indique que le flux d'air est horizontal dans la partie remplie de la tour c.-à-d. que la tour est conçue de sorte que l'air et l'eau soit mélangé à un angle de 90° degré. Le contre-courant signifie que la circulation d'air est dans la direction opposée de l'eau en chute. Les tours de refroidissement, d'une façon générale de croisement de flux et de contre-courant ont la perte semblable de dérive. Une tour de refroidissement à ventilation forcée a une capacité de chargement de 1,4 à 4,1 [l/s.m<sup>2</sup>].

La tour à contre-courant occupe moins de surface au sol qu'une tour à croisement de flux mais elle est plus grande pour une capacité donnée. Les avantages d'une tour à croisement de flux sont la basse pression par rapport à sa capacité et la moindre alimentation électrique de ventilateur menant à abaisser les coûts énergétiques.

## II.3.5 Classement suivant la quantité (capacité) d'eau à refroidir

### II.3.5.1 Tour de refroidissement hyperbolique à contre- courant

Les tours de refroidissement hyperbolique dit aussi à tirage naturel dans lesquelles l'air circule par convection naturelle, utilisent de très grandes cheminées concrètes pour décharger l'air. Dans ce cas, le tirage est provoqué par la diminution de la masse volumique de l'air due à son échauffement et à l'accroissement de son humidité. En raison de la taille énorme de ces tours (100 à 150 m de hauteur et 60 à 120 m de diamètre à la base) elles sont généralement utilisées pour des débits d'eau au-dessus de 12,6 m<sup>3</sup> / s .



**Fig.II.23 :** Tour de refroidissement atmosphérique hyperbolique [79].

Habituellement ces types de tours sont très sûrs et typiquement utilisés dans de grandes applications telles que la génération d'énergies électriques. L'air s'engouffre dans la partie ajourée, en bas des tours tandis que l'eau retombe à l'intérieur. Ainsi l'eau est refroidie au contact de l'air, un tiers s'échappant sous forme de panache de vapeur humide. Grâce à ce système, l'eau peut perdre une dizaine de degrés par échange thermique. La forme de la tour améliore le tirage.

Un modèle de la tour naturelle d'usage courant est la tour de section hyperbolique (figure II.23). Ce type est établi en béton armé, avec des dimensions de diamètre de base d'environ 60 m et 90 m de haut. L'entrée d'air, la distribution de l'eau, et le corps d'échange (surfaces de transfert thermique) sont semblables à une tour à ventilation forcée, et la grande majorité de la taille est purement cheminée [80].

Les tours atmosphériques hyperboliques sont divisées en deux types de base : contre-courant et croisement de flux. Dans une tour à contre-courant (figure II.24) le corps d'échange est situé à l'intérieur de la tour. Tandis que dans une tour à croisement de flux (figure II.25), le corps d'échange est situé en dehors de la tour. Les frais d'exploitation minimum caractérisent cette conception. La sélection de conception dépend des conditions au site particulier.

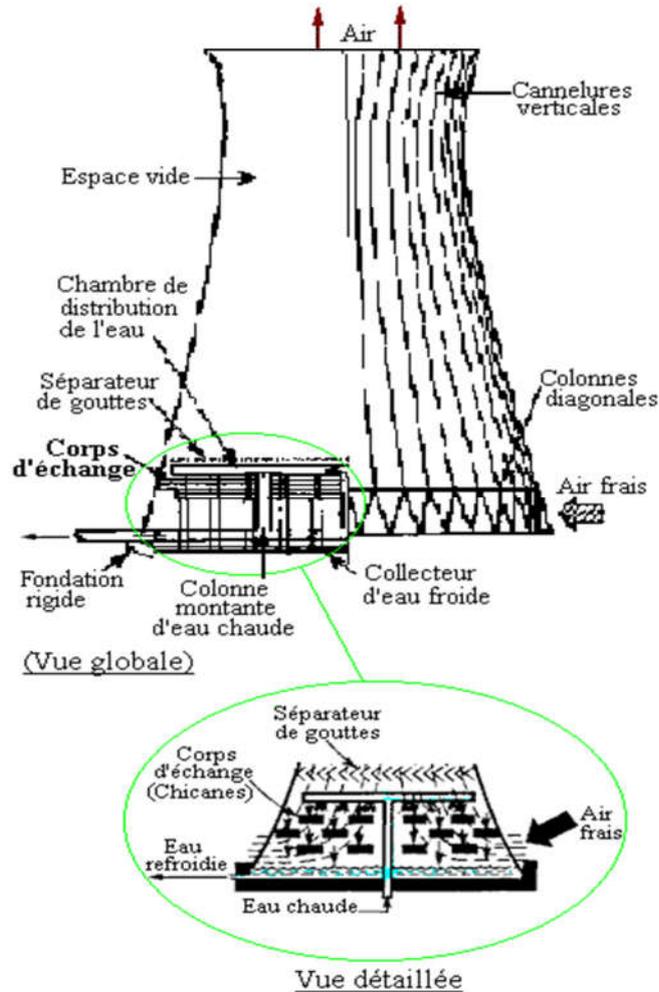


Fig. II.24 : Tour de refroidissement hyperbolique à contre-courant [79].

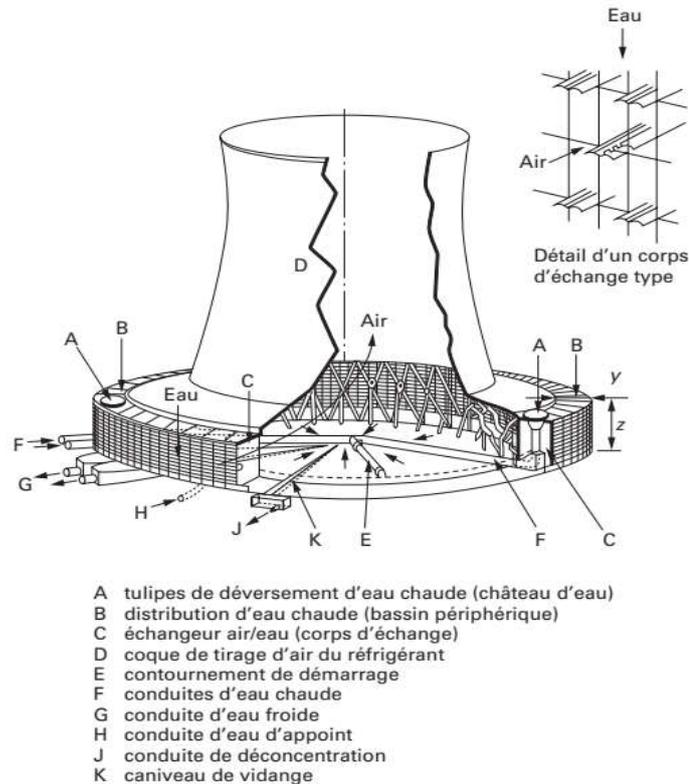


Fig. II.25 : Tour de de refroidissement hyperbolique à croisement de flux [79].

### II.4 Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement ouverte

Ce type d'installation est basé sur les deux principes suivants :

- Soit le circuit primaire (circuit d'eau à refroidir) traverse la tour aéroréfrigérante ouverte. Le refroidissement se produit directement par dispersion de l'eau du circuit primaire dans l'air humide en circulation dans la tour.

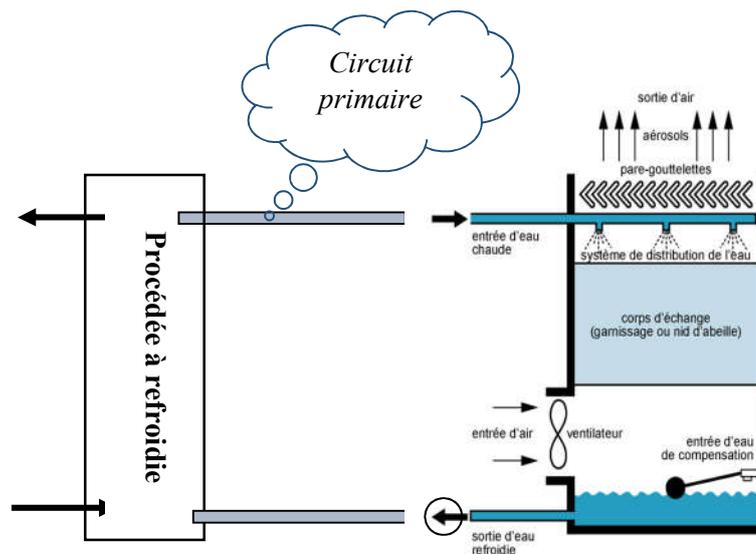
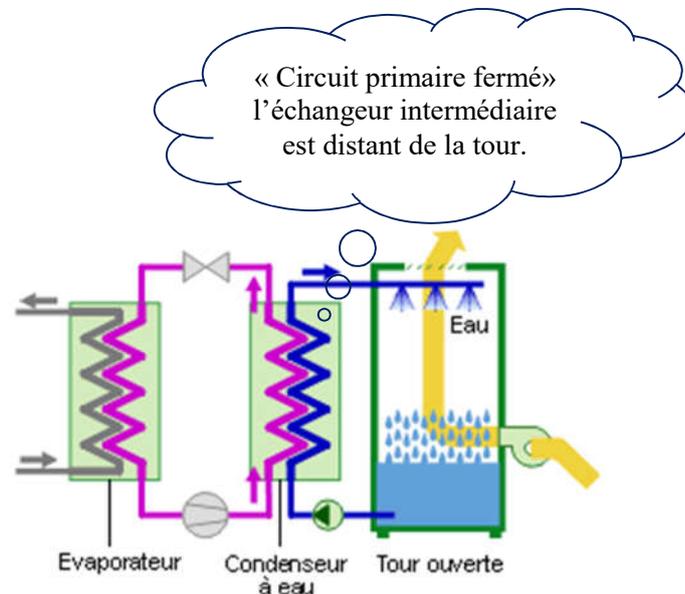


Fig. II.26 : Schéma de principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouverte où l'eau dispersée provient directement du circuit à refroidir [81].

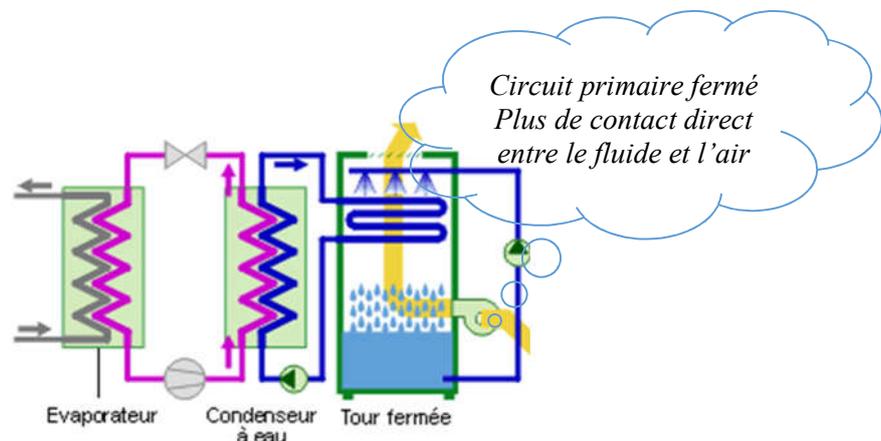
- Soit le circuit primaire (circuit d'eau à refroidir) traverse d'abord un échangeur intermédiaire distant de la tour aéroréfrigérante ouverte. Le circuit secondaire de l'échangeur intermédiaire constitue le circuit tour. L'eau de ce circuit est dispersée dans l'air humide en circulation dans la tour [82].



**Fig. II.27 :** Schéma de principe d'une installation de refroidissement avec une tour ouverte et un échangeur intermédiaire distant [81].

### II.5 Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement fermée

Dans une Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement fermée, le fluide du procédé à refroidir circule dans un serpentin (figure II.28). Il n'y a donc plus de contact direct entre le fluide du circuit primaire et l'air. Le refroidissement est assuré par évaporation d'une partie de l'eau dispersée du circuit tour, provenant du bassin de rétention et complétée par l'appoint en eau.



**Fig. II.28 :** Schéma de principe d'une tour aéroréfrigérante avec échangeur tubulaire [82].

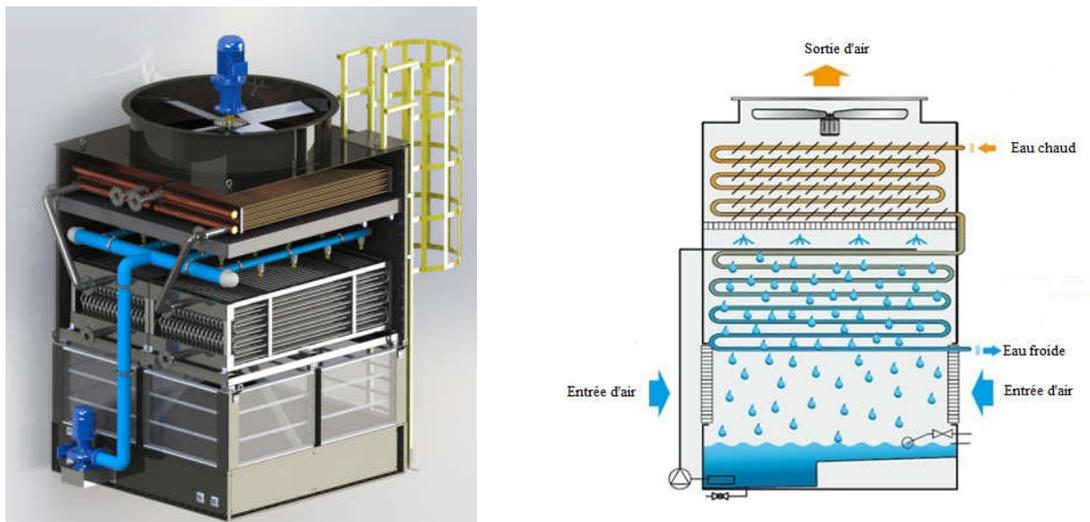
La puissance disponible avec ces tours fermées est légèrement inférieure à celle d'une tour ouverte, mais il est tout de même possible d'atteindre 25°C en régime été (32°C, HR 40%) pour la température du fluide à refroidir. Ces performances ne sont possibles qu'en surdimensionnant la tour de refroidissement, comparativement à une tour ouverte (augmentation nette du débit d'air et de la taille).

- La température de retour du fluide peut donc être comprise entre 25 et 50°C.
- Les puissances thermiques évacuées varient de quelques centaines de kW à plusieurs MW.

## II.6 Installations de refroidissement utilisant une tour de refroidissement hybride

Les tours hybrides (figure II.29) combinent les dispositifs des unités à circulation naturelle et à circulation forcée, donnant souvent l'aspect des tours atmosphériques, mais étant équipé des ventilateurs mécaniques pour augmenter le flux d'air. Aujourd'hui, les demandes environnementales de plus en plus rigoureuses s'avèrent de plus en plus difficile à réaliser avec les tours de refroidissement de type humides. Les tours de refroidissement hybrides fournissent une réponse opportune au problème en combinant les dernières technologies de refroidissement sèches et humides. Elles gagnent l'acceptation environnementale mondiale pendant qu'elles éliminent le brouillard de vapeur qui peut être très dangereux (dans certaines conditions) et un ennui à l'environnement environnant. Elles peuvent se refroidir dans toutes les conditions météorologiques tout en fournissant l'exécution maximum et la puissance d'énergie efficace.

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

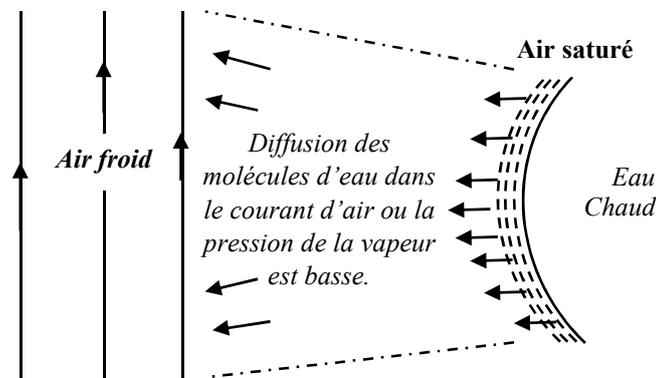


**Fig. II.29** : Schéma d'une tour hybride fermée [83].

## II.7 Modes de transfert de chaleur dans une tour

On considère la surface d'un film ou d'une gouttelette d'eau tiède en contact avec le courant d'air (figure II.30). L'eau est supposée plus chaude que l'air, elle pourra être refroidie :

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



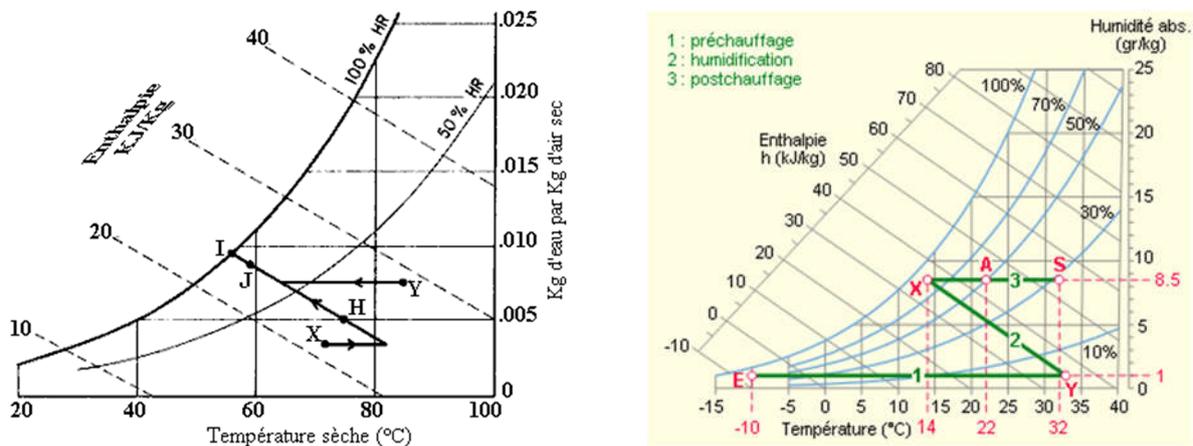
**Fig. II.30** : Surface d'un film ou d'une gouttelette d'eau tiède en contact avec le courant d'air [84].

### II.7.1 Processus d'évaporation dans une Tour de refroidissement

Le principe de refroidissement et de l'humidification à travers une tour de refroidissement peuvent être accompli par la pulvérisation de l'eau dans l'air. Ce procédé est adiabatique, en autant qu'il n'y a ni apport ni rejet de chaleur. Ce phénomène est généralement connu sous le nom de refroidissement par évaporation. Lorsque l'air en état non saturé, vient en contact avec l'eau pulvérisée recyclée, il y a évaporation d'eau, si le procédé est adéquat, l'air sera en état saturé. S'il n'y a pas apport de chaleur au cours de cette opération, la chaleur nécessaire à l'évaporation de l'eau ne peut être fournie que par l'air, ce qui résulte en une baisse de température de l'air, et en une augmentation du degré hygrométrique. L'enthalpie totale de l'air humide reste la même.

Ce processus d'évaporation est illustré sur le diagramme psychrométrique de l'air humide ou diagramme de Carrier représentée à la figure II.31 par le segment **HI**, où l'air, initialement à l'état **H**, est traité dans une chambre de pulvérisation adiabatique. Comme il n'y a aucun apport de chaleur, alors que l'humidité de l'air augmente, le processus doit suivre une ligne d'enthalpie constante et atteindre l'état **I** au point de saturation. La température atteinte au point de saturation dépend donc uniquement de l'enthalpie initiale et celle-ci dépend à son tour de la

température sèche initiale et de l'humidité. Cette température s'appelle température humide thermodynamique ; elle est à peu près égale à la température de la mèche mouillée d'un thermomètre à réservoir humide. Les droites de températures humides constantes peuvent être considérées comme des droites d'enthalpie constantes.[85].



**Fig. II.31 :** Humidification adiabatique de l'air par injection d'eau (diagramme de Carrier).[86]

Si la pulvérisation est inadéquate, le processus ne peut atteindre qu'un état non saturé, représenté par exemple par le point **J**, situé sur la même droite de température humide. On obtiendrait alors le même effet que si l'on ne conditionnait qu'une partie de la source d'air à l'état **I**, et qu'on la mélangeait avec l'air à l'état initial **H**. Un tel phénomène se produirait, si une partie de l'air traité ne venait pas en contact avec l'eau pulvérisée.

L'état de l'air à la sortie peut être réglé, si la température humide de l'air admis est ajustée par réchauffage ou refroidissement, ou mieux, par mélange avec l'air extérieur. Le réchauffage de l'air au-delà de l'état **X**, ou le refroidissement en deçà de l'état **Y** donnera à l'air admis la température humide requise. L'air, à l'état **X** ou **Y**, peut également passer à l'état **I** en traversant un serpentin arrosé ou une chambre de pulvérisation maintenue à une température **I** par chauffage ou refroidissement.

Le procédé par évaporation est beaucoup utilisé pour refroidir l'eau. La température de l'eau et la température sèche de l'air se rapprochent de la température humide. C'est le procédé utilisé dans les tours de refroidissement [86].

## II.8 Descriptions des composants d'une tour

Les principaux composants d'une tour de refroidissement sont :

### II.8.1 Le corps d'échange « le garnissage »

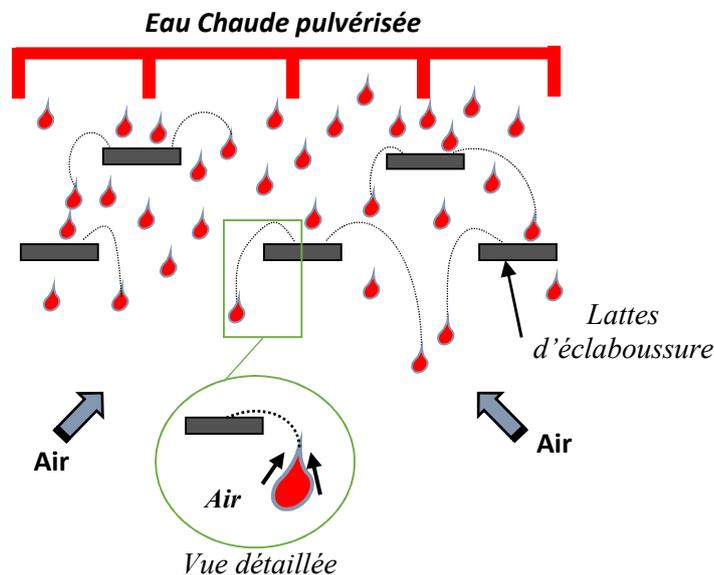
La surface d'échange est le cœur de la plupart des tours de refroidissement. D'une façon générale, elle prend la forme de la surface de type de feuille de plastique en poly chlorure de vinyle. L'eau est faite pour étendre sur cette surface pour maximiser le contact avec l'air dans le but d'encourager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

Elle se compose des feuilles formées par vide individuel avec des divers configurations : arêtes, rides, etc., les feuilles peuvent simplement appuyer les unes contre les autres ou collées

ensemble. Les bords peuvent être pliés pour une résistance accrue. Elles peuvent également placées verticalement inclinées sous un angle bien défini pour augmenter le temps de contact de l'eau avec l'air pendant son cheminement vers le bas.

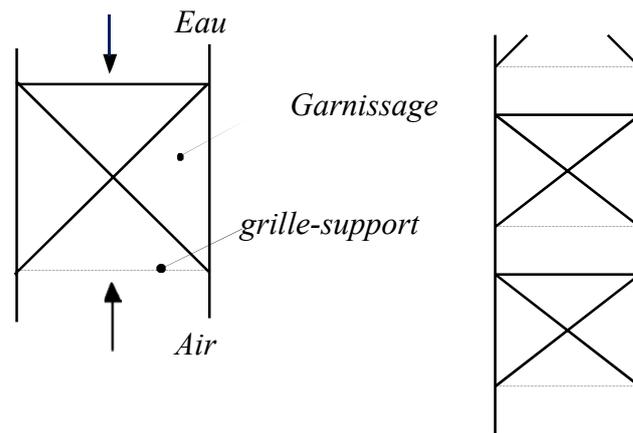
On trouve également des surfaces d'échange de type de film. Le but de ces types de surfaces est de maximiser le contact air/eau tout en réduisant au minimum la chute de pression.

Les tailles réduites des cannelures d'échange augmentent la capacité thermique limitée par la chute de pression. Par conséquent, la sélection de tour de refroidissement se base sur les surfaces d'échange formées de petites cannelures parce qu'ils ont la capacité la plus élevée par mètre cube et moins de volume, et donc moins de coût. Les lattes à éclaboussures sont une autre méthode conçue en fonction des applications de l'eau extrêmement modifiée. Au lieu de répandre l'eau dans une couche mince, l'approche est d'avoir l'éclaboussure de l'eau dans des gouttelettes pendant son cheminement vers le bas sur des obstacles solides. (Voir figure II.32).



**Fig. II.32 :** Schéma d'une Lattes à éclaboussures à travers le corps d'échange dans une tour.

Différentes constructions celle qui assure un fonctionnement stable et économique. Les colonnes à garnissage elles ne contiennent qu'une grille-support au-dessus de laquelle se trouve le garnissage formé d'anneaux de Raschig ou de matériaux morcelés ou friables, ou des éléments dont la forme est d'une grande variété qui favorise le contact entre l'eau et l'air (voir figure II.33). Cette technique a pour avantage d'étaler une surface d'échange importante, ce qui augmente les transferts et uniformise la température dans la couche liquide par suite des recirculations. La hauteur totale du garnissage dépend de l'eau à refroidir peut être subdivisée en plusieurs parties pour éviter que la grille-support soit surchargée.



**Fig. II.33 :** Colonne à garnissage.

Il peut être 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.

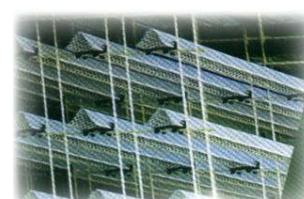
Les matières plastiques généralement utilisées éliminent le risque de corrosion. Ces corps

d'échange sont sensibles à l'encrassement et surtout à l'entartrage. Les figures II.34 suivantes

illustrent des exemples de corps d'échange utilisés couramment [82] :



a)- avec canaux verticaux.



b)- de type gouttes.

**Fig. II.34 :** Schéma de Corps d'échange « garnissage » d'une tour de refroidissement [82].

### II.8.2 Le pare-gouttelettes « séparateur de goutte »

Les séparateurs de gouttes, appelées aussi : supprimeurs de dérive, sont souvent employées pour réduire la quantité de dérive dans l'écoulement d'air quittant en réorientant les gouttelettes d'eau entraînées de nouveau vers le bassin de la tour. Il y a quatre types principaux de supprimeurs de dérive : en forme de pale, arête de hareng, forme d'onde, et cellulaire ou nid d'abeilles. Les supprimeurs en forme de pale et d'arête de hareng sont habituellement les moins efficaces ; les supprimeurs de forme d'onde sont en général modérément efficaces ; les unités cellulaires sont les plus efficaces. La vitesse du flux d'air dans le corps d'échange est en général 1,5 à 3,5 m/s. Les cadences de dérive sont plus hautes quand la vitesse d'air est à l'une ou l'autre extrémité de l'intervalle. Les considérations importantes de conception des séparateurs de

gouttes incluent la chute de vitesse et de pression d'air par les séparateurs, et évitent les dispositions qui réduisent ou éliminent le ré-entraînement de gouttelettes [87].



**Fig. II.35 :** Des schémas de pare-gouttelettes en PVC [86].

### II.8.3 Les rampes de dispersion « rampes de pulvérisation »

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



**Fig.II.36 :** Schéma d'un système de dispersion du fluide à refroidir [82].

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.8.4 Le bassin de rétention

Il est situé sur la partie basse de la tour afin de récupérer l'eau non évaporée après le passage sur 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 en 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'innox, les polyesters et le béton (pour les applications industrielles de puissances thermiques supérieures à 4 MW).



**Fig. II.37 :** Schémas d'un bassin de rétention avec point de vidange d'une tour de refroidissement [82].

### II.8.5 Les ventilateurs

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

- les ventilateurs axiaux,
- les ventilateurs centrifuges.

Les ventilateurs peuvent soit être en accouplement direct avec le moteur qui les entraîne, soit équipés de transmission ; ils exigent dans le second cas une maintenance renforcée. La vitesse des ventilateurs est réglée pour maintenir la température de sortie d'eau souhaitée quelles soient les conditions ambiantes.



a)- Axiaux



b)- Centrifuge

**Fig. II.38 :** Photos de ventilateurs centrifuge et axial utilisée dans les tours de refroidissement [88].

### II.9 Efficacité d'une tour de refroidissement

Par rapport à la vitesse de l'air dans une colonne on peut dire en général que l'efficacité de la tour diminue lorsque la vitesse d'air augmente. Cette diminution est due à l'abaissement du temps de contact entre l'air et l'eau. Dans certain domaine de vitesse, l'efficacité diminue lentement. En dépassant la vitesse maximum de ce domaine on observe une diminution brusque de l'efficacité causée par l'entraînement de gouttelettes d'eau.

L'efficacité peut être mise en valeur en améliorant la conception des tours de refroidissement. Un exemple doit éviter des conceptions où la lumière du soleil peut briller directement sur l'eau ; ajoutant à la charge de refroidissement une croissance biologique. L'augmentation de l'efficacité aura comme conséquence l'utilisation des petites tours qui ont besoin de moins de produits chimiques de traitement.

La densité massique de l'air et le choix du garnissage influencent également la vitesse d'entraînement. L'efficacité en fonction de la vitesse est donnée approximativement par la courbe suivante :

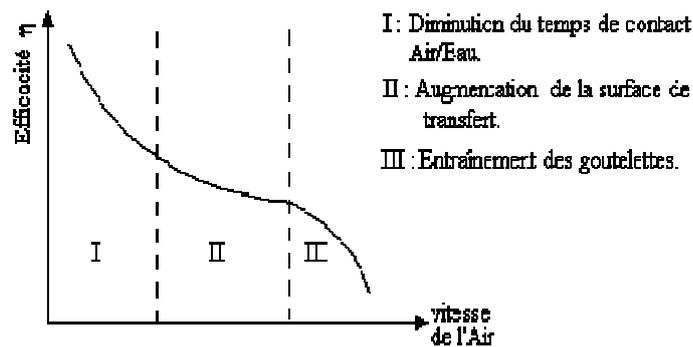


Fig. II.39 : Efficacité d'une tour en fonction de la vitesse [69].

## II.10 Conclusion

La tour de refroidissement 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 produisent 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 limitateur de la production est la qualité et la quantité d'eau froide.

# Chapitre III

## MODELISATION DES ECHANGES DE CHALEUR ET DE MASSE D'UNE TOUR A CONTRE-COURANT

- III.1. Introduction
- III.2. Modélisation des phénomènes d'échanges
- III.3. Bilans énergétiques de transfert de chaleur et de masse dans la zone de garnissage
- III.4. Evaluation des performances thermiques de la tour
- III.5. Conclusion

---

### Résumé :

*L'objectif de ce chapitre c'est d'exposer d'une façon détaillée les modèles mathématiques utilisés pour la simulation des échanges de chaleur et de masse au sein de la tour.*

---

### III.1 Introduction

Les tours de refroidissement à circuit ouvert rejettent dans l'atmosphère la chaleur qui se dégage des systèmes refroidis par l'eau. L'eau chaude provenant du système entrant dans la tour et distribuée sur la surface de ruissellement (surface d'échange de chaleur) par pulvérisation.

Ce chapitre, présente deux modèles, permettant de calculer les performances thermiques de la tour. Ces modèles estiment la consommation d'eau dans la zone de garnissage, évalue la quantité d'eau perdue par évaporation et déterminer les caractéristiques de bon fonctionnement de la tour dans des conditions de fonctionnement stables. Les équations mathématiques décrivant les processus de transfert de chaleur et de masse au sein de la tour de refroidissement sont présentées. La résolution de ces équations est effectuée numériquement par la méthode des valeurs aux limites.

### III.2 Modélisation des phénomènes d'échanges

La zone de garnissage de la tour fournit une large zone de contact entre les deux fluides (eau et air) afin de favoriser l'évaporation et le transfert de chaleur. En raison de la complexité des écoulements de deux phases qui se produisent dans la tour de refroidissement atmosphérique, on utilise les modèles unidimensionnels de transfert de chaleur et de masse. Le première modèle choisi est combiné entre les hypothèses de Merkel [7], Kloppers & Kröger [89] et Klimanek [90]. Le deuxième modèle des tours de refroidissement utilisé dans la présente étude est basé sur les travaux de Braun et al. [13], qui présente un modèle de tour utilisant la

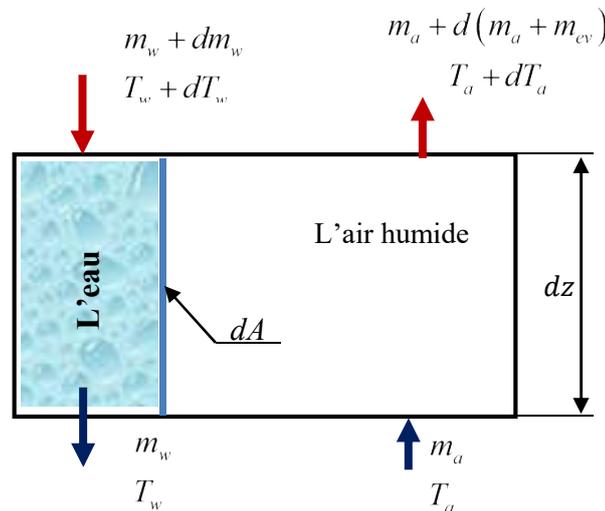
théorie de l'efficacité des échangeurs de chaleur (à contre-courants ou à courants croisés). Ce modèle est utilisé pour caractériser les tours de refroidissement atmosphériques.

### III.3. Bilans énergétiques de transfert de chaleur et de masse dans la zone de garnissage

La simulation du problème du transfert de chaleur et de masse dans la zone de garnissage d'une tour de refroidissement à contre-courant nécessite le couplage des équations de la masse et de l'énergie transférée entre l'air et l'eau. Les équations régissant ce processus fait relier cinq variables dépendantes de la position verticale  $z$  à savoir ; la température de l'eau, la température de l'air, l'humidité, l'enthalpie spécifique de l'air et le débit massique de l'eau.

Considérons un volume de contrôle infinitésimal (Fig. III.1) de garnissage d'une tour à contre-courant, avec une hauteur élémentaire  $dz$  et d'une section horizontale  $A_z$ . Le volume de contrôle est donné par la relation [90]:

$$dV = A_z dz \quad (\text{III.1})$$



**Fig. III.1 :** Volume de contrôle dans la zone de garnissage d'une tour à contre-courant.

Supposant un écoulement d'eau descendant verticalement et celui de l'air dans un sens à contre-courant, la température de l'eau à l'interface est la même température de l'eau  $T_w$  dans le volume de contrôle, et la température du milieu de l'air est  $T_a$ .

Les conditions d'air et d'eau dans toute la section transversale horizontale sont constantes, et la zone d'interface entre les deux fluides d'aire  $dA$  (zone d'échange entre l'eau et l'air) est la même pour le transfert de chaleur et de masse.

#### a) Bilan de masse

Le bilan de masse sur le volume de contrôle de la figure (III.1) donne :

- Les débits entrant pour les deux fluides sont :  $\left( m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) + m_a$

- Les débits sortant pour les deux fluides sont :  $m_w + \left( m_a + \frac{d(m_a + m_{ev})}{dz} dz \right)$

L'équation du bilan massique au niveau du volume de contrôle s'écrit comme suit :

$$\left( m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) + m_a = m_w + \left( m_a + \frac{d(m_a + m_{ev})}{dz} dz \right) \quad (\text{III.2})$$

Avec :

$m_{ev}$  : est le débit d'eau évaporé le long de l'écoulement de l'air à travers le volume de contrôle selon la direction Z (l'axe z),

$W$  : est l'humidité de l'air, elle est donnée par  $W = \frac{m_{ev}}{m_a}$

L'équation (III.2) se simplifie sous la forme suivante :

$$\left( m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) + m_a = m_w + \left( m_a + \frac{d}{dz} \left[ m_a \left( 1 + \frac{m_{ev}}{m_a} \right) \right] dz \right) \quad (\text{III.3})$$

$$\left( m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) + m_a = m_w + \left( m_a + \frac{d}{dz} [m_a (1 + W)] dz \right) \quad (\text{III.4})$$

Puisque le débit d'air  $m_a$  au cours de son passage (le long de l'axe z) au sein du volume de contrôle ne varie pas, donc sa dérivée par rapport à z est nulle.

La seule quantité qui varie pour l'air selon la direction z est le débit évaporé  $m_{ev}$ , d'où, on peut écrire l'équation du bilan massique sous sa forme simplifiée suivante :

$$\left( m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) + m_a = m_w + \left( m_a + m_a \frac{d}{dz} [(1 + W)] dz \right) \quad (\text{III.5})$$

ou :

$$\left( m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) + m_a = m_w + \left( m_a + m_a \frac{dW}{dz} dz \right) \quad (\text{III.6})$$

En simplifiant, on aura finalement l'équation du bilan massique :

$$\frac{dm_w}{dz} = m_a \frac{dW}{dz} \quad (\text{III.7})$$

## b) Bilan d'énergie

Le bilan énergétique (enthalpique) appliqué au volume de contrôle est donné par :

$$\left( m_w + \frac{dm_w}{dz} dz \right) C_{pw}^w \left( T_w + \frac{dT_w}{dz} dz \right) + m_a h_a = m_w C_{pw}^w T_w + m_a \left( h_a + \frac{dh_a}{dz} dz \right) \quad (\text{III.8})$$

La forme développée de la dernière équation, donne :

$$C_{pw}^w T_w \frac{dm_w}{dz} dz + C_{pw}^w m_w \frac{dT_w}{dz} dz + C_{pw}^w \frac{d^2(T_w m_w)}{dz^2} dz dz = m_a \frac{dh_a}{dz} dz \quad (\text{III.9})$$

On néglige la variation du deuxième ordre, le terme  $C_{pw}^w \frac{d^2(T_w m_w)}{dz^2} dz dz \rightarrow 0$ , par conséquent l'équation finale du bilan enthalpique devienne :

$$C_{pw}^w T_w \frac{dm_w}{dz} + m_w C_{pw}^w \frac{dT_w}{dz} = m_a \frac{dh_a}{dz} \quad (\text{III.10})$$

où  $h_a$  représente l'enthalpie de l'air humide par unité de masse d'air sec non saturé, elle prend la forme [60]:

$$h_a = C_{Pa}^a T_a + W (r_0 + C_{Pv}^a T_a) \quad (\text{III.11})$$

avec  $r_0$  est la chaleur latente d'évaporation évaluée à  $T_w = 0^\circ\text{C}$ .

Les quantités  $C_{pw}, C_{Pa}, C_{Pv}$  [ $\text{kJ} / \text{kgK}$ ] sont les chaleurs spécifiques moyennes à pression constante de l'eau, l'air sec et de vapeur, respectivement. Les quantités calorifiques résultantes dans les équations, c'est-à-dire  $C_{pw}, C_{Pa}, C_{Pv}$  et  $r_0$  sont des quantités bien connues dépendantes de la température.

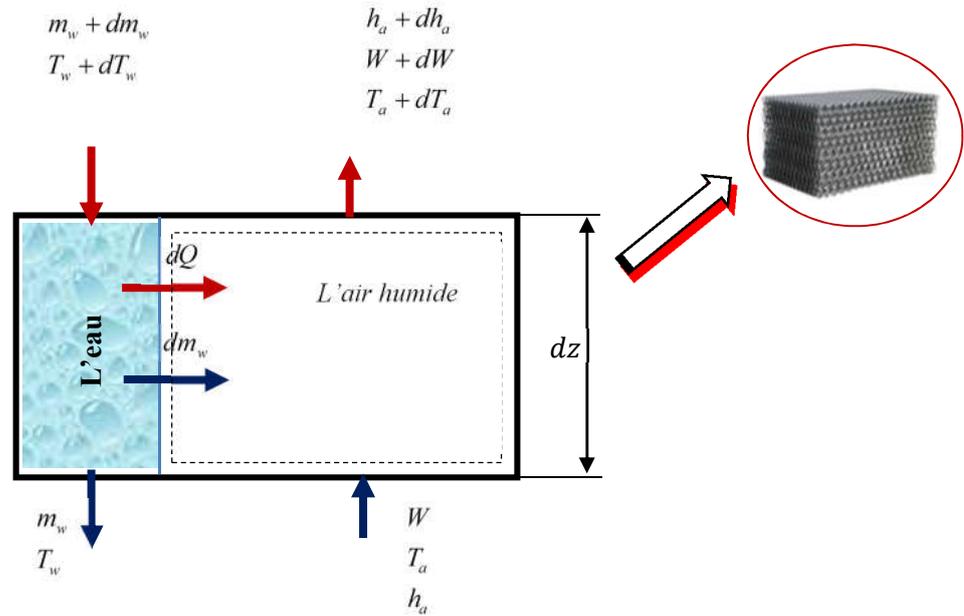
La chaleur spécifique moyenne à pression constante est évaluée par la relation suivante :

$$C_{P,av} = \frac{1}{T} \int_0^T C_P(T) dT \quad (\text{III.12})$$

Les exposants  $w$  et  $a$  figurant sur les quantités de chaleur spécifique sont évaluées à la température de l'eau et l'air respectivement.

Les équations de conservation (III.7) et (III.10) sont accompagnées par deux relations décrivant la cinétique d'évaporation à travers la zone d'interface air-eau  $dA$ . La masse est transportée par convection massive, alors que la chaleur est transférée par évaporation et radiation. Ce phénomène est représenté à la figure III.2.

La cinétique d'évaporation est supposée d'être entraînée par la différence de concentration pour la masse, et des différences des températures pour la chaleur, avec les coefficients de masse  $\beta$  et de transfert de chaleur  $\alpha$ .



**Fig.III.2 :** Représentation du phénomène de transfert de chaleur et de masse dans un garnissage d'une tour à contre-courant.

Les concentrations de masse sont représentées par les rapports de l'humidité. Le taux de la masse transférée depuis l'interface de l'eau (film d'eau) à l'air est proportionnel à la différence de la concentration en masse à l'interface air-eau dans l'air global. Qui pourra être exprimé par :

$$dm_w = \beta (W_{sw} - W) dA \quad (\text{III.13})$$

où  $\beta$  est le coefficient moyen de transfert de masse,  $W_{sw}$  : est le taux d'humidité de l'air saturé de vapeur d'eau à l'interface air-eau évalué à la température locale d'eau  $T_w$ , et  $W$  est le taux d'humidité de l'air global.

La différence de taux d'humidité à l'interface et dans l'air global ( $W_{sw} - W$ ) est le potentiel d'entraînement du processus de convection de la masse d'eau.

On suppose que la pression absolue  $P$  dans la zone de garnissage soit constante, c'est-à-dire, la chute de pression est négligeable. Donc pour une pression donnée, l'humidité de saturation  $W_{sa}$  dépend uniquement de la température de l'air. Elle peut être exprimée par l'expression suivante [60]:

$$W_{sa} = 0.622 \frac{P_s(T_a)}{P - P_s(T_a)} \quad (\text{III.14})$$

où  $P_s$  est la pression de saturation de la vapeur. Tandis que  $P$  représente la pression totale.

En supposant par ailleurs qu'il n'y a pas d'influence du transfert de chaleur associé à l'évaporation sur le transfert de chaleur par convection et inversement. La chaleur totale rejetée

de l'eau dans l'air peut être exprimée comme une superposition de deux composantes comme suit :

$$dQ = dQ_e + dQ_c \quad (\text{III.15})$$

où les indices  $e$  et  $c$  se réfèrent respectivement, à la chaleur associée à l'évaporation de la masse et au transfert de chaleur par convection. La chaleur transférée de l'eau à l'air associée à la convection de masse est donnée par [91]:

$$dQ_e = h_e dm_w = h_e \beta (W_{sw} - W) dA \quad (\text{III.16})$$

où  $h_e$  est l'enthalpie de l'eau qui s'évapore évaluée à la température de film d'eau. Il peut être exprimé comme :

$$h_e = r_0 + C_{Pv}^w T_w \quad (\text{III.17})$$

où,  $C_{Pv}^w$  est la chaleur spécifique moyenne de la vapeur d'eau est évaluée à  $T_w$ .

Le transfert de chaleur par convection s'exprime selon la loi de refroidissement du Newton comme suit [91]:

$$dQ_c = \alpha (T_w - T_a) dA \quad (\text{III.18})$$

où  $\alpha$  est le coefficient de transfert thermique moyen.

Substituant les expressions (III.16) et (III.18) dans l'équation (III.15), le taux de transfert de chaleur total peut être écrit par :

$$dQ = \left[ h_e \beta (W_{sw} - W) + \alpha (T_w - T_a) \right] dA \quad (\text{III.19})$$

L'obtention des coefficients de la masse  $\beta$  et du transfert de chaleur  $\alpha$  est lourde, car elle exige des expériences qui consomment beaucoup de temps, non précises et coûteuses.

Le facteur de Lewis représente la mesure adimensionnelle des taux relatifs de transfert de chaleur et de masse dans le processus d'évaporation ( $L_e = S_t / S_{im}$ ). Ce facteur est défini comme le rapport du transfert de chaleur (nombre de Stanton  $S_t$ ) au transfert de masse (nombre de Stanton  $S_{im}$ ). Pour le système de vapeur air/eau, il prend la forme [92]:

$$L_e = \frac{S_t}{S_{im}} = \frac{\alpha}{\beta C_{ph}} \quad (\text{III.20})$$

où  $C_{ph}$  est la chaleur spécifique d'air humide, qui est donnée par la relation suivante :

$$C_{ph} = (C_{Pa}^a + W C_{Pv}^a) \quad (\text{III.21})$$

Si la valeur du nombre de Lewis est connue, un seul des deux coefficients (de transfert de masse ou de chaleur) doit être trouvé expérimentalement. Dans la pratique, le nombre de Lewis est déterminé à partir de relations résultant de l'hypothèse d'une analogie entre le

transfert de chaleur et de masse. Pour les systèmes air/vapeur d'eau, les relations les plus fréquemment utilisées sont celles de Bošnjakovic [93], qui seront présentées ultérieurement.

En introduisant  $a_f$  l'aire d'échange par unité de volume à l'interface entre les deux fluides (eau-air), la surface d'échange élémentaire peut être exprimée par :

$$dA = a_f A_z dz \quad (\text{III.22})$$

D'après les équations (III.22) et (III.13), la masse de la vapeur d'eau transférée à l'air peut être écrite comme :

$$\frac{dm_w}{dz} = \beta (W_{sw} - W) a_f A_z \quad (\text{III.23})$$

La chaleur totale rejetée à l'interface air/eau doit être égale à la variation d'enthalpie de l'eau et de l'air donnée par l'équation (III.10). En prenant la variation de l'enthalpie de l'air seul, et en faisant l'égalité au taux de transfert de chaleur total (Equation (III.19)), on obtient :

$$m_a \frac{dm_w}{dz} = \left[ h_e \beta (W_{sw} - W) + \alpha (T_w - T_a) \right] a_f A_z \quad (\text{III.24})$$

Diverses méthodes existent pour résoudre les problèmes de transfert de chaleur et de masse dans la zone de garnissage d'une tour de refroidissement. Contrairement aux techniques de résolution basées sur les écoulements dont le but est de déterminer le tirage de la tour, les méthodes de transfert de chaleur et de masse sont souvent appelées méthode des calculs thermodynamiques [94, 95]. La méthode la plus couramment utilisée est celle développée par Merkel [7]. Cette approche a été publiée pour la première fois en 1925, elle a connu une grande popularité en raison de sa simplicité et de sa bonne précision relative dans des conditions de fonctionnement des tours normales.

Une autre approche développée par Jeber et Webb [14] est la méthode de l'efficacité-NUT ( $\varepsilon - NUT$ ) appliquée aux tours de refroidissement par voie humide. Cette méthode est basée sur les mêmes hypothèses simplificatrices de la méthode de Merkel avec des résultats similaires [96]. La méthode  $\varepsilon - NUT$  est particulièrement utile dans la solution des tours de refroidissement à courant-croisé, où le problème du transfert de chaleur et de masse est décrit par des équations aux dérivées partielles [89, 97].

La méthodologie de modélisation de transfert de chaleur et de masse est régie par les principales hypothèses suivantes :

- Les transferts de chaleur et de masse négligeables à travers les murs de la tour vers l'environnement.
- La température dans tout le courant d'eau à chaque section transversale est uniforme.
- La section transversale de la tour est considérée comme uniforme.
- Les effets des propriétés thermiques du matériau de garnissage de la tour sont négligeables.
- La température à l'interface entre le film d'eau et de l'air est supposée égale à la température du film d'eau.

En remplaçant les équations (III.16) et (III.18) par l'équation de chaleur totale rejetée (III.15), on trouve :

$$dQ = [\beta(T_w - T_a) + \alpha h_v (W_{sw} - W)] dA \quad (III.25)$$

La chaleur dégagée à l'interface eau/air est égale à la variation d'enthalpie de l'air donnée par l'équation (III.24). Cette dernière équation peut être combinée avec l'équation (III.20) pour avoir l'expression suivante :

$$m_a \frac{dh_a}{dz} = \beta a_f A_z [h_e (W_{sw} - W) + L_e (C_{Pa}^a + WC_{Pv}^a)(T_w - T_a)] \quad (III.26)$$

L'enthalpie de l'air saturé de vapeur d'eau à l'interface air/eau évaluée à la température de l'eau est donnée par [98]:

$$h_{as}^w = C_{Pa}^w T_w + W_{sw} (r_0 + C_{Pv}^w T_w) \quad (III.27)$$

La différence de l'enthalpie de l'air saturé à l'interface air/eau et de l'enthalpie dans l'air en global peut s'écrire comme :

$$h_{as}^w - h_a = (C_{Pa}^w + WC_{Pv}^w) T_w - (C_{Pa}^a - WC_{Pv}^a) T_a + (W_{sw} - W) h_e \quad (III.28)$$

En négligeant les petites variations dans les chaleurs spécifiques évaluées aux températures de l'eau et de l'air, la différence devient :

$$h_{as}^w - h_a \approx (C_{Pa} + WC_{Pv})(T_w - T_a) + (W_{sw} - W) h_e \quad (III.29)$$

D'après l'équation (III.29), la différence de température de l'eau et de l'air  $(T_w - T_a)$  qui apparaît dans l'équation (III.26) peut être exprimée par :

$$(T_w - T_a) = \frac{h_{as}^w - h_a - (W_{sw} - W) h_e}{(C_{Pa} + WC_{Pv})} \quad (III.30)$$

Dans ce cas,  $C_{Pa}$  et  $C_{Pv}$  représentent les chaleurs spécifiques à la température moyenne de l'air-eau.

En remplaçant l'équation (III.30) par (III.18), puis en substituant les deux équations (l'équation résultante et l'équation (III.16)) dans l'équation (III.13), et après simplification on trouve :

$$dQ = \alpha \left[ \frac{\beta}{C_{Pva} \alpha} (h_w - h_a) + \left( 1 - \frac{\beta}{C_{Pva} \alpha} \right) h_v (W_{sw} - W) \right] dA \quad (III.31)$$

Le nombre de Lewis  $L_e = \beta / \alpha (C_{pa} + WC_{Pv})$  est un paramètre de mesure qui décrit le rapport des coefficients de transfert de chaleur et de masse dans le processus d'évaporation. Pour les systèmes de vapeur d'air non saturé, Bosnjakovic [2] a proposé la relation empirique suivante :

$$L_e = 0,865^{2/3} \frac{[(W_{sw} + 0,622)/(W + 0,622)] - 1}{\ln[(W_{sw} + 0,622)/(W + 0,622)]} \quad (\text{III.32})$$

Le transfert d'enthalpie vers le courant d'air de l'équation (III.31) est donné par :

$$\frac{dh_a}{dz} = \frac{1}{m_a} dQ = \frac{h_d a_f A_z}{m_a} [L_e (h_w - h_a) + (1 - L_e) h_v (W_{sw} - W)] \quad (\text{III.33})$$

En introduisant l'équation (III.13) dans (III.7), nous constatons que le potentiel d'évaporation pour le transfert de masse prend la forme suivante :

$$\frac{dm_w}{dz} = \alpha (W_{sw} - W) a_f A_z \quad (\text{III.34})$$

En remplaçant l'équation (III.25) dans l'équation (III.7) de bilan de masse, on obtient :

$$\frac{dW}{dz} = \frac{\alpha}{m_a} (W_{sw} - W) a_f A_z \quad (\text{III.35})$$

Combinant l'équation (III.7) de la masse et le bilan énergétique (III.10) pour obtenir :

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{m_a}{m_w} \left( \frac{1}{C_{pw}^w} \frac{dh_a}{dz} - T_w \frac{dW}{dz} \right) \quad (\text{III.36})$$

La chaleur totale rejetée de l'interface air / eau doit être égale à la variation d'enthalpie de l'eau et de l'air. Elle est représentée par l'équation (III.34). En égalisant la variation d'enthalpie avec le taux de transfert de chaleur total de l'équation (III.25), on peut obtenir :

$$\frac{dh_a}{dz} = \frac{a_f A_z}{m_a} [\beta (T_w - T_a) + \alpha h_v (W_{sw} - W)] \quad (\text{III.37})$$

En substituant l'équation (III.17) de l'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau dans l'équation (III.35), on obtient :

$$\frac{dh_a}{dz} = \frac{a_f A_z}{m_a} [\beta (T_w - T_a) + \alpha (r_0 + C_{pv} T_w) (W_{sw} - W)] \quad (\text{III.38})$$

La différentiation de l'équation (III.11) par rapport à  $z$  donne la dérivée spatiale de l'enthalpie de l'air :

$$\frac{dh_a}{dz} = (C_{pa} + WC_{pv}) \frac{dT_a}{dz} + (r_0 + C_{pv} T_a) \frac{dW}{dz} \quad (\text{III.39})$$

Combinant les équations (III.39) et (III.36), en introduisant le nombre de Lewis, on trouve :

$$\frac{dT_a}{dz} = \frac{a_f A_z [L_e (T_w - T_a) (C_{pa} + C_{pv} W) + (C_{pv}^w T_w - C_{pv}^a T_a) (W_{sw} - W)]}{[m_a (C_{pa} + C_{pv} W)]} \quad (\text{III.40})$$

En utilisant l'équation (III.36) après la substitution de l'équation (III.32) et l'équation (III.38), dérivons l'équation de la variation de la température de l'eau dans la zone de garnissage pour obtenir :

$$\frac{dT_w}{dz} = \frac{a_f A_z \left[ L_e (T_w - T_a) (C_{Pa} + C_{Pv} W) + (r_0 + C_{Pv}^w T_w - C_{Pv}^a T_a) (W_{sw} - W) \right]}{[m_w C_{Pw}]} \quad (\text{III.41})$$

Les équations (III.34), (III.35), (III.40), (III.41) et (III.39) consistent en un système de cinq équations différentielles ordinaires ayant une forme explicite pour les dérivées des variables dépendantes. Ces EDOs sont utilisées pour déterminer les processus de transfert de chaleur et de masse entre la goutte d'eau tombante et l'air ascendant dans la zone de garnissage, qui peut être résumé dans l'ensemble d'équations différentielles suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dm_w}{dz} = \alpha a_f A_z (W_{sw} - W) \\ \frac{dW}{dz} = \frac{\alpha a_f A_z}{m_a} (W_{sw} - W) \\ \frac{dT_a}{dz} = \frac{a_f A_z \left[ L_e (T_w - T_a) (C_{Pa} + C_{Pv} W) + (C_{Pv}^w T_w - C_{Pv}^a T_a) (W_{sw} - W) \right]}{[m_a (C_{Pa} + C_{Pv} W)]} \\ \frac{dT_w}{dz} = \frac{a_f A_z \left[ L_e (T_w - T_a) (C_{Pa} + C_{Pv} W) + (r_0 + C_{Pv}^w T_w - C_{Pv}^a T_a) (W_{sw} - W) \right]}{[m_w C_{Pw}]} \\ \frac{dh_a}{dz} = \frac{\alpha a_f A_z}{m_a} \left[ L_e (h_w - h_a) + (1 - L_e) (r_0 + C_{Pv} T_w) (W_{sw} - W) \right] \end{array} \right. \quad (\text{III.42})$$

La résolution numérique de ce système représente un problème de valeurs aux limites, requérant un traitement des deux conditions aux limites spécifiées en deux points (TPBVP), c'est-à-dire les équations différentielles avec des conditions spécifiées des deux côtés (en bas et en haut de garnissage). Les cinq conditions aux limites requises pour ces EDOs comprennent la valeur initiale des variables dépendantes telles que l'humidité spécifique, la température de l'air sec, l'enthalpie de l'air, la température et le débit massique de l'eau.

Certaines valeurs des variables dépendantes ( $m_w(z), h_a(z), W(z), T_w(z), T_a(z)$ ) et ses dérivées sont spécifiés à la valeur spatiale à l'origine où ( $z = 0$ ), les autres sont spécifiés à la valeur spatiale finale, c'est-à-dire à la hauteur ( $z = H$ ), qui peut être résumée par :

$$\left\{ \begin{array}{l} h_a(z = 0) = h_{a,i} \\ W(z = 0) = W_i \\ T_a(z = 0) = T_{a,i} \\ T_w(z = H) = T_{w,i} \\ m_w(z = H) = m_{w,i} \end{array} \right. \quad (\text{III.43})$$

Il existe des paramètres inconnus dans le système d'équations différentielles ordinaires (III.42), tels que  $a_f, \alpha$  et  $A_z$ . Ces paramètres doivent être déterminés en utilisant des caractéristiques obtenues expérimentalement de garnissage de la tour. Le modèle de Merkel peut être utilisé pour déterminer itérativement ces paramètres. Suivant Kröger [99], ce nombre  $M_e$  peut être dérivé en combinant l'équation (III.7) de bilan de masse avec l'équation (III.26) du taux d'évaporation, on obtient :

$$\frac{\beta a_f A_z dz}{m_w} = \frac{m_a dW}{m_w (W_{sw} - W)} \quad (\text{III.44})$$

En multipliant le côté à droite de cette expression par  $(dT_w / dT_w)$  et en intégrant les deux côtés on obtient l'expression :

$$M_e = \int_0^H \frac{\beta a_f A_z dz}{m_w} = \int_{T_{w,o}}^{T_{w,j}} \frac{m_a (dW / dT_w)}{m_w (W_{sw} - W)} dT_w \quad (\text{III.45})$$

Dans l'intégrale du côté gauche de cette expression les variations du débit massique d'eau peuvent être négligées, alors le nombre Merkel est [99]:

$$M_e = \frac{\beta a_f A_z H}{m_w} \quad (\text{III.46})$$

L'estimation initiale de la technique itérative de Merkel est donnée par :

$$(\alpha a_f A_z)_j = M_{ek} \frac{m_{w,i}}{H} \quad (\text{III.47})$$

où  $M_{ek}$  est le nombre de Merkel, identifié expérimentalement. Le système d'équations différentielles ordinaires est résolu avec des valeurs initiales de  $(\alpha a_f A_z)_j$ . Alors que le côté gauche de l'équation (III.45) peut être déterminé en ajoutant à l'ensemble intégré la relation suivante :

$$\frac{dM_{ek}}{dz} = \frac{\alpha a_f A_z}{m_w} \quad (\text{III.48})$$

Le débit massique de l'eau à la sortie peut être évalué itérativement par la relation expérimentale suivante :

$$m_{w,o} = m_{w,i} - m_a (W_{sw} - W_i) \quad (\text{III.49})$$

Le système d'équations différentielles ordinaires (III.42) ci-dessus décrit le processus d'échange de chaleur et de masse dans la zone de garnissage. Ce système d'équations est applicable seulement dans le cas où l'état de l'air à travers cette zone est non saturé.

En supposant que l'air sortant de la tour ne peut pas être saturé avant de quitter la section de garnissage.

Un programme de calcul numérique mené dans l'environnement MATLAB<sup>®</sup>, est utilisé pour résoudre numériquement le système d'équations EDOs (III.42). Ce programme basé sur les caractéristiques de garnissage de la tour (montré dans le tableau III.1), et sur les données des expériences réalisées en laboratoire. Les propriétés thermodynamiques de mélange vapeur de l'eau et de l'air humide, requises pour chaque étape de calcul, sont tirées d'après ASHRAE [100]. Les valeurs initiales de l'humidité spécifique et de l'enthalpie de l'air sont obtenues par le diagramme psychrométrique de l'air humide, selon les valeurs de la température de l'air sec et humide [101]. Trois cas étudiés numériquement sont présentés dans le tableau III.2. Ils montrent des situations particulières qui se produisent lorsque les températures de l'air et de l'eau et les débits massiques changent. La mesure expérimentale a été effectuée dans un

prototype d'une tour de refroidissement avec une hauteur de garnissage  $H = 0.60 \text{ m}$  et une surface  $A_z = 1.19 \text{ m}^2$ .

**TABLEAU III.1 : Caractéristique de la tour de refroidissement [101].**

<b>CARACTERISTIQUES</b>	<b>DIMENSIONS</b>
Dimensions de la tour	150mm x 150mm x 600 mm hauteur.
L'énergie transférée à l'eau par pompe	0.1 KW
La capacité de l'eau de système	3 litre
Nombre de garnitures de garnissage	8
Nombre de plaques par étage de garnissage	10
Surface totale de garnissage	1,19 $\text{m}^2$

TABLEAU III.2 : Résultats numériques et mesures expérimentales des états finaux de l'eau et de l'air sous un débit d'air et d'eau variable.

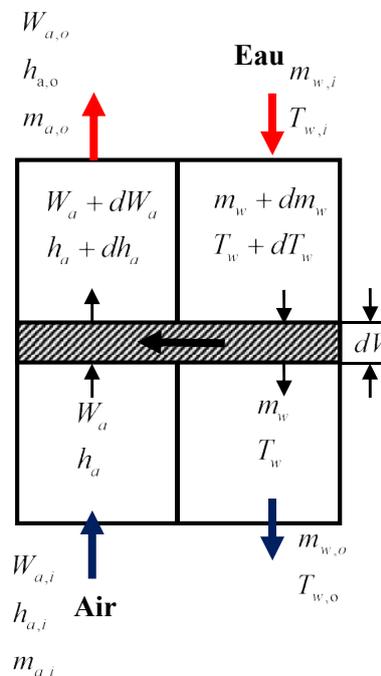
Cas	$m_a$ Kg/s	$m_{w,i}$ Kg/s	$h_0$ (KJ/kg)	$W_0$ (Kg/kg)	Température d'entrée En (°C)			Température de sortie (°C)			
								Expérimental		Numérique	
					$T_{db,i}$	$T_{wb,i}$	$T_{w,i}$	$T_{db,o}$	$T_{w,o}$	$T_{db,o}$	$T_{w,o}$
01	0.075	0.045	26.722	0.00600	11.6	8.9	26.1	17.1	20.7	16.61	20.49
	0.075	0.030	28.999	0.00654	12.5	9.9	31.2	17.2	23.2	16.99	23.23
	0.075	0.020	29.933	0.00679	12.8	10.3	36.1	17.2	25.3	16.61	25.42
02	0.075	0.030	38.427	0.00878	16.2	13.7	33.8	20.8	25.3	20.32	25.61
	0.067	0.030	38.691	0.00880	16.4	13.8	35.7	21.9	26.2	21.37	26.67
	0.058	0.030	38.953	0.00879	16.7	13.9	36.5	22.8	26.9	22.46	27.25
	0.047	0.030	39.490	0.00892	16.9	14.1	38.2	24.7	28.1	24.24	28.39
03	0.075	0.050	36.593	0.00838	15.4	13	29.2	21.1	22.7	20.49	23.47
	0.067	0.050	37.113	0.00850	15.6	13.2	30	21.2	23.9	21.42	24.11
	0.058	0.050	37.372	0.00852	15.8	13.3	31.3	23.6	24.9	22.80	25.07
	0.047	0.050	38.164	0.00876	16	13.6	33.6	24.9	27.4	25.30	26.79
	0.033	0.050	38.955	0.00883	16.6	13.8	37.3	30.1	31.1	30.20	29.79

### III.4. Evaluation des performances thermiques de la tour

Dans cette étude, un modèle d'efficacité a été développé pour les tours de refroidissement humides à contre-courant. En utilisant l'hypothèse linéarisée d'une enthalpie de saturation d'air. Les équations de base et les hypothèses de Braun ont été appliquées dans ce modèle [18]. La méthodologie de modélisation est régie par les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Pas de transferts de chaleur et de masse dans les directions des écoulements d'eau et d'air.
- Les transferts de chaleur et de masse à travers les parois sont négligeables.
- Les apports de chaleur dus aux ventilateurs sont négligeables.
- Les chaleurs massiques de l'eau et de l'air sec sont supposées constantes.
- Les pertes d'eau sont négligeables en comparaison avec son débit en entrée.

Un schéma d'une tour de refroidissement humide à contre-courant, à l'intérieur d'un élément infinitésimal est donné à la figure III.3, La surface hachurée représente la zone de transfert de masse entre l'eau et l'air humide, où elles sont en direction opposée.



**Fig. III.3 :** Schématisation du contre-courant à l'intérieur d'un élément infinitésimal.

Pour un transfert de chaleur négligeable dans les parois de la tour, un équilibre énergétique à l'état stable sur l'élément infinitésimal,  $dV$  entre les enthalpies d'eau et d'air est donné par l'équation suivante :

$$m_a dh_a = m_w dh_{f,w} + h_{f,w} dm_w \quad (\text{III.50})$$

où  $h_{f,w}$  est l'enthalpie de l'eau à l'état liquide.

La quantité d'eau perdue  $dm_w$  et le débit massique de l'eau  $m_w$  à n'importe quel point au sien de la tour sont déterminés à partir de bilan de masse à l'état stable. Cela est donné par les expressions suivantes :

$$dm_w = m_a dW_a \quad (\text{III.51})$$

$$m_w = m_{w,i} - m_a (W_{a,o} - W_a) \quad (\text{III.52})$$

La température de l'eau dans la zone de transfert de masse a été imposée aux équations (III.50), (III.51) et (III.52) :

$$dT_w = \frac{dh_a - C_{pw}(T_w - T_r)dW_a}{\left[ \frac{m_{w,i}}{m_a} - (W_{a,o} - W_a) \right] C_{pw}} \quad (\text{III.53})$$

où  $T_r$  est la température de référence pour l'enthalpie nulle de l'eau liquide.

L'augmentation progressive de l'enthalpie du courant d'air est égale à la vitesse de transfert d'énergie des gouttelettes d'eau en raison du transfert de chaleur et de masse par convection et évaporation, est calculée par l'équation suivante :

$$m_a dh_a = h_c A (T_w - T_a) dV + h_{g,w} m_a dW_a \quad (\text{III.54})$$

En supposant que l'élément de masse de la vapeur d'eau (vapeur) dans le mélange est approximativement égal au taux d'humidité, le taux de transfert de masse entre la vapeur et l'air peut être écrit comme suit :

$$m_a dW_a = h_d A (W_{s,w} - W_a) \quad (\text{III.55})$$

En introduisant le nombre de Lewis. L'enthalpie de la vapeur peut être écrite par l'expression suivante :

$$m_a dh_a = h_d A \left[ L_e C_{pma} (T_w - T_a) + (W_{s,w} - W_a) h_{g,w} \right] dV \quad (\text{III.56})$$

où  $C_{pma}$  est la chaleur spécifique à la pression de l'air humide ( $C_{pma} = C_{pa} + WC_{pv}$ ).

Le nombre d'unités de transfert est corrélé par la relation suivante [102]:

$$NUT = \frac{h_d \cdot A \cdot V}{m_a} = c \cdot \left( \frac{m_w}{m_a} \right)^n \quad (\text{III.57})$$

La détermination des coefficients  $c$  et  $n$ , nécessite de connaître soit deux points de fonctionnement, soit les caractéristiques du garnissage de la tour. Le calcul à partir de deux points de fonctionnement (avec des débits d'air ou des débits d'eaux différents), donne les relations suivantes :

$$\text{où } n = \frac{\ln(NUT_1) - \ln(NUT_2)}{\ln\left(\frac{m_{w1}}{m_{a1}}\right) - \ln\left(\frac{m_{w2}}{m_{a2}}\right)} \text{ et } c = \exp\left(\ln(NUT_1) - n \ln\left(\frac{m_{w1}}{m_{a1}}\right)\right)$$

avec  $NUT_1$  et  $NUT_2$  sont calculés par une procédure itérative. La méthode consiste à calculer, pour une valeur initiale de  $NUT$ , le débit massique de l'eau à la sortie (équation (III.52)) et la puissance totale échangée entre l'air et l'eau. À partir de ce point, nous calculons l'efficacité (équation III.65), et nous déterminons une nouvelle valeur de  $NUT$ , à partir des formules reliant le nombre d'unités de transfert  $NUT$  à l'efficacité :

$$NUT = \frac{1}{C-1} \ln \left( \frac{\varepsilon - 1}{C \cdot \varepsilon - 1} \right) \quad (\text{III.58})$$

On recommence le calcul à partir du débit jusqu'à convergence entre le  $NUT$  supposé et le  $NUT$  calculé.

En utilisant la définition de  $NUT$ , les équations (III.55) et (III.44) peuvent être réduites à :

$$dW_a = -\frac{NUT}{V} (W_a - W_{s,w}) dV \quad (\text{III.59})$$

$$\frac{dh_a}{dV} = -\frac{L_e NUT}{V} \left[ (h_a - h_{s,w}) + (W_a - W_{s,w})(1/L_e - 1)h_{g,w} \right] \quad (\text{III.60})$$

Si on adopte le nombre de Lewis  $L_e = 1$  dans le domaine d'étude considéré, l'équation (III.56) de la variation élémentaire d'enthalpie de l'air humide devient :

$$\frac{dh_a}{dV} = -\frac{NUT}{V} (h_a - h_{s,w}) \quad (\text{III.61})$$

Cependant, en négligeant les pertes d'eau par-rapport au débit d'eau à l'entrée, l'équation (III.53) se réduit à :

$$dT_w = \frac{m_a \cdot dh_a}{m_w \cdot C_{pw}} \quad (\text{III.62})$$

Cette équation peut être réécrite en termes d'enthalpie en introduisant le concept d'enthalpie d'air à la saturation, à la température de l'eau, on obtient :

$$dh_{s,w} = \frac{m_a \cdot C_{ps} \cdot dh_a}{m_w \cdot C_{pw}} \quad (\text{III.63})$$

où  $C_{ps}$  est la chaleur spécifique massique à saturation donnée par l'équation suivante :

$$C_{ps} = \frac{dh_s}{dT} \quad (\text{III.64})$$

Les équations (III.61) et (III.63) sont équivalentes à celles d'un échangeur de chaleur à paroi mince (sensible). On a supposé que la chaleur spécifique à saturation est constante dans l'intervalle de fonctionnement de la tour. Par la méthode  $NUT - \varepsilon$ , le transfert de chaleur peut être écrit comme suit :

$$\dot{Q} = \xi_a \cdot m_a \cdot (h_{s,wi} - h_{a,i}) \quad (\text{III.65})$$

Dans le cas d'une tour à contre-courant l'efficacité est donnée par la relation suivante :

$$\xi_a = \frac{1 - \exp[-(1-C) \cdot NUT]}{1 - C \cdot \exp[-(1-C) \cdot NUT]} \quad (\text{III.66})$$

$$\text{où } C = \frac{\dot{C}_a}{\dot{C}_w}, \dot{C}_a = m_a \text{ et } \dot{C}_w = m_w \cdot \frac{C_{pw}}{C_{ps}}$$

L'enthalpie de l'air et la température de l'eau en sortie de la tour sont déterminées à partir d'un bilan énergétique global sur chacun des fluides :

$$h_{a,o} = h_{a,i} + \varepsilon_a (h_{s,w,i} - h_{a,i}) \quad (\text{III.67})$$

$$T_{w,o} = \frac{m_{w,i} (T_{w,i} - T_r) C_{pw} - m_a (h_{a,o} - h_{a,i})}{m_{w,o} C_{pw}} \quad (\text{III.68})$$

Par ailleurs, la chaleur massique spécifique à saturation est un paramètre thermo-physique estimé comme le gradient moyen entre les conditions d'eau d'entrée et de sortie, est donnée par la relation suivante :

$$C_{ps} = \frac{h_{s,w,i} - h_{s,w,o}}{T_{w,i} - T_{w,o}} \quad (\text{III.69})$$

En intégrant l'équation (III.51), on trouve le débit massique de l'eau à la sortie :

$$m_{w,o} = m_{w,i} - m_a (W_{a,o} - W_{a,i}) \quad (\text{III.70})$$

Les pertes d'eau sont de l'ordre de 1 à 4% du débit d'eau entrant. L'humidité spécifique de l'air est déterminée par l'intégration de l'équation (III.59) :

$$W_{a,o} = W_{s,w,o} + (W_{a,i} - W_{s,w,o}) \exp(NUT) \quad (\text{III.71})$$

où  $W_{s,w,o}$  représente une humidité spécifique moyenne à saturation. Elle est calculée à partir de la connaissance de l'enthalpie moyenne à saturation.

Elle est déterminée par intersection entre la courbe d'iso-enthalpie à  $(h_{s,w,o})$  et la courbe de saturation dans le diagramme de l'air humide.

L'enthalpie moyenne à saturation est déterminée comme suit :

$$h_{s,w,o} = h_{a,i} + \frac{(h_{a,o} - h_{a,i})}{1 - \exp(-NUT)} \quad (\text{III.72})$$

L'efficacité thermique de la tour et la température de l'air humide à la sortie sont données par les relations suivantes :

$$\varepsilon = \frac{T_{w,i} - T_{w,o}}{T_{w,i} - T_{ah,i}} \quad (\text{III.73})$$

$$T_{a,o} = \frac{(h_{a,o} - W_{a,o} r_0)}{(C_{pa} + W_{a,o} C_{pv})} \quad (\text{III.74})$$

L'application du modèle précédent en se basant sur les données des paramètres suivants : Les débits massiques de l'eau et de l'air, les températures d'entrée d'air sec et humide, la

température de l'eau à l'entrée et l'humidité spécifique de l'air à l'entrée ainsi que les constantes thermo-physiques des deux fluides (eau et air).

La résolution du problème nécessite une méthode itérative. Un programme de calcul informatique a été construit dans l'environnement MATLAB®, basé sur les données des expériences réalisées en laboratoire est utilisé pour résoudre numériquement les équations (III.50 - III.74).

L'organigramme de programme est illustré dans la figure III.4. Les propriétés thermodynamiques de mélange vapeur de l'eau et de l'air humide, nécessaires pour chaque étape de calcul, sont tirées auprès de la référence [100].

Dans les tours de refroidissement humides, le refroidissement est dû à l'évaporation d'une partie de l'eau véhiculée [33].

L'évaporation conduit à une augmentation de la concentration de sels dissous, des impuretés et des agents biologiques dans l'eau en circulation. L'augmentation de la concentration doit être contrôlée pour éviter l'entartrage, la corrosion et l'encrassement biologique des tours. En effet, l'entartrage et l'encrassement diminuent les performances des tours.

Pour cela une partie de l'eau doit être renouvelée par un système dit de déconcentration (appelé aussi purge ou drainage). La déconcentration est exprimée de la façon suivante :

$$N_{\text{cycle}} = C_{\text{ycle}} \text{ de concentration} = \frac{(\text{débit d'évaporation} + \text{débit de déconcentration})}{\text{débit de déconcentration}}$$

Les pertes d'eau par évaporation sont estimées par la relation :

$$q_{\text{evp}} = \dot{m}_{w,i} - \dot{m}_{w,o} \quad (\text{III.75})$$

Le débit total d'eau consommée s'écrit donc :

$$C_e = \frac{N_{\text{cycle}}}{N_{\text{cycle}} - 1} \times q_{\text{evp}} \quad (\text{III.76})$$

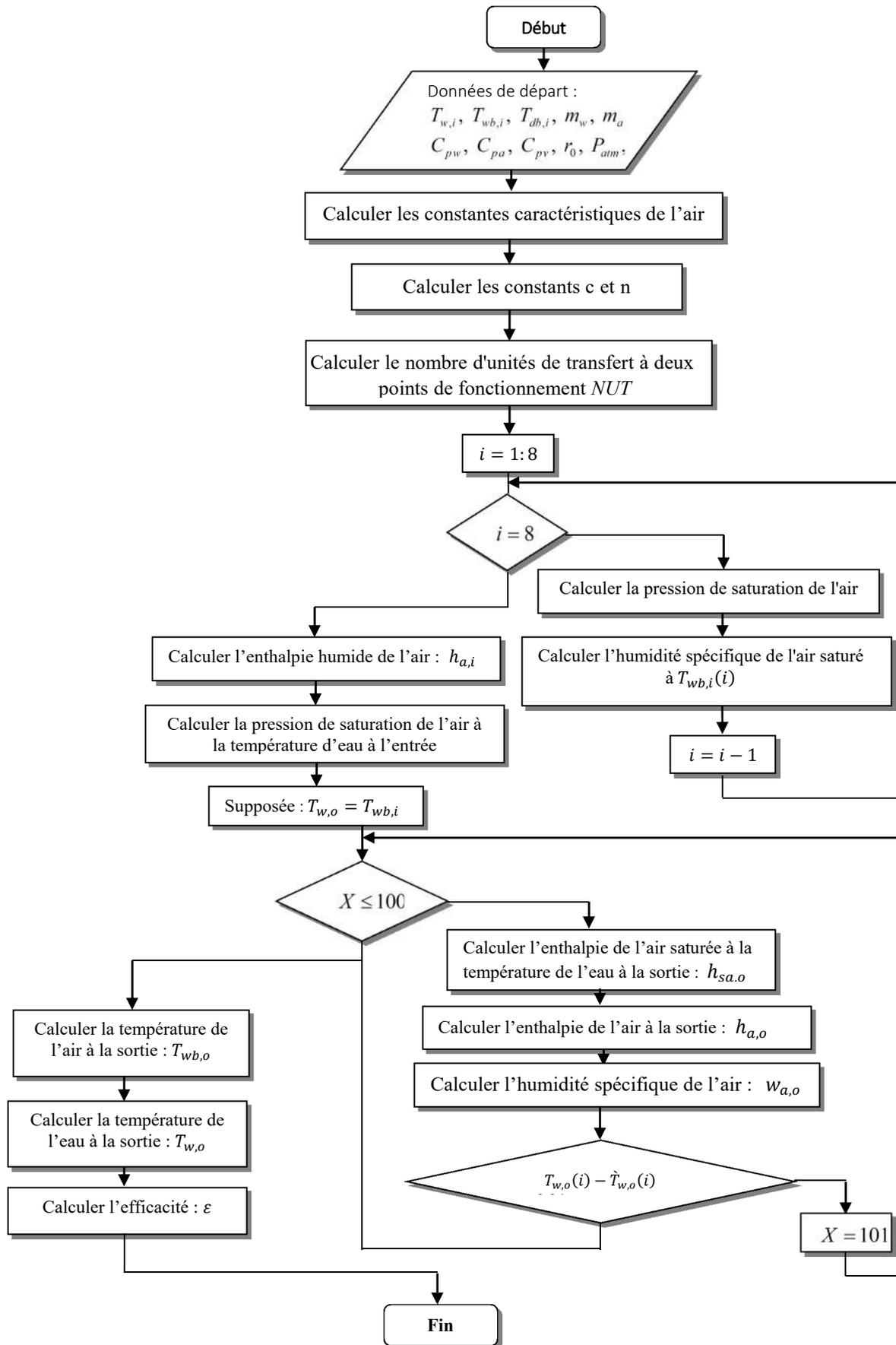


Fig.III.4 : Organigramme de programme du modèle.

### III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, une présentation d'un modèle décrivant les phénomènes d'échanges de chaleur et de masse au sein d'une tour atmosphérique à contre-courant. Le modèle est basé principalement sur la théorie de Merkel. Il aboutit finalement à un système d'équations différentielles ordinaires couplées. La solution de ce système d'équations est achevée par la méthode des valeurs aux limites programmée par le langage informatique Matlab<sup>®</sup>.

Le couplage des équations de conservation de masse et d'énergie échangées entre l'air et l'eau, donne un système d'équations différentielles ordinaires couplées, reliant cinq variables dépendantes à savoir, le débit massique de l'eau, l'humidité spécifique de l'air, la température de l'air, la température de l'eau et l'enthalpie spécifique de l'air. La formulation des équations gouvernante de ce processus dépend du niveau de saturation atteint par l'air. Le programme en Matlab<sup>®</sup> prend comme données les dimensions de la tour disponible au laboratoire de transfert thermique, et à certains nombre de données expérimentales tirées des expérimentations réalisées sur cette tour.

# Chapitre IV

## APPROCHE EXPERIMENTALE

- IV.1. Introduction
- IV.2. Présentation du dispositif expérimental
- IV.3. Principe de fonctionnement
- IV.4. Les instruments de mesure
- IV.5. Dispositifs de protection et de contrôle
- IV.6. Définitions des paramètres expérimentaux
- IV.7. Précisions importantes concernant le matériel
- IV.8. Procédure expérimentale
- IV.9. Evaluation des paramètres expérimentaux
- IV.10. Influence de la charge de refroidissement sur les performances de la tour
- IV.11. Influence du débit massique d'eau sur les performances de la tour
- IV.12. Influence du débit d'air sur les performances de la tour
- IV.13. Conclusion

---

---

### Résumé :

**L'**objectif de ce chapitre c'est de présenter une série d'expérimentations effectuées au laboratoire sur une tour de refroidissement atmosphérique à contre-courant.

---

---

### IV.1 Introduction

La colonne de refroidissement Hilton ( $0,15 \times 0,15 \times 0,6 \text{ m}^3$ ) a été conçue pour donner des caractéristiques proches des tours de refroidissement industrielles. Elle est complètement autonome. Elle comporte une charge de chauffage  $Q$  simulée par des résistances chauffantes, une pompe de circulation d'eau et d'un ventilateur centrifuge pour assurer l'écoulement de l'air.

Le présent chapitre s'intéresse à l'analyse des diverses expérimentations réalisées au laboratoire de transferts thermiques à l'université 08 Mai 1945 de Guelma. Ces expériences concernent essentiellement l'étude et l'influence de divers paramètres caractéristiques tels que : la charge de refroidissement, les débits massiques de l'eau et de l'air ainsi que la chute de pression au niveau du garnissage sur les performances la tour de refroidissement à contre-courant. Les résultats obtenus sont représentés sous forme de tableaux et des figures, chaque expérience est terminée par une analyse et discussion des résultats obtenus.

## IV.2 Présentation du dispositif expérimental

Le dispositif expérimental utilisé dans cette étude de type BENCH P.A Hilton H891 est illustrée dans la figure IV.1. Le dispositif complet de la tour est présenté dans la figure IV.2. Il est constitué principalement de deux parties : la partie garnissage (1) qui représente la région principale d'échange de chaleur et de masse entre les deux fluides (l'air et l'eau). L'unité complète qui est montée sur une plaque d'appui solide équipée d'un tableau de commandes intégré.

La tour est constituée ; d'une chambre de distribution d'air (9), d'un réservoir d'eau froide (2) avec éléments de chauffage (11) pour simuler des charges, d'un réservoir de compensation (16) avec débitmètre (5) et vanne automatique opérée par flotteur, d'un ventilateur centrifuge (8) avec contrôle d'admission, d'une pompe pour la circulation de l'eau et d'une cuvette pour recueillir l'eau. D'autres éléments auxiliaires sont également utilisés comme dispositif de mesures des températures et de pression (13).

Ce dispositif c'est le même qui a été indiqué par Lemouari. M [103]. Les caractéristiques de base de cette tour sont résumées dans le tableau 1.



**Fig. IV.1 :** *Tour atmosphérique de type BENCH P.A Hilton H891 disponible au laboratoire de transferts thermiques de l'université 08 Mai 1945 de Guelma.*

## IV.3 Principe de fonctionnement

Le mode de refroidissement de cette tour de refroidissement se traduit par la description des circuits des deux fluides utilisés, c'est -à-dire de l'eau et de l'air.

### IV.3.1 Circuit d'eau

L'eau chauffée par les résistances chauffantes de puissances est pompée du réservoir de charge vers le sommet de la colonne. La régulation et le choix du débit d'eau se fait au moyen de la vanne automatique et du débitmètre à flotteur. L'eau est alors uniformément distribuée sur l'étage de garnissage supérieur et se répand en fines pellicules d'eau sur les plateaux

inférieurs pour augmenter la surface d'échange avec l'écoulement d'air. L'eau refroidie chute des étages inférieur vers une cuvette réceptrice puis dans le réservoir de charge. A cause de l'évaporation, le niveau dans le réservoir baisse. Cela provoque l'ouverture d'une vanne à flotteur associée à un flotteur qui permet de conserver un niveau constant par un apport d'eau provenant du réservoir de compensation.

### IV.3.2 Circuit d'air

L'air atmosphérique pénètre dans le ventilateur à un taux contrôlé par le réglage d'admission de l'air. Le ventilateur décharge dans la chambre de distribution et l'air passe dans le capteur sec et mouille avant d'attendre la colonne de garnissage. Lorsque l'air s'écoule dans le garnissage, son humidité augmente et l'eau se refroidit.

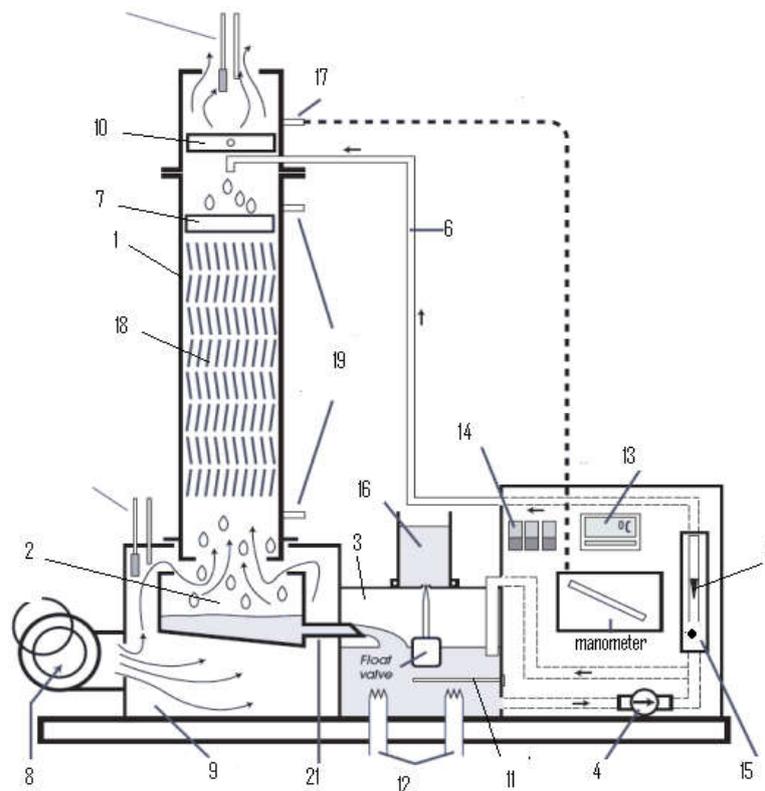


Fig. IV.2 : Schéma de la tour de refroidissement de laboratoire [104].

- |                                   |  |
|-----------------------------------|--|
| 1- Colonne de refroidissement.    | 11- Thermostat.  |
| 2- Réservoir de charge.           | 12- Résistances de chauffage.                          |
| 3- Bassin d'eau.                  | 13- Indicateur de température.                         |
| 4- Pompe de circulation d'eau.    | 14- Interrupteur de courant.                           |
| 5- Débitmètre.                    | 15- Vanne automatique.                                 |
| 6- Tuyau by-pass.                 | 16- Réservoir de compensation.                         |
| 7- Système de distribution d'eau. | 17- Raccord pour pression différentielle à orifice.    |
| 8- Ventilateur.                   | 18- Garnissage.  |
| 9- Chambre de distribution d'air. | 19- Raccord pour chute de pression dans le garnissage. |
| 10- Bloquer de gouttelettes.      | 20- Vanne à flotteur.                                  |
|                                   | 21- Cuvette de stockage d'eau.                         |

Après avoir quitté le sommet de la colonne, l'air passe par le bloqueur de gouttelettes qui empiégé la plupart et les retourne dans le garnissage. L'air est ensuite déchargé dans l'atmosphère au moyen de l'orifice. Le débit d'air peut être estimé en sortie au moyen d'un différentiel d'orifice en paroi mince de 80 mm de diamètre, préalablement calibré.

#### IV.4 Les instruments de mesure

##### IV.4.1 Mesure de la température et de l'humidité relative :

La température de l'eau est mesurée par deux thermocouples situés en entrée (sommet de la colonne  $T_5$ ) et en sortie de celle-ci (cuvette réceptrice  $T_6$ ) permettent de déterminer la puissance thermique évacuée par la tour. Pour l'air la méthode des deux températures est utilisée pour connaître à la fois la température de l'écoulement et l'humidité relative. Deux thermocouples sont disposés au niveau de l'entrée d'air et deux autres en sortie. Le thermocouple simple donne la température réelle de l'air (dite température sèche  $T_1$ ). Le second thermocouple est enrobé de coton humidifié en permanence par un petit réservoir rempli d'eau donne la température de l'air humide  $T_2$ .

##### IV.4.2 Mesure de flux d'air

Le débit massique d'air ( $m_a$ ) passe à l'intérieur de garnissage de la tour a été déterminée par l'orifice différentiel (X) en mmH<sub>2</sub>O avec un manomètre incliné[105]. Le débit massique d'air à travers cet orifice est donné par la relation suivante[106] :

$$m_a = 0,0137 \sqrt{\frac{X}{v_b}} \quad (\text{IV.1})$$

où  $v_b$  est le volume spécifique d'air saturé sortant à l'extrémité supérieure de la colonne ( $m^3/kg$  air sec) est évaluée par l'utilisation de la formule suivante[101] :

$$v_b = (1 + w_b) v_{ab} \quad (\text{IV.2})$$

$w_b$ , est l'humidité spécifique, et  $v_{ab}$  volume spécifique de vapeur d'air sature sortant à l'extrémité de la colonne.

##### IV.4.3 Mesure de débit d'eau

Le débit massique de l'eau circulant à l'intérieur de la tour est mesuré par un débitmètre de section variable avec un pointeau de contrôle. Toutes les températures de l'eau et de l'air sec et humide (entrant et sortant) sont calculées par un indicateur numérique (en °C), à 6 points des capteurs thermocouple de type k, comme indique dans la figure IV.3.

#### IV.5 Dispositifs de protection et de contrôle

Ces dispositifs comprennent principalement :

- Un thermostat pour assurer l'arrêt de la charge de chauffage si la température de l'eau atteint 50°C.
- Un dispositif de réglage automatique de protection thermique pour tous les éléments de chauffage.

- Un crible pour le ventilateur d'admission.
- Des coupe-circuit qui protègent tous les circuits électriques.

**Tableau IV.1 :** Caractéristique de la tour de refroidissement utilisé [101].

Paramètres	dimensions
Dimensions de la colonne	150mm x 150mm x 600mm de hauteur.
L'énergie transférée de l'eau par la pompe	0.1 KW
Capacité d'eau du système	3 litre
Nombre d'étages	8
Nombre de plateau par étage	10
Surface total de garnissage	1.19 m <sup>2</sup>
Hauteur de garnissage	0.48 m
Densité de garnissage (surf/volume).m <sup>-1</sup>	110 m <sup>-1</sup>
Largeur de garnissage	0.15 m
Longueur de garnissage	0.15 m

#### IV.6 Définitions des paramètres expérimentaux

Cette approche expérimentale consiste à examiner l'efficacité de la tour disponible sous différentes valeurs des débits massiques d'eau et d'air pour différentes températures d'eau à l'entrée. À fin d'effectuer les opérations nécessaires pour chaque expérience, les données sont collectées à l'état stable avec la notation suivante :

- Les températures de l'air sec et humide à l'entrée ( $T_1$  et  $T_2$ ).
- Les températures de l'air sec et humide à la sortie ( $T_3$  et  $T_4$ ).
- Les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie ( $T_5$  et  $T_6$ ).
- Le débit massique de l'air, est quantifié par le mesuré de la tête de manomètre incliné (X).
- Le débit massique d'eau, mesuré par un débitmètre à section variable.

##### IV.6.1 La plage de refroidissement

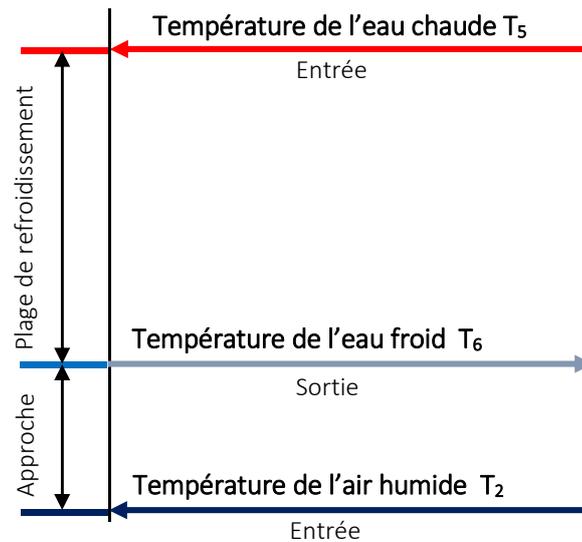
La plage de refroidissement est la différence entre la température de l'eau en entrée et en sortie de la tour de refroidissement.

$$\text{plage de refroidissement} = T_5 - T_6 \quad (\text{IV.3})$$

##### IV.6.2 L'approche humide

L'approche humide est la différence entre la température de l'eau froide à la sortie de tour de refroidissement et la température ambiante de l'air humide. Bien que, la plage de refroidissement et l'approche humide devrait être surveillée, L'approche humide est un paramètres indicateur de la performance de tour. Cela exprimé par la figure IV.3.

$$\text{Approche du thermomètre mouillé} = T_6 - T_2$$



**Fig. IV.3 :** La plage de refroidissement et l'approche humide d'une tour de refroidissement [107].

#### IV.6.3 Rendement de la tour de refroidissement

Le rendement de la tour de refroidissement est le rapport de la plage de refroidissement, à la plage idéale, c.-à-d., la différence entre la température de l'eau en entrée de la tour et la température ambiante de bulbe humide de l'air, ou en d'autres termes elle est égale à la plage de refroidissement divisée par la somme de la plage de refroidissement et l'approche humide.

$$\text{le rendement de la tour} = \frac{\text{plage de refroidissement}}{\text{plage idéale}} \quad (\text{IV.4})$$

#### IV.6.4 La capacité de refroidissement

La capacité de refroidissement est la chaleur rejetée en [Kcal/h], donnée comme produit du taux d'écoulement de la masse de l'eau, de la chaleur spécifique et de la différence de température.

#### IV.6.5 La perte d'évaporation

La perte d'évaporation est la quantité de l'eau évaporée pour le pouvoir de refroidissement. Théoriquement, pour chaque 10.000.000 [Kcal] de chaleur rejetée, on a une quantité d'évaporation égale à 1,8 [m<sup>3</sup>]. Une relation empirique souvent utilisée est [108] :

$$\dot{m}_{evp} = 8,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,8 \cdot (T_5 - T_6) \quad (\text{IV.4})$$

#### IV.6.6 Cycles de concentration

Cycles de concentration (C.D.C) est le rapport des matières solides dissoutes dans l'eau de circulation aux matières solides dissoutes dans l'eau d'appoint.

La plupart des tours de refroidissement fonctionnent dans une gamme de C.D.C de 3 à 10. Trois cycles sont généralement considérés comme une efficacité minimale tandis que 10

cycles sont considérés comme une bonne efficacité. Les tours de refroidissement fonctionnant comme une fois par les systèmes, c'est-à-dire 1 cycle de concentration, représentent une efficacité très faible et sont interdits dans de nombreuses zones en raison du grand volume d'eau consommé.

La quantité de l'eau ajoutée de refroidissement et de la compensation est couramment utilisée pour déterminer les cycles de concentration.

#### IV.6.7 Les pertes par purge de déconcentration

Les pertes par purge de déconcentration dépendent des cycles de concentration et des pertes d'évaporation qui sont données par la relation suivante :

$$\text{Purge de déconcentration} = \frac{\text{la perte d'évaporation}}{C.D.C - 1} \quad (\text{IV.5})$$

Avec : C.D.C, est le nombre de cycles de concentration.

#### IV.6.8 Le rapport liquide/gaz ( $m_w / m_a$ )

Le rapport liquide/gaz d'une tour de refroidissement est le rapport des débits massiques de l'eau et d'air. Contre des valeurs de conception, les variations saisonnières exigent l'ajustement des deux débits massiques des fluides pour assurer la meilleure efficacité de refroidissement de la tour. L'évacuation de la chaleur de l'eau doit être égale à la chaleur absorbée par l'air environnant, cela donnée par l'expression suivante[109] :

$$m_w \cdot (T_5 - T_6) = m_a \cdot (h_2 - h_1) \quad (\text{IV.6})$$

$$\frac{m_w}{m_a} = \frac{h_2 - h_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{IV.7})$$

#### IV.7 Précisions importantes concernant le matériel

- Toujours on doit remplir le réservoir de compensation avec d'eau distillée avant que le niveau d'eau ne chute au-dessous de 5 cm.
- On doit s'assurer que les deux mini réservoirs des capteurs de température mouillée soient bien remplis d'eau distillée. On doit prévenir l'encadrant au besoin.
- La température de l'eau de compensation est supposée être la même que la température ambiante (entrée d'air en bas de colonne  $T_1$ ).
- Lors des changements des conditions d'expériences (chauffage, débit d'air,...) pour obtenir un régime permanent il est nécessaire d'attendre plusieurs minutes.

#### IV.8 Procédure expérimentale

Initialement, le démarrage et la stabilisation de la tour est effectué sous les conditions suivantes : Différentiel d'orifice 25 mm  $H_2O$ , un débit d'eau de 50 g/s et une charge de refroidissement de 1,5 KW. Le temps réel de stabilisation est estimé et on doit relever à chaque minute les différentes températures de l'air et de l'eau.

Quand la colonne est en état stable, on doit remplir le réservoir de compensation jusqu'au trait de remplissage, déclencher le chronomètre et faire relever les températures et les autres paramètres.

Au cours de cette période d'environ de 10 minutes, on doit noter le temps et remplir à nouveau le réservoir de compensation jusqu'au trait de remplissage. En déduit le débit massique d'eau évacuée  $\dot{m}_{cm}$ . On doit répéter les lectures avec des débits d'eau différents, et avec des différentiels d'orifice différents.

À chaque relevé de lecture, au terme de l'expérimentation, la quantité d'eau perdue (par évaporation) jusqu'au trait de remplissage ; représente l'eau de compensation nécessaire correspondant à l'intervalle du temps choisie.

## IV.9. Evaluation des paramètres expérimentaux

### IV.9.1 Bilan de masse

- À la fin de chaque essai on doit calculer le débit massique de l'air qui est donné par la relation (IV.1).
- On détermine l'humidité absolue en entrée et en sortie de la colonne et on déduit le débit massique de la vapeur d'eau évacuée  $\dot{m}_{evp}$ .

### IV.9.2 Bilan d'énergie

- À partir de chaque mesure de températures d'air humide soit à l'entrée ou à la sortie, on doit déterminer l'enthalpie de l'air humide, cette dernière est évaluée par deux méthodes : On pourra soit lire les valeurs de l'enthalpie sur le diagramme psychométrique de l'air humide (figure IV.4), soit utiliser des modèles mathématiques.
- On doit calculer l'enthalpie de l'eau à l'état liquide entre l'entrée et la sortie.

## IV.10 Influence de la charge de refroidissement sur les performances de la tour

Pour les mêmes débits d'air ( $X = 15 \text{ mmH}_2\text{O}$ ) et d'eau ( $40 \text{ g/s}$ ), on doit faire varier la charge de refroidissement ( $C_h$ ) de 0 à  $1,5 \text{ kW}$ . Après la stabilisation de fonctionnement de la tour, on doit relever les lectures de toutes les températures de l'air et de l'eau. On répétera les lectures avec les débits d'eau différentes, et avec une charge de refroidissement différente. Les résultats obtenus des états finaux de l'eau et de l'air sont indiqués sur les tableaux (IV.2 et IV.3) des mesures ci-dessous.

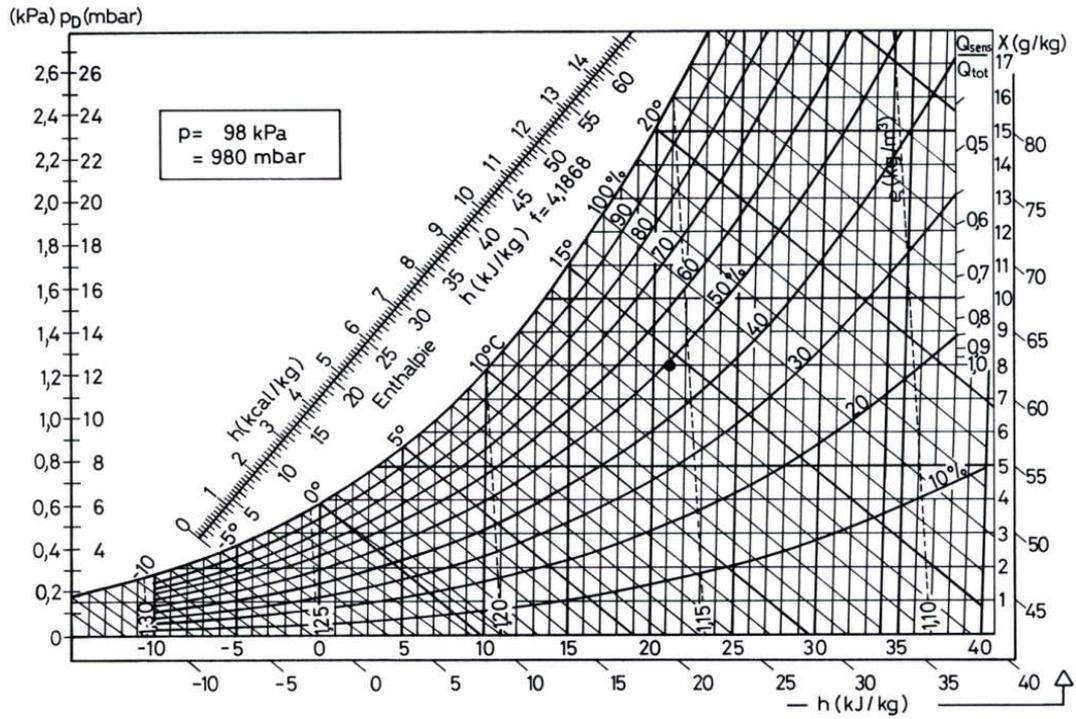


Fig.IV.4 : Diagramme psychrométrique de l'air humide.

Tableau IV.2 : États finaux de l'eau et de l'air, pour des débits d'air et d'eau constants ( $X = 15 \text{ mmH}_2\text{O}$  et  $m_w = 40 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs de la charge de refroidissement.

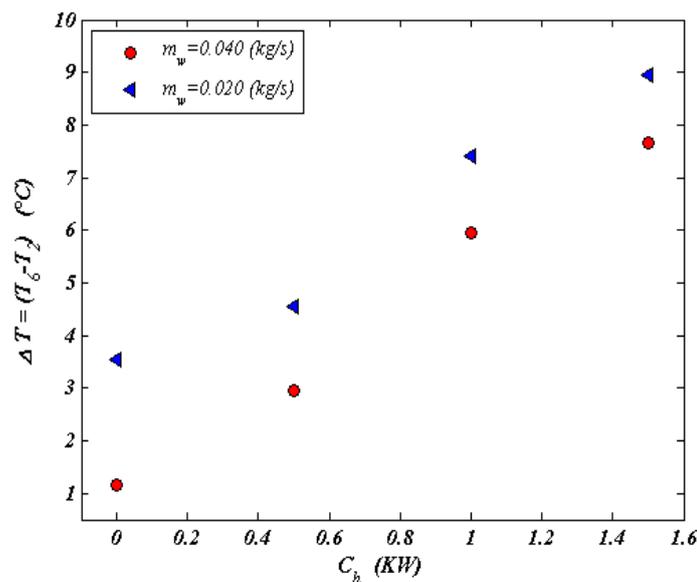
temps (min)	10	20	30	40
$T_1$ (°C)	20.8	21.4	21.8	22
$T_2$ (°C)	16.3	16.95	17.6	18.15
$T_3$ (°C)	17.9	20.35	23.55	25.9
$T_4$ (°C)	16.7	18.85	21.8	24.15
$T_5$ (°C)	16.75	21.75	28.45	33.25
$T_6$ (°C)	17.45	19.9	23.55	25.8
$m_w$ (g/s)	40	40	40	40
$X$ (mmH <sub>2</sub> O)	15	15	15	15
$C_h$ (kW)	0	0,5	1	1,5
$m_{cm}$ (mm)	5	11.5	24	35
$(T_6 - T_2)$ °C	1.15	2.95	5.95	7.65

**Tableau IV.3 :** États finaux de l'eau et de l'air pour des débits d'air et d'eau constants ( $X = 15 \text{ mmH}_2\text{O}$  et  $m_w = 20 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs de la charge de refroidissement.

temps (min)	10	20	30	40
$T_1$ (°C)	21.7	22.3	22.65	22.75
$T_2$ (°C)	17.75	18.2	18.7	18.95
$T_3$ (°C)	20.15	20.85	23.65	26.15
$T_4$ (°C)	19.65	20.45	23	24.35
$T_5$ (°C)	23.2	26.45	36.5	43.75
$T_6$ (°C)	21.3	22.75	26.1	27.9
$m_w$ (g/s)	20	20	20	20
$X$ (mmH <sub>2</sub> O)	15	15	15	15
$C_h$ (kW)	0	0,5	1	1,5
$m_{cm}$ (mm)	1	12.5	25	37
$(T_6 - T_2)$ °C	3.55	4.55	7.4	8.95

La figure IV.5 représente la variation de l'approche du thermomètre mouillé de la tour en fonction de la charge thermique de refroidissement pour deux valeurs de débits massiques d'eau (40 et 20 g/s).

L'influence de la charge thermique de refroidissement sur l'évolution de l'approche humide présentée sur cette figure confirme que la charge thermique est le facteur qui influence le plus la température de l'eau et de l'air à la sortie de la tour.



**Fig IV.5 :** Influence de la charge de refroidissement sur l'approche humide de la tour pour deux valeurs des débits massiques d'eau (0.040 et 0.020 kg/s).

En effet, on constate que plus la charge thermique est faible, plus les températures de l'eau et de l'air à la sortie de la tour sont faibles. Cela est aussi prévu, car la diminution du débit massique d'eau entraîne le fait que moins d'eau est à chauffer (grâce à la charge appliquée), et par conséquent, la température de celle-ci est plus importante. De plus, la figure permet de constater que plus le débit massique de l'eau est faible, plus l'approche humide de la tour est importante.

#### IV.11 Influence du débit massique d'eau sur les performances de la tour

On doit stabiliser la colonne de refroidissement à une charge de refroidissement constante de  $1.5\text{KW}$ , un débit massique d'eau de  $45\text{ g/s}$  et un débit d'air avec différentiel d'orifice de ( $X = 25\text{ mmH}_2\text{O}$ ). Dans un intervalle de temps de  $300\text{ s}$ , on doit relever les lectures des températures des états finaux de l'air et de l'eau. Ensuite on doit changer le débit d'eau à des valeurs différentes sans modifier la charge et le différentiel d'orifice et répéter les lectures après la stabilisation de la tour.

Cette expérience a été répétée avec différentes valeurs de débits d'air. Les résultats obtenus sont indiqués sur le tableau de mesures ci-dessous (IV.4 – IV.6).

**Tableau IV.4 :** États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'air constants ( $C_h = 1.5\text{ KW}$  et  $X = 25\text{ mmH}_2\text{O}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'eau.

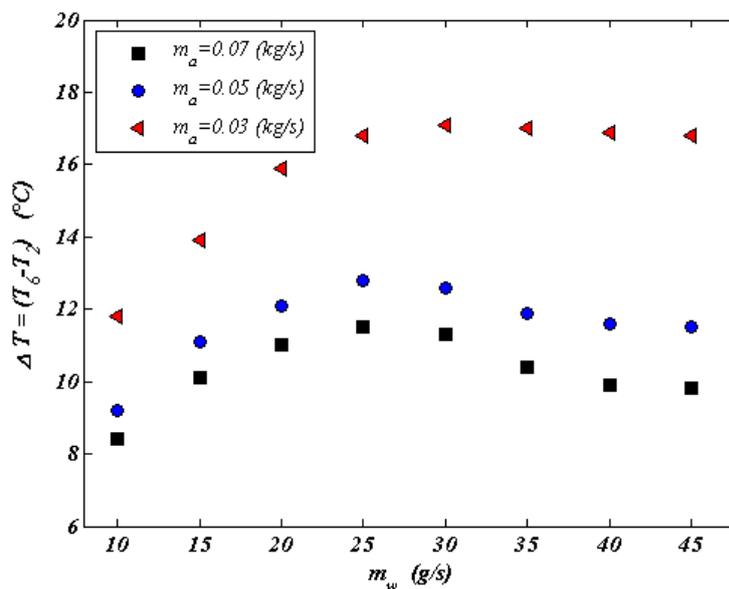
temps (min)	5	10	15	20	25	30	35	40
$T_1$ (°C)	11.6	11.9	12.2	12.5	12.7	12.8	13	13.1
$T_2$ (°C)	8.9	9.2	9.6	9.9	10.1	10.3	10.5	10.7
$T_3$ (°C)	17.1	17.2	17.2	17.2	17	17.2	17.2	16.6
$T_4$ (°C)	18.8	19	19.1	18.8	18.9	19.3	19.6	20
$T_5$ (°C)	26.1	27.1	28.9	31.2	33.5	36.1	39.7	46.3
$T_6$ (°C)	18.7	19.1	20	21.2	21.6	21.3	20.6	19.1
$m_w$ (g/s)	45	40	35	30	25	20	15	10
$X$ (mmH <sub>2</sub> O)	25	25	25	25	25	25	25	25
$C_h$ (kW)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$m_{cm}$ (mm)	33	29	25	35	30	28	18	5
$(T_6 - T_2)$ °C	9.80	9.90	10.4	11.3	11.5	11	10.1	8.40

L'évolution de l'approche humide en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée pour différents débits massiques d'air et avec une charge de refroidissement constant de  $1.5\text{ [KW]}$  est représentée sur la figure IV.6. Pour des débits massiques d'eau inférieure à  $25\text{ [g/s]}$ , on constate que l'approche humide augmente progressivement avec l'augmentation du débit massique d'air, puis elle décroît légèrement avec l'augmentation du débit massique d'eau. Au-delà de  $35\text{ [g/s]}$ , l'approche humide est stabilisée, cela s'explique par la stabilisation de la température de l'eau à la sortie de la tour. On observe aussi que l'augmentation de débit d'air

produit une diminution du rapport des débits massiques ( $m_w / m_a$ ), ce qui indique la chute de température de l'eau à la sortie.

**Tableau IV.5 :** États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'air constants ( $C_h = 1.5 \text{ kW}$  et  $X = 15 \text{ mmH}_2\text{O}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'eau.

temps (min)	5	10	15	20	25	30	35	40
$T_1$ (°C)	14.7	14.7	14.8	14.9	15.1	15	15	15
$T_2$ (°C)	12.4	12.6	12.7	12.7	12.8	12.7	12.7	12.8
$T_3$ (°C)	22	22	21.8	21.6	21.5	21.4	21.3	19.9
$T_4$ (°C)	24.4	24.1	24	23.5	23.5	23.8	23.9	23.9
$T_5$ (°C)	30.8	31.4	32.8	34.9	37.1	39.7	43.2	47.6
$T_6$ (°C)	23.9	24.2	24.6	25.3	25.6	24.8	23.8	22
$m_w$ (g/s)	45	40	35	30	25	20	15	10
$X$ (mmH <sub>2</sub> O)	15	15	15	15	15	15	15	15
$C_h$ (kW)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$m_{cm}$ (mm)	34	33	36	38	33	31	27	25
$(T_6 - T_2)$ °C	11.5	11.6	11.9	12.6	12.8	12.1	11.1	9.2



**Fig IV.6 :** Influence du débit massique de l'eau sur l'approche humide de la tour pour différentes valeurs des débits massiques d'air.

**Tableau IV.6 :** États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'air constants ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$  et  $X = 5 \text{ mmH}_2\text{O}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'eau.

temps (min)	5	10	15	20	25	30	35	40
$T_1$ (°C)	16.5	16.6	16.8	16.8	16.8	16.7	16.8	16.7
$T_2$ (°C)	13.9	14	14	14.1	14	14	14.1	14
$T_3$ (°C)	30.6	30.5	30.1	30.1	30.3	30.1	28.1	26.5
$T_4$ (°C)	31.8	32.5	32.6	32.7	33.3	34	34	32.4
$T_5$ (°C)	37.4	38	39.2	40.8	42.6	44.7	47.4	48.7
$T_6$ (°C)	30.7	30.9	31	31.2	30.8	29.9	28	25.8
$m_w$ (g/s)	45	40	35	30	25	20	15	10
$X$ (mmH <sub>2</sub> O)	5	5	5	5	5	5	5	5
$C_h$ (kW)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$m_{cm}$ (mm)	33	35	34	32	28	30	25	23
$(T_6 - T_2)$ °C	16.8	16.9	17	17.1	16.8	15.9	13.9	11.8

#### IV.12 Influence du débit d'air sur les performances de la tour

La colonne de refroidissement est sous une charge de refroidissement constante de  $1.5 \text{ KW}$ , un débit massique d'eau de  $45 \text{ g/s}$  et à un débit d'air avec différentiel d'orifice de ( $X = 25 \text{ mmH}_2\text{O}$ ). Dans un intervalle de temps de  $600 \text{ s}$ , on doit relever les lectures des températures des états finaux de l'air et de l'eau. Ensuite on doit changer le débit d'air à des valeurs différentes sans modifier la charge et le débit d'eau, dans chaque période d'essai on doit répéter les lectures après la stabilisation de la tour. Cette expérience a été répétée avec différentes valeurs de débits d'eau. Les résultats obtenus sont indiqués sur le tableau des mesures ci-dessous (IV.7 – IV.10).

**Tableau IV.7 :** États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'eau constants ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$  et  $m_w = 45 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'air.

temps (min)	10	20	30	40	50
$T_1$ (°C)	15.4	15.6	15.8	16	16.6
$T_2$ (°C)	13	13.2	13.3	13.6	13.9
$T_3$ (°C)	21.1	22.2	23.6	26.8	31.1
$T_4$ (°C)	22.5	23.5	24.9	27.5	31.5
$T_5$ (°C)	29.2	30	31.3	33.6	37.4
$T_6$ (°C)	22.7	23.6	24.9	27.4	31.1
$m_w$ (g/s)	45	45	45	45	45
$X$ (mmH <sub>2</sub> O)	25	20	15	10	5
$C_h$ (kW)	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
$m_{cm}$ (mm)	71	74	65	65	74
$(T_6 - T_2)$ °C	9.7	10.4	11.6	13.8	17.2

La figure IV.7 illustre la variation de l'approche de thermomètre mouillé en fonction du débit massique de l'air pour différentes valeurs de débits massiques d'eau avec une charge de refroidissement constante de  $1,5 [KW]$ . On observe que l'approche de thermomètre mouillé est réduite sous l'influence de l'augmentation du débit d'air pour différentes valeurs de débits d'eau.

On remarque aussi que l'écart maximum de température ( $7,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ) est observé pour la plus grande valeur du débit d'eau ( $0,045 \text{ kg/s}$ ). L'écart minimum ( $3,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ) pour la plus faible valeur du débit d'eau ( $0,010 \text{ kg/s}$ ). Cet écart est causé par l'influence de la charge de refroidissement sur les échanges de chaleur et de masse au sein de la tour.

En effet, l'augmentation du débit d'air est utilisée comme « agent refroidisseur » permettant aussi de favoriser la diminution de la température de l'eau dans la tour, il est logique que l'augmentation de son débit entraîne une diminution de la température de l'eau et par conséquent celle du bulbe humide.

**Tableau IV.8 :** États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'eau constants ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$  et  $m_w = 30 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'air.

temps (min)	10	20	30	40	50
$T_1$ ( $^\circ\text{C}$ )	16.2	16.4	16.7	16.9	17.6
$T_2$ ( $^\circ\text{C}$ )	13.7	13.8	13.9	14.1	14.3
$T_3$ ( $^\circ\text{C}$ )	21.2	22.1	23.6	26.7	31
$T_4$ ( $^\circ\text{C}$ )	22.8	23.6	25.1	27.7	31.8
$T_5$ ( $^\circ\text{C}$ )	35	35.7	36.5	38.2	41.1
$T_6$ ( $^\circ\text{C}$ )	24.5	25.2	26.2	28.1	31.1
$m_w$ (g/s)	30	30	30	30	30
$X$ (mmH <sub>2</sub> O)	25	20	15	10	5
$C_h$ (kW)	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
$m_{cm}$ (mm)	72	72	73	68	68
$(T_6 - T_2)$ $^\circ\text{C}$	10.8	11.4	12.3	14	16.8

Dans les expériences effectuées on s'intéresse principalement à l'influence de la charge de refroidissement et à l'influence des débits d'eau et d'air sur l'efficacité de la colonne.

**Tableau IV.9 :** États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'eau constants ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$  et  $m_w = 20 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'air.

temps (min)	10	20	30	40	50
$T_1$ (°C)	16.6	16.8	17.2	17.3	17.9
$T_2$ (°C)	13.9	14	14.2	14.3	14.5
$T_3$ (°C)	21.4	22.1	23.8	27.2	31.1
$T_4$ (°C)	23.6	24.2	26	28.9	34.4
$T_5$ (°C)	40.6	41.4	41.9	43.4	45.9
$T_6$ (°C)	24.5	25.2	25.9	27.4	30
$m_w$ (g/s)	20	20	20	20	20
$X$ (mmH <sub>2</sub> O)	25	20	15	10	5
$C_h$ (kW)	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
$m_{cm}$ (mm)	80	77	73	67	63
$(T_6 - T_2)$ °C	10.6	11.2	11.7	13.1	15.5

**Tableau IV.10 :** États finaux de l'eau et de l'air, sous une charge de refroidissement et un débit d'eau constante ( $C_h = 1.5 \text{ KW}$  et  $m_w = 10 \text{ g/s}$ ), et pour différentes valeurs du débit massique d'air.

temps (min)	10	20	30	40	50
$T_1$ (°C)	17	17.1	17.3	17.7	18.4
$T_2$ (°C)	14.2	14.3	14.4	14.6	14.9
$T_3$ (°C)	19.8	20.1	21.6	24.4	26.9
$T_4$ (°C)	23.3	23.2	24.3	27.2	31.2
$T_5$ (°C)	44.8	45.7	46.6	47.8	49.8
$T_6$ (°C)	21.8	22.2	22.8	23.4	26
$m_w$ (g/s)	10	10	10	10	10
$X$ (mmH <sub>2</sub> O)	25	20	15	10	5
$C_h$ (kW)	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
$m_{cm}$ (mm)	55	56	62	62	61
$(T_6 - T_2)$ °C	7.6	7.9	8.4	8.8	11.1

Les figures IV.8 et IV.9 représentent l'évolution de la température de l'eau à la sortie de la tour en fonction de débits massiques de l'eau et de l'air respectivement. On constate que les débits d'air et d'eau ont une grande influence sur la température de l'eau à la sortie de la tour. En effet, plus le débit d'air est faible, plus la température de l'eau à la sortie est élevée. Inversement, plus le débit d'eau est faible, plus sa température est basse. Cependant, dans les deux cas, la quantité d'énergie échangée est diminuée.

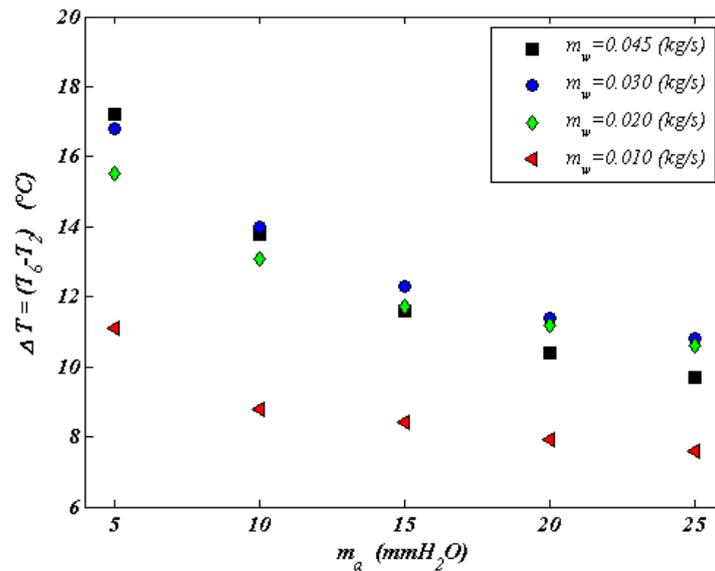


Fig IV.7 :Evolution de l'approche humide en fonction de débit massique d'air, pour différentes valeurs des débits massiques d'eau.

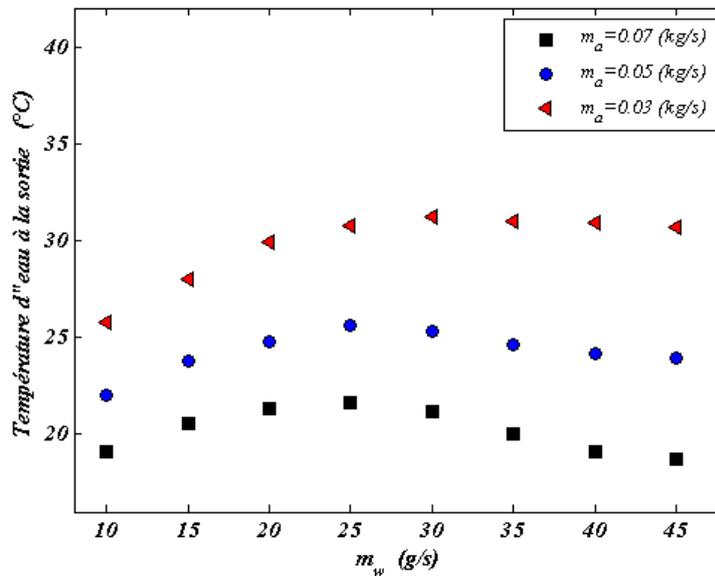


Fig IV.8 :Influence du débit massique de l'eau sur la température du l'eau à la sortie, pour différentes valeurs de débit massique d'air.

L'efficacité de la tour est déterminée à partir la relation (III.73), elle représente le rapport entre le transfert de chaleur réel et le transfert de chaleur maximum possible.

Les deux figures IV.10 et IV.11 illustrent la variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'eau et celui de l'air respectivement, pour une charge de refroidissement constante 1,5 [KW]. On remarque que l'efficacité de la tour augmente avec l'augmentation du débit massique d'air et diminue avec l'augmentation du débit massique d'eau. Par conséquent, la meilleure efficacité (75.13 %) de la tour est atteinte pour la valeur la plus élevée du débit

d'air 0.07 [kg/s] et pour la valeur la plus faible du débit d'eau 0.010 [kg/s]. L'efficacité la plus faible (38.1%) est obtenue pour un débit d'eau la plus haut de 0.045 [kg/s], un débit d'air de 0.03 [kg/s].

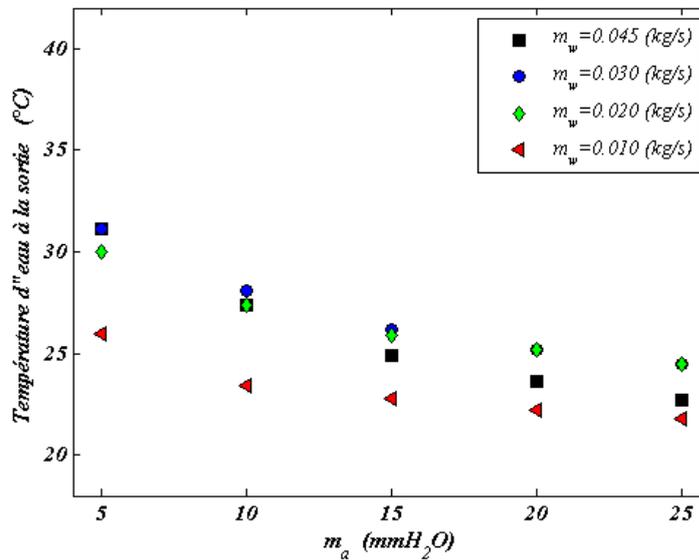


Fig IV.9 : Influence du débit massique d'air sur la température d'eau à la sortie, pour différentes valeurs de débit massique d'eau.

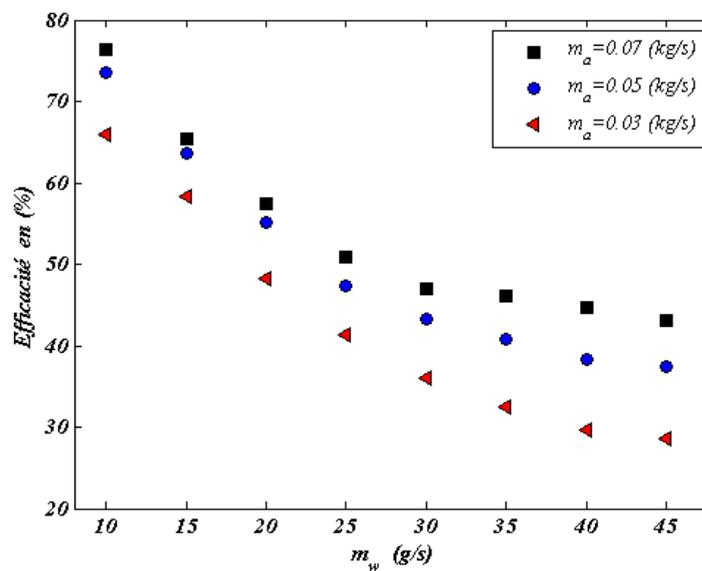
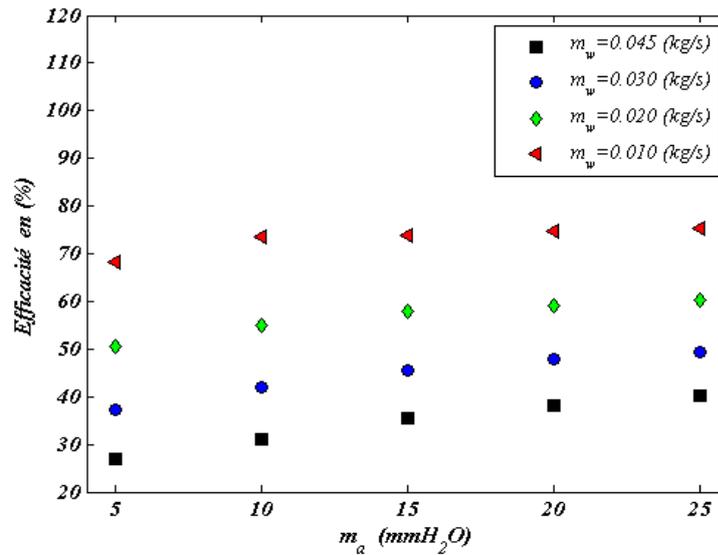


Fig IV.10 : Influence du débit massique d'eau sur l'efficacité de la tour, pour différentes valeurs de débit massique d'air.



**Fig IV.11 :** Influence du débit massique d'air sur l'efficacité de la tour, pour différentes valeurs de débit massique d'eau.

#### IV.13 Conclusion

Cette étude expérimentale montre les différents essais réalisés sur une tour de refroidissement humide atmosphérique à contre-courant disponible au laboratoire. Ces essais montrent l'influence des différents paramètres comme : les températures et les débits à l'entrée des deux fluides (l'eau et l'air), la charge de refroidissement sur les caractéristiques et les performances thermiques de la tour.

Les résultats obtenus montrent que les performances de la tour (efficacité et approche du thermomètre mouillé) augmentent avec l'augmentation du débit d'air et inversement elles décroissent rapidement pour des débits d'eau et des valeurs de la charge de refroidissement importantes.

# Chapitre V

## ANALYSE ET DISCUSSION DES RESULTATS

V.1.	Introduction
V.2.	Discussion des résultats
V.3.	Validation des résultats de simulation numérique par ceux issus de l'expérimentale
V.4.	Conclusion

---

---

### Résumé :

**L'**objectif de ce chapitre c'est de présenter les résultats de calcul qui ont été effectués via le programme de simulation. Ces résultats sont représentés sous forme de tableaux et des courbes, dans le but d'être analysés, discutés et comparés aux résultats expérimentaux réalisés dans le laboratoire.

---

---

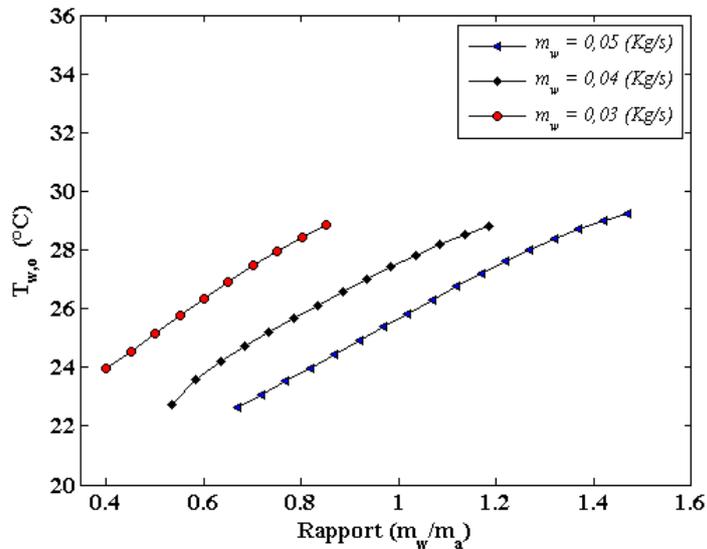
### V.1 Introduction

Ce chapitre fait l'analyse et la discussion des résultats de simulation issus de la résolution numérique d'un système d'équations différentielles ordinaires du modèle qui décrit les échanges de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement (chapitre III). La validation de ces résultats de simulation est faite par leur comparaison contre les résultats des essais expérimentaux sur une tour de refroidissement réalisés au laboratoire (chapitre IV). Les résultats de simulation donnent la distribution de cinq variables (température de l'eau, température de l'air, débit d'eau, l'humidité de l'air et enthalpie de l'air) en fonction de la hauteur (z) de la tour de refroidissement.

### V.2 Discussion des résultats

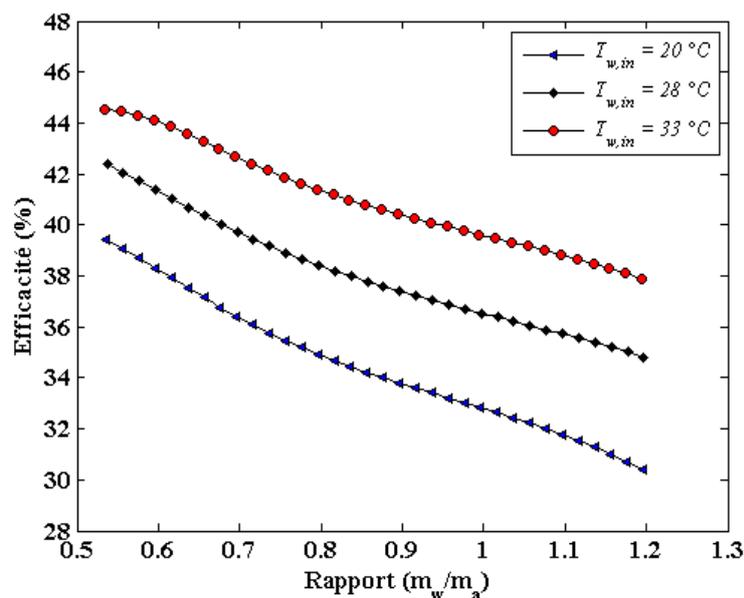
#### V.2.1 Influence du rapport des débits massiques d'eau et d'air ( $m_w / m_a$ ) sur les performances thermiques de la tour :

La performance thermique d'une tour de refroidissement dépend de plusieurs paramètres tels que : La gamme de températures de refroidissement, la température d'eau à l'entrée, la variation de rapport ( $m_w / m_a$ ) et l'approche du thermomètre mouillé. Selon les conditions de fonctionnement, la mesure de la capacité d'une tour est prouvée par les températures de l'eau à la sortie.



**Fig. V.1 :** Variation de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du rapport des débits d'eau et d'air.

La figure V.1 présente la variation de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du rapport des débits ( $m_w/m_a$ ) pour différents débits massiques d'eau à l'entrée. Pour une plage de variation du rapport ( $m_w/m_a$ ) de [0.4 - 1.5], la variation de la température de l'eau est assez faible pour un débit d'eau faible. La température de l'eau à la sortie augmente de façon monotone avec l'augmentation du rapport ( $m_w/m_a$ ). Cela est dû à l'augmentation des échanges de chaleur et de masse entre les deux fluides.



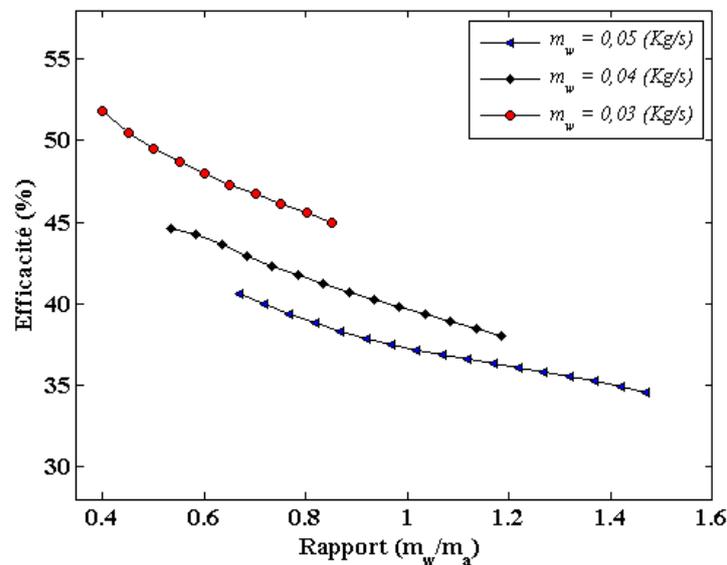
**Fig. V.2 :** Variation de l'efficacité thermique de la tour en fonction du rapport des débits d'eau et d'air ( $m_w/m_a$ ) pour différentes températures de l'eau à l'entrée. ( $L = 0,040$  kg / s)

La variation de l'efficacité de la tour en fonction de rapports ( $m_w / m_a$ ) pour différentes températures d'eau à l'entrée est illustrée à la figure V.2. Cette figure montre que l'efficacité de la tour diminue progressivement avec l'augmentation du rapport ( $m_w / m_a$ ) pour différentes valeurs de la température d'eau à l'entrée, alors que la meilleure efficacité est observée pour des températures d'eau plus élevées.

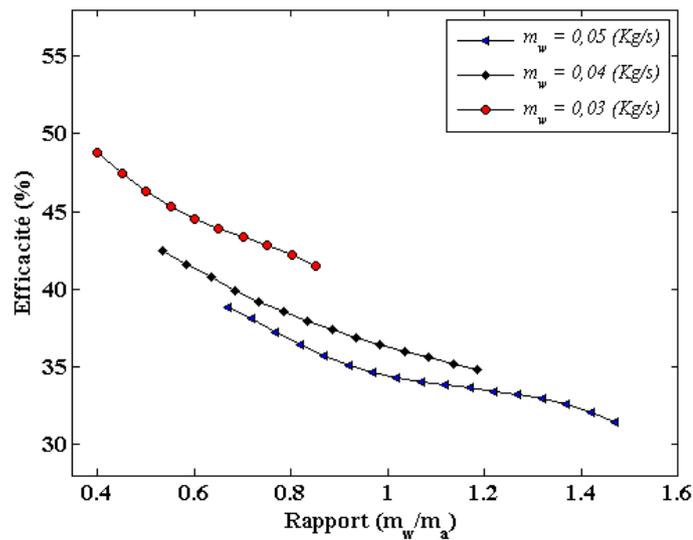
Aussi l'efficacité décroît rapidement avec l'augmentation du rapport des débits ( $m_w / m_a$ ), pour un rapport de débit donné, l'efficacité de valeurs importantes correspond aux valeurs élevées de la température d'eau.

Les figures V.3 et V.4 représentent la variation de l'efficacité thermique de la tour en fonction du rapport de débits massiques ( $m_w / m_a$ ) pour différents débits massiques d'eau à l'entrée, avec deux valeurs de température d'eau à l'entrée de 35°C et 30°C respectivement. On remarque que l'efficacité diminue avec l'augmentation du rapport ( $m_w / m_a$ ) pour les deux valeurs de températures de l'eau. La meilleure efficacité est observée pour la plus faible valeur de rapport ( $m_w / m_a$ ) et la plus grande valeur de la température d'eau à l'entrée.

Pour un débit massique d'eau de l'ordre de 0.05 (kg/s), et pour un rapport des débits ( $m_w / m_a$ ) est supérieur à 1, l'efficacité de la tour est inférieure à 40%, 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 ( $m_w / m_a$ ). Ce résultat est confirmé expérimentalement par Bedekar et al. [110] et M. Lemouari et al.[103].



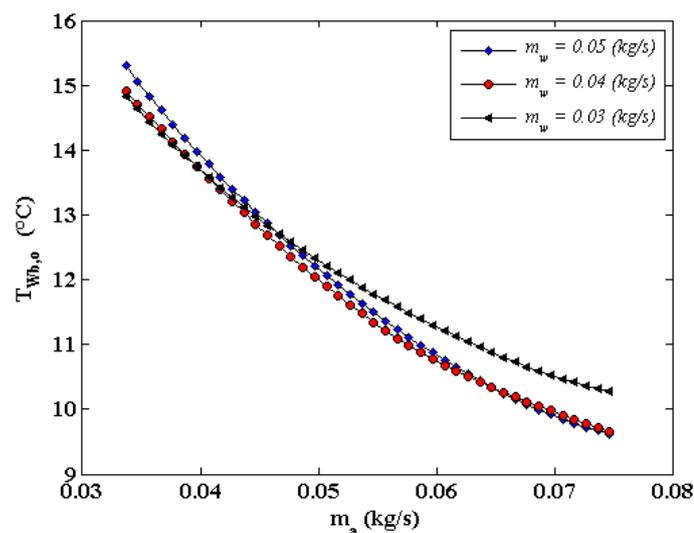
**Fig. V.3 :** Variation de l'efficacité thermique de la tour en fonction du rapport de débits d'eau et d'air ( $m_w / m_a$ ), pour différentes valeurs de débit d'eau à l'entrée, avec une température d'eau à l'entrée  $T_{w,i} = 35$  °C.



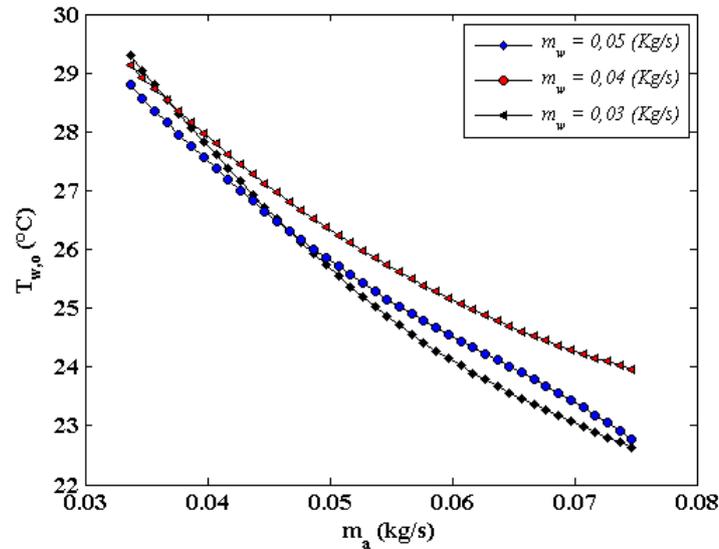
**Fig. V.4 :** Variation de l'efficacité thermique de la tour en fonction du rapport de débits d'eau et d'air ( $m_w/m_a$ ), pour différentes valeurs de débit d'eau à l'entrée, avec une température d'eau à l'entrée  $T_{w,i} = 30$  °C.

### V.2.2 Influence du débit massique d'air sur les performances thermiques de la tour

La relation entre l'approche du thermomètre mouillé et le débit massique d'air avec différentes valeurs de débit massique d'eau à l'entrée est illustrée dans la figure V.5. Cette figure montre que l'augmentation de débit massique d'air entraîne une diminution progressive de l'approche du thermomètre mouillé et cela est expliqué par l'augmentation de la température humide de l'air, plus l'air est chaud, plus il peut contenir d'humidité. Par conséquent, lorsque la température est très basse, moins d'eau s'évapore dans l'air, ce qui réduit la quantité de chaleur échangée.

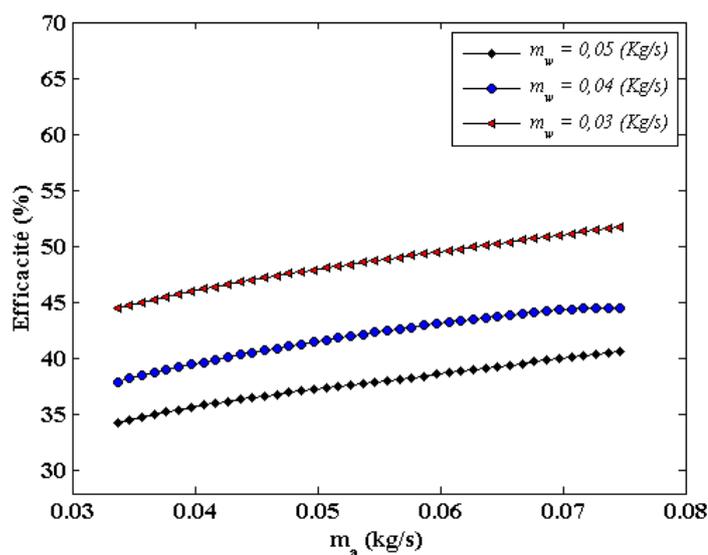


**Fig. V.5 :** Variation de l'approche de thermomètre mouillé en fonction du débit massique de l'air pour différentes valeurs du débit d'eau.



**Fig. V.6 :** Variation de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du débit massique d'air pour différentes valeurs du débit d'eau à l'entrée.

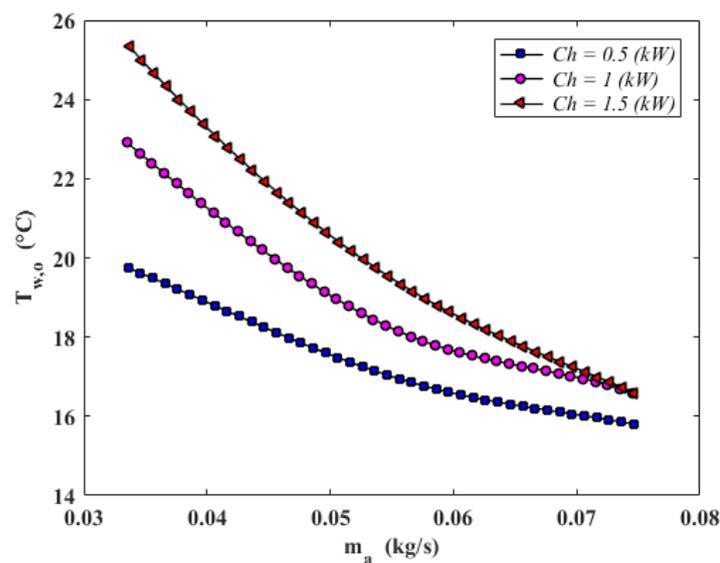
L'influence de débit massique d'air sur la température de l'eau à la sortie est illustrée dans la figure V.6. On remarque que la température de l'eau à la sortie, elle diminue par l'augmentation de débit d'air, et aussi le domaine de refroidissement est diminué sensiblement quand le débit massique d'eau diminue, par exemple, pour une plage de variation de débit d'air de 0.035 à 0.075 (kg/s), et avec les débits d'eau de l'ordre de : 0.03 (kg/s), 0.05 (kg/s), on a trouvé que le domaine de refroidissement varie de [24 °C – 29.1 °C], [22.6 °C – 29.4 °C], respectivement. On constate que les débits d'air et d'eau ont une grande influence sur la température de l'eau sortante de la tour. Ces facteurs ont une grande influence sur la quantité d'énergie échangée et la capacité de refroidissement de la tour.



**Fig.V.7 :** Variation de l'efficacité thermique de la tour de refroidissement en fonction du débit massique d'air pour différentes valeurs du débit massique d'eau.

L'influence de débit massique de l'air sur l'efficacité thermique de la tour est représentée dans la figure V.7. On remarque que l'efficacité thermique de la tour augmente avec l'augmentation de débit massique d'air et diminue avec l'augmentation de débit d'eau. Par conséquent, la meilleure efficacité thermique de la tour est atteinte au plus haut débit massique d'air et au plus faible débit d'eau. Cette constatation a été validée expérimentalement dans le chapitre précédent.

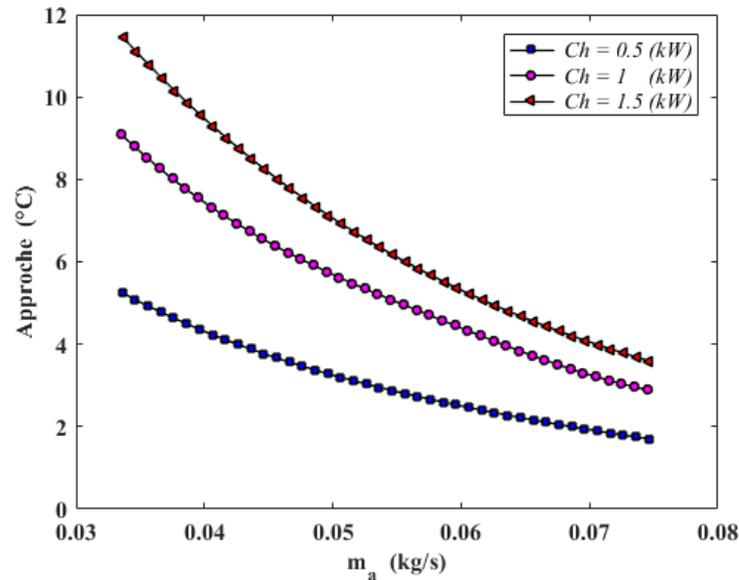
La figure V.8, représente l'évolution de la température de l'air à la sortie de la tour, en fonction du débit massique de l'air, pour différentes valeurs de la charge thermique de refroidissement avec un débit d'eau constant de 50 g/s. La température de l'air à la sortie de la tour diminue linéairement avec l'augmentation de débit d'air pour les trois valeurs de la charge thermique de refroidissement. D'autre part, pour une charge thermique de refroidissement de 1.5 kW, la température de l'eau à l'entrée est élevée conduisant ainsi à une augmentation de la température de l'air à la sortie, cela due à l'augmentation de la quantité de chaleur échangée avec l'air dans la zone de garnissage. Cependant, pour une charge de refroidissement de 1kW la différence de la température est de 3.67°C pour une valeur de débit d'air de 0.075 kg/s, et de 7.8°C a une valeur de débit d'air de 0.033 kg/s.



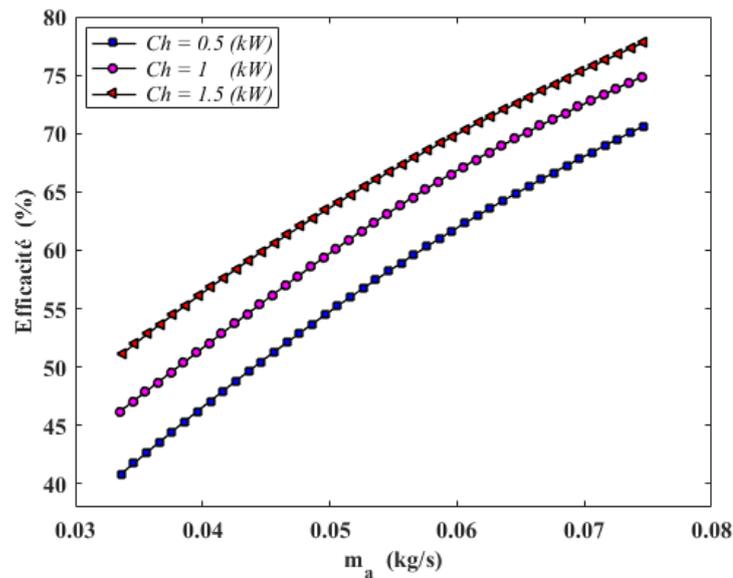
**Fig. V.8 :** Variation de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du débit massique d'air, pour différentes valeurs de charge thermique avec un débit d'eau constant de 50[g/s].

La figure IV.9 illustre l'évolution de l'approche de thermomètre mouillé en fonction du débit massique de l'air pour différentes valeurs de la charge thermique de refroidissement et avec un débit d'eau constante de 50 [g/s]. On observe que l'approche de thermomètre mouillé est réduite par l'augmentation du débit de l'air pour les différentes valeurs de la charge thermique de refroidissement. On remarque aussi que l'écart maximum de température (9,60 °C) est observé pour la plus haute valeur de la charge thermique de refroidissement (1.5 kW), et le minimum (3 °C) pour la plus faible charge de refroidissement (0.5 kW). Cet écart est

causé par la variation du coefficient de transfert de chaleur et de masse provoqué par la charge thermique de refroidissement. Ce résultat a été confirmé expérimentalement dans le chapitre précédant.



**Fig. V.9 :** Variation de l'approche de thermomètre mouillé en fonction du débit massique de l'air pour différentes valeurs de la charge thermique avec un débit d'eau constant de 50[g/s].

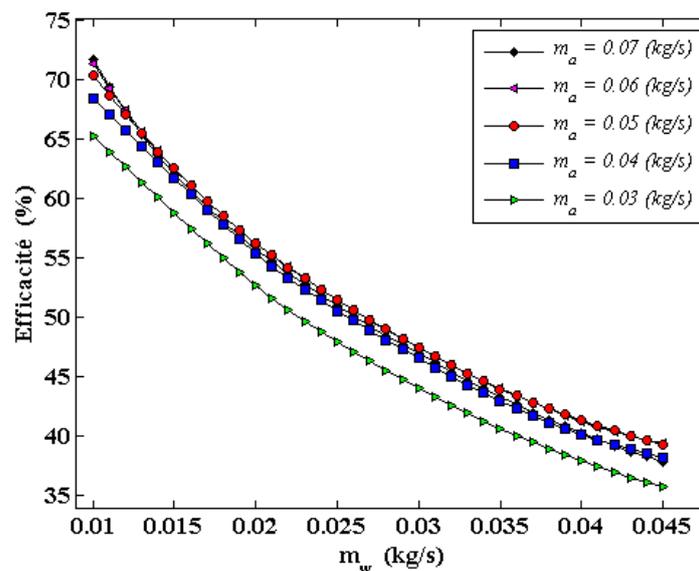


**Fig. V.10 :** Variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'air pour différentes charges thermique de refroidissement, avec un débit d'eau constant de 0,050[kg/s].

La variation de l'efficacité de la tour en fonction du débit massique de l'air pour différentes charges thermiques de refroidissement avec une valeur de débit d'eau constant de 50[g/s] est présentée par la figure V.10. Il est évident d'après cette figure que l'efficacité de la tour est augmenté avec l'augmentation du débit massique d'air et diminue avec la chute de la charge thermique de refroidissement. Par conséquent, la meilleure efficacité de la tour est obtenue au débit massique de l'air le plus élevé et aux charges les plus hautes. Par exemple, pour une charge de 0.5 [kW] avec un débit massique d'air de 0.075 [kg/s], l'efficacité est de 67.93 %, et pour la charge thermique de 1.5 [kW] au même débit d'air l'efficacité est de 77.68%. Toutefois, le débit massique de l'eau est constant de 0,05 [kg/s] et le débit massique de l'air est augmenté à une valeur de 0.075 [kg/s], dans ce cas, l'efficacité de la tour est augmentée pour chaque valeur de la charge thermique de refroidissement.

### V.2.3 Influence du débit massique d'eau sur les performances thermiques de la tour

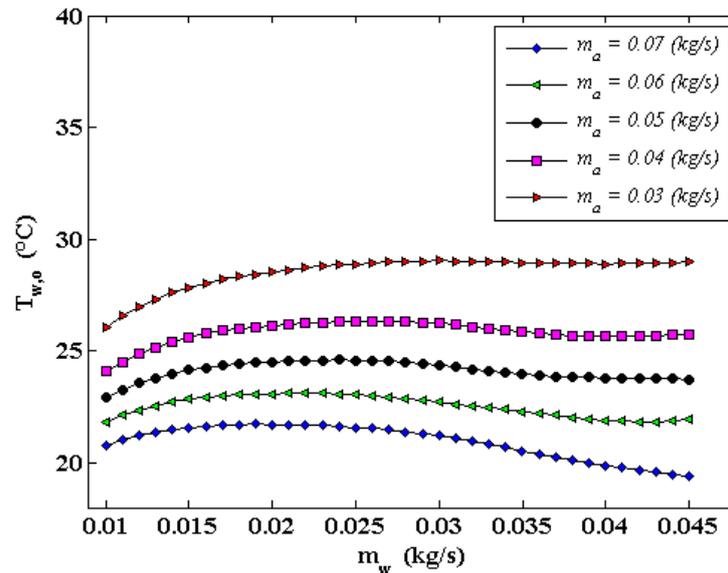
L'effet de débit massique d'eau sur la température d'eau à la sortie et l'efficacité thermique de la tour est représenté dans les figures V.11 et V.12 respectivement. La figure V.11 montre que l'efficacité thermique de la tour diminue progressivement avec l'augmentation du débit massique d'eau, et elle augmente avec l'augmentation du débit massique d'air. Cela est justifié par le fait que la meilleure performance thermique de la tour de refroidissement correspond à l'efficacité thermique maximale et la quantité de chaleur échangée maximale. Ces résultats ont été confirmé expérimentalement par Marmouch et al. [111].



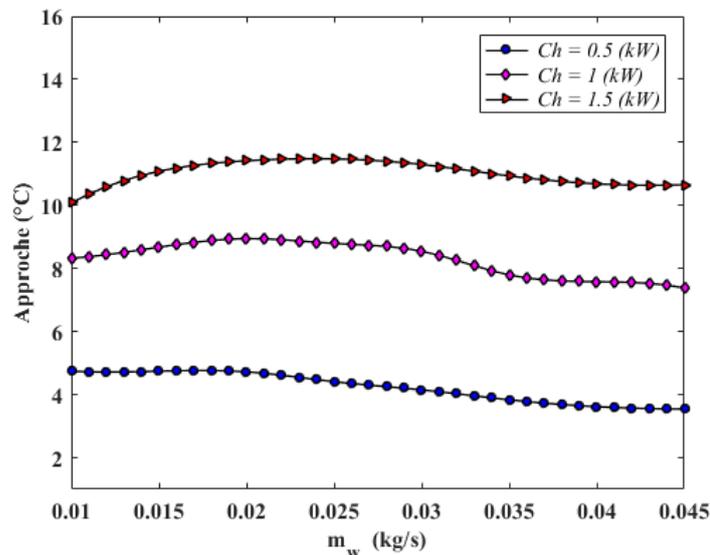
**Fig. V.11 :** Variation de l'efficacité thermique de la tour en fonction du débit d'eau, pour différentes valeurs du débit d'air à l'entrée.

Dans la figure V.12, on remarque que, la température de l'eau à la sortie de la tour est légèrement augmentée avec l'augmentation du débit massique d'eau. Pour des valeurs de débit massique d'eau inférieure à 0.025 (kg /s), la plage de refroidissement de l'eau est restreinte, la température de l'eau à la sortie de la tour prend des valeurs comprises de [21 à 26 °C]. Au-delà de 0.025 (kg/s) du débit massique d'eau, la température de l'eau à la sortie de la tour est

légèrement diminuée. Cet effet est dû principalement à la diminution du coefficient de transfert de chaleur et de masse. En effet, l'augmentation de débit d'air fait diminuer le rapport des débits massiques ( $m_w / m_a$ ), par conséquent cet effet provoque la chute de la température de l'eau à la sortie.



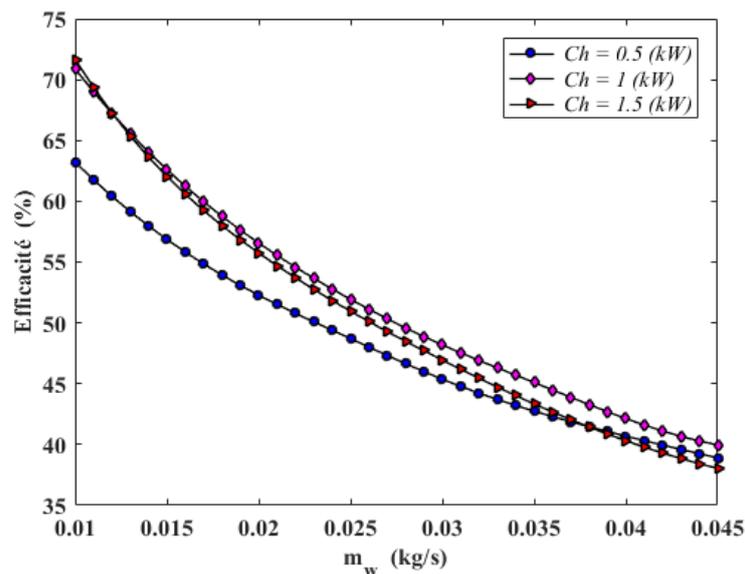
**Fig. V.12 :** Variation de la température d'eau à la sortie de la tour en fonction du débit massique d'eau, pour différentes valeurs du débit d'air à l'entrée.



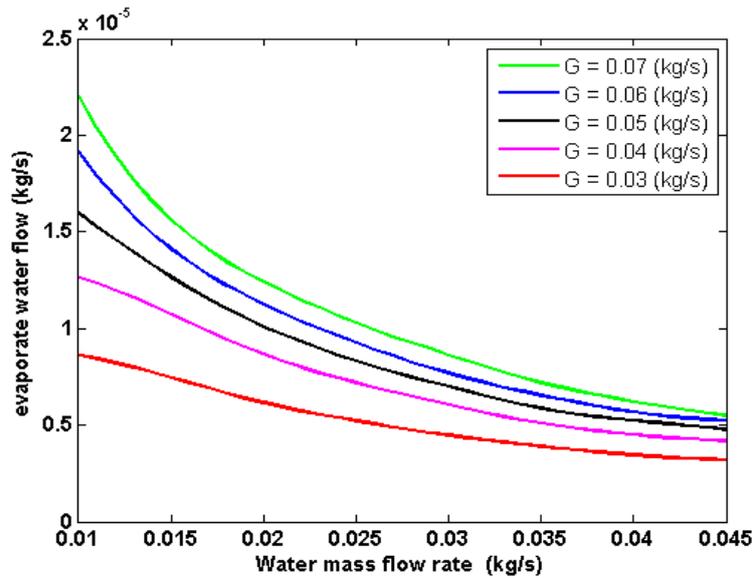
**Fig. V.13 :** Variation de l'approche de thermomètre mouillé en fonction du débit massique de l'eau pour différentes charges thermiques de refroidissement avec un débit d'air constant de  $0.074$  [kg/s].

La variation de l'approche de thermomètre mouillé en fonction du débit massique de l'eau, pour différentes charges thermiques de refroidissement, avec une valeur de débit d'air constant de 0.074 (kg/s) est illustrée dans la figure V.13. Lorsque le débit de l'air est constant, on remarque que l'évolution de l'approche est presque stable par-rapport au débit massique de l'eau pour les différentes charges thermiques de refroidissement. On remarque aussi, l'approche augmente par l'augmentation de la charge, par exemple pour une valeur constante de débit d'air de 0.074 (kg/s), les charges 1.5 (kW) et 0.5 (kW) pour la même valeur de débit massique d'eau de 0.01 (kg/s), l'approche est de 10.06 °C et 4.73 °C respectivement. Ce phénomène se produit sous l'influence du gradient de la température de l'eau entre l'entrée et la sortie provoqué par la variation de la charge.

L'efficacité thermique de la tour en fonction du débit massique de l'eau, pour différentes charges thermique de refroidissement avec un débit d'air constant de 74 (g/s) est présentée dans la figure V.14. Il est évident que l'efficacité de la tour diminue avec l'augmentation de débit massique de l'eau. La valeur la plus élevée de l'efficacité (71.73 %) est observée pour une valeur de débit massique d'eau la plus basse de 0.01 (kg/s), et la valeur la plus faible de l'efficacité (38.1%) est obtenue pour un débit d'eau de 0.045 (kg/s), avec une charge de 1,5 (kW). Alors, on peut dire que l'efficacité de la tour dépend également de la charge de refroidissement et le débit massique d'eau. Ce résultat est justifié expérimentalement au chapitre précédent.

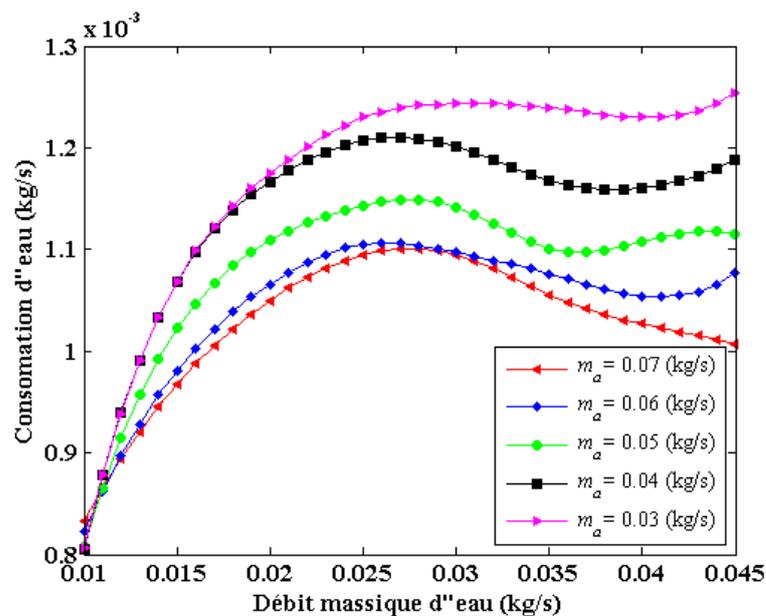


**Fig. V.14 :** Variation de l'efficacité thermique de la tour en fonction du débit massique de l'eau avec un débit d'air constant de 0.074 [kg/s] pour différentes charges thermique de refroidissement.



**Fig. V.15 :** Variation de la quantité d'eau évaporée au sein de la tour en fonction du débit massique de l'eau pour différents débits d'air à l'entrée.

Dans la figure V.15, la variation de la quantité d'eau évaporée par la tour est présentée en fonction du débit massique d'eau, pour différents débits d'air à l'entrée. On observe que la quantité d'eau perdue par évaporation est diminuée par l'augmentation du débit massique d'eau entrant, celle-ci est variée par la variation du rapport des débits d'eau et d'air. Pour des faibles débits d'eau et des débits d'air élevés. On observe que le taux d'évaporation d'eau au sein de la tour donne une valeur maximale presque de  $2,3 \cdot 10^{-5}$  (kg/s), cette valeur diminue progressivement par l'augmentation du débit d'eau, cela est expliqué par le changement du coefficient de transfert de chaleur et de masse lors du contact entre l'eau et l'air.

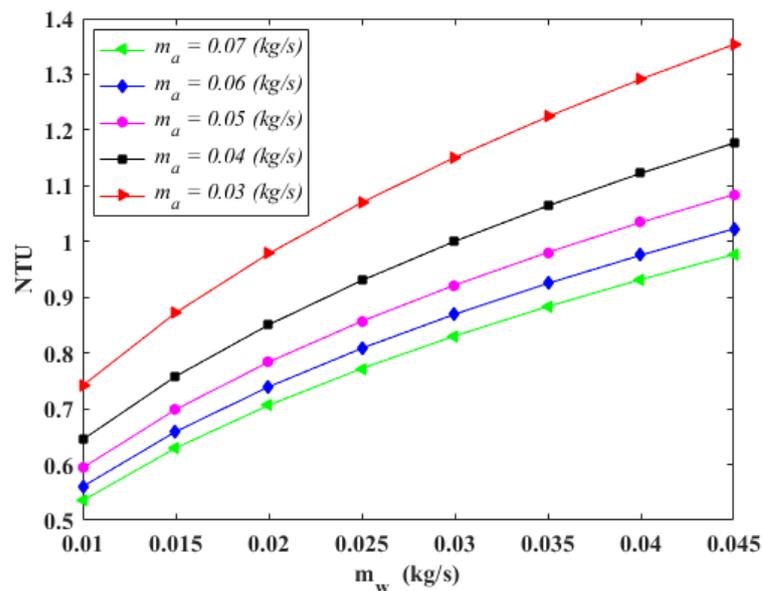


**Fig. V.16 :** Evolution du débit de consommation d'eau en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée pour différents débits massique d'air avec une charge de refroidissement constante de 1,5 (kW).

D'autre part, on remarque lorsque le débit d'eau et d'air ont la même valeur, c'est-à-dire le rapport des débits d'eau et d'air égal à 1, le taux d'évaporation d'eau est presque constant.

La figure V.16 représente la variation de la consommation d'eau en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée, pour différents débits d'air, avec une charge thermique de refroidissement constante de 1.5 (kW). On constate que la consommation d'eau augmente proportionnellement avec l'augmentation du débit massique d'eau à l'entrée de la tour pour différentes valeurs des débits d'air, elle atteint des valeurs maximales correspondant à un débit d'eau entre 0.025 et 0.035 (kg/s), ces valeurs sont inscrites par la saturation de l'air au niveau du garnissage. La consommation d'eau décroît avec l'augmentation du débit d'eau lorsque le débit d'air est faible. Alors, on peut dire que la quantité d'eau évaporée est liée directement à la puissance thermique dissipée, et cela influe directement sur le régime de fonctionnement de la tour.

La figure V.17 représente la variation du nombre d'unité de transfert (NUT) de la tour en fonction du débit massique de l'eau, pour différents débits d'air. On remarque dans cette figure que la NUT est augmenté par l'augmentation du débit d'eau, cette évolution est réduite par l'augmentation du débit d'air, car ce nombre représente le pouvoir d'échange thermique au sein de la tour de refroidissement.



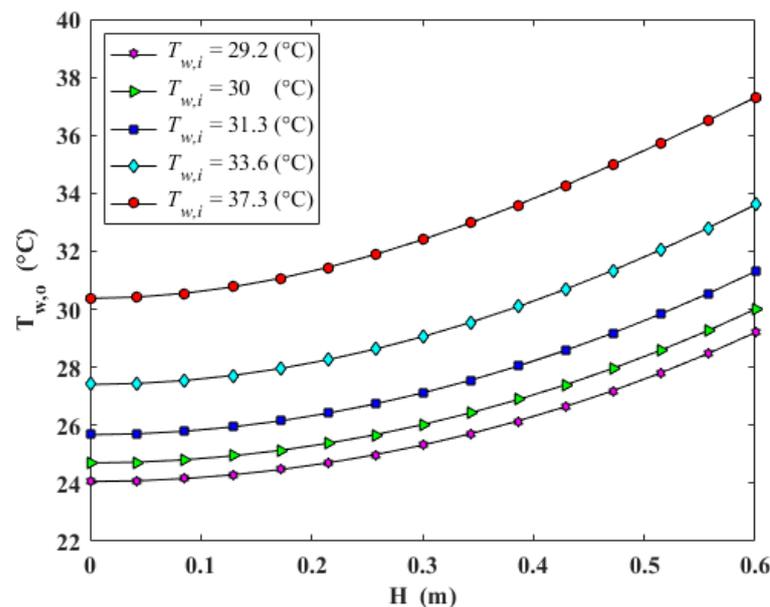
**Fig. V.17 :** Variation du nombre d'unité de transfert (NUT) en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée pour différents débits massiques d'air avec une charge de refroidissement constante de 1.5 (kW).

#### V.2.4 Influence de la hauteur de garnissage sur les performances thermiques de la tour

Dans cette section, les résultats de simulation de transfert de chaleur et de masse au niveau de la zone de garnissage sont effectués pour valider le modèle de transfert de chaleur et de masse proposé (chapitre 3). Les résultats de simulation numérique correspondant au troisième cas de l'étude expérimentale (tableau III.2) sont présentés aux figures ci-dessous.

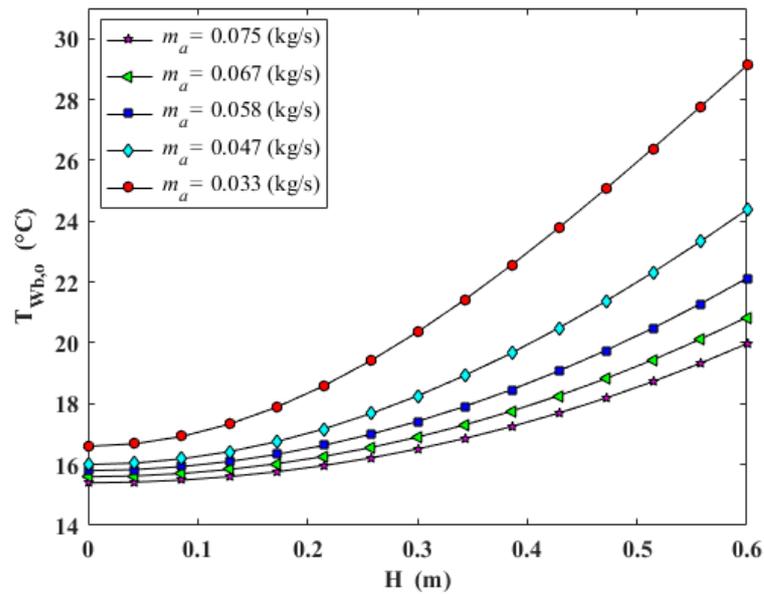
Les figures V.18 et V.19 montrent la distribution des températures de l'air et de l'eau le long du garnissage, pour différents débits massiques d'air à l'entrée, avec une valeur constante de débit massique d'eau de 0,050 [kg/s]. Sur la Figure V.18, on remarque que la température de l'eau à la sortie de garnissage diminue avec l'augmentation du débit massique d'air. Le profil de distribution de la température de l'eau diminue progressivement de l'entrée à la sortie de garnissage, cela due à l'entraînement de processus d'échange entre l'eau et l'air, car le refroidissement par évaporation domine le transfert de chaleur par convection.

Dans la Figure V.19, on remarque aussi que la température de l'air augmente légèrement dans la partie supérieure de la zone de garnissage (supérieure à 0,2 m de hauteur). Evidemment, cette augmentation de la température de l'air est accompagnée par l'augmentation de la teneur en l'humidité dans cette partie de garnissage.



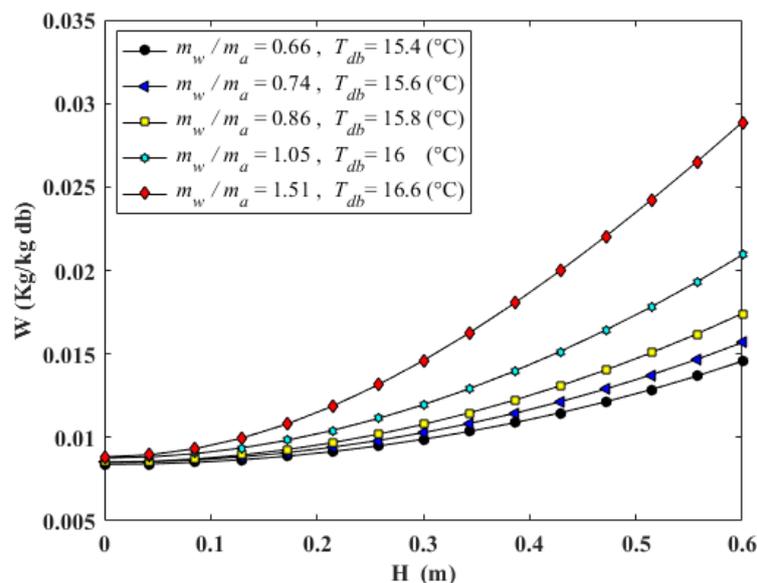
**Fig.V.18 :** Distribution de la température d'eau le long du garnissage pour différents débits massiques d'air à l'entrée.

La distribution de l'humidité spécifique le long du garnissage pour différents rapports du débit massique d'eau à l'air est illustrée sur la figure V.20. L'augmentation du débit massique d'air entraîne une réduction de la température sèche de l'air à la sortie. La variation de la température sec de l'air le long de la hauteur de garnissage est presque linéaire pour les valeurs de rapport ( $m_w / m_a$ ) élevées, alors que pour les moyennes et les faibles valeurs (0,86 - 1,05) du rapport ( $m_w / m_a$ ) (inférieur à 0,66) la température de l'air sec diminue pendant la période de mesure. Des observations similaires peuvent être faites pour l'effet du rapport de débit massique de l'eau à l'air sur la variation de l'humidité spécifique de l'air. La plus grande augmentation globale de l'humidité spécifique est observée pour la valeur la plus élevée du rapport ( $m_w / m_a$ ). Par conséquent, l'échauffement et l'humidification de l'air humide à l'intérieur de la zone de garnissage sont améliorés avec l'augmentation du débit massique d'air.



**Fig. V.19 :** Distribution de la température de l'air le long du garnissage pour différents débits massiques d'air à l'entrée.

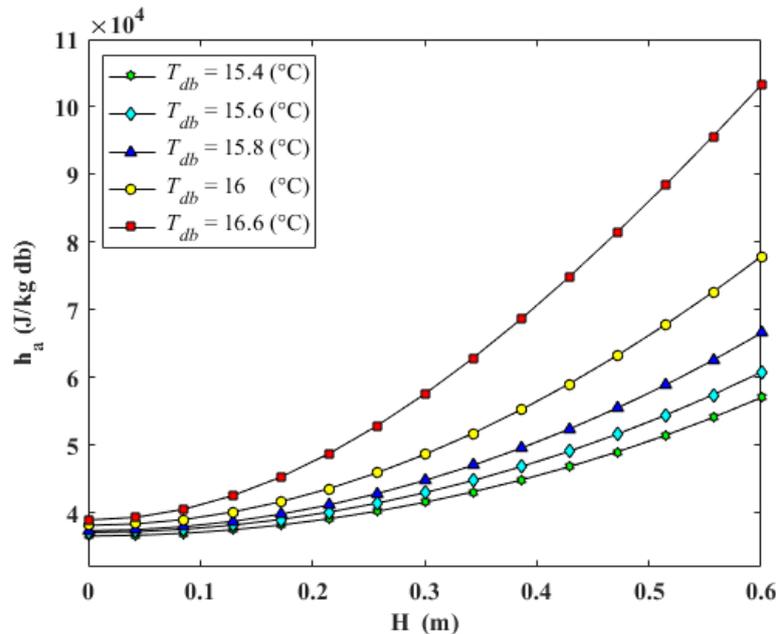
La figure V.21 montre une relation proportionnelle entre l'enthalpie de l'air et le rapport de débit massique eau-air ( $m_w / m_a$ ) à travers la zone de garnissage. A partir de cette figure on peut dire que l'augmentation de l'enthalpie d'air est une mesure de la teneur de la chaleur totale de l'air en fonction de leur température et de son humidité.



**Fig. V.20 :** Distribution de l'humidité spécifique de l'air le long de la hauteur de garnissage, pour différents rapports des débits massiques d'eau à l'air.

Le potentiel d'entraînement du transfert de chaleur par évaporation le long de la hauteur de garnissage pour différents rapports de débit eau-air ( $m_w / m_a$ ) est illustré sur la Fig. V.22.

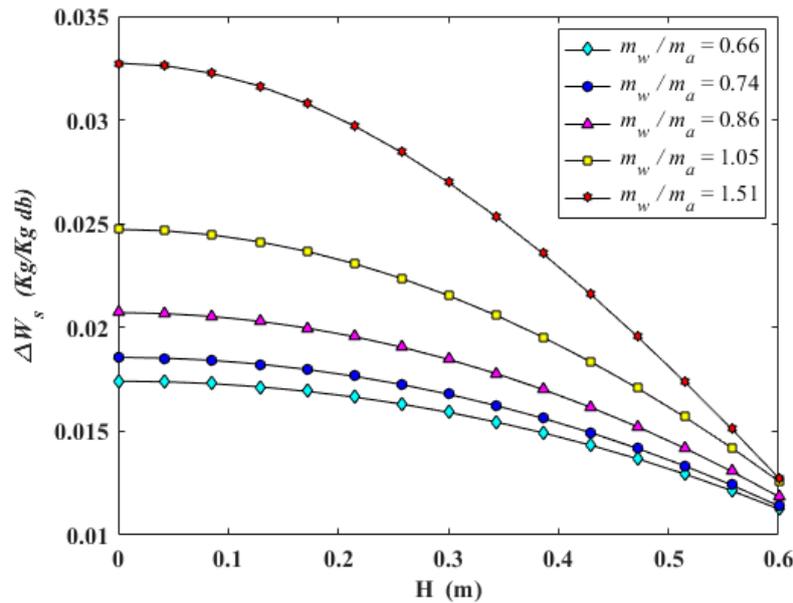
Nous constatons que le potentielle d'évaporation diminue progressivement le long de la hauteur de garnissage avec l'augmentation de rapport ( $m_w / m_a$ ), du bas vers le haut de garnissage, cette diminution est clairement remarquable lorsque la valeur du rapport ( $m_w / m_a$ ) est supérieure à un. Cela explique que le processus d'évaporation diminue lorsque l'air se déplace à travers le garnissage du bas vers le haut de la tour.



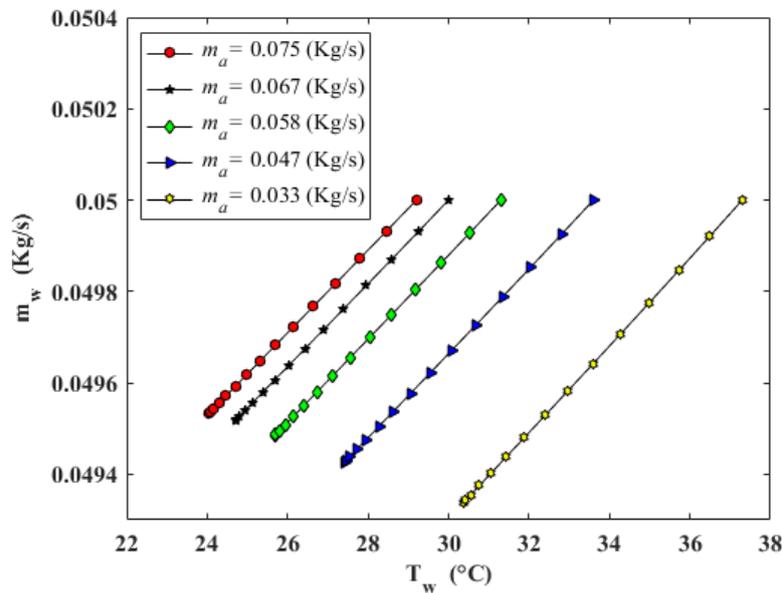
**Fig.V.21 :** Distribution d'enthalpie d'air le long de la hauteur de garnissage, pour différents rapports des débits massiques eau-air.

De plus, on peut voir sur la figure V.23 une relation d'inversion linéaire entre le potentiel d'évaporation et la température de l'eau, ce qui signifie que le mécanisme d'évaporation est accéléré par l'augmentation de la température de l'eau d'entrée et accéléré par le rapport ( $m_{eau} / m_{air}$ ).

Les mesures sur la tour au laboratoire justifient que la perte d'eau par évaporation à travers la zone de garnissage est très faible par rapport au débit d'eau ( $m_{w,i}$ ). La figure V.24 montre que la quantité d'eau évaporée à travers cette zone est légèrement diminuée du haut vers le bas de garnissage, cette quantité est augmentée par l'augmentation du rapport de débit massique eau-air.



**Fig.V.22 :** Variation du potentiel d'évaporation le long de la hauteur de garnissage, pour différents rapports de débits massiques eau/air.



**Fig.V.23 :** Distribution du débit massique d'eau le long de la hauteur de garnissage avec la température de l'eau, pour différents débits massiques d'air.

À partir de la figure V.25, il est clair que l'humidité spécifique du fond de la tour à 0,30 m de hauteur de garnissage augmente lentement et prend des valeurs comprises entre 0,009 et 0,015 kg / kg DB, supérieure à 0,30 m de hauteur, l'humidité spécifique présente une variation linéaire rapide, qui peut atteindre une valeur maximale, est d'environ de 0,028 kg / kg DB. Au

contraire, dans l'axe droit de la figure V.25, on peut observer que le potentielle d'évaporation augmente dans la zone de garnissage du haut vers le bas, avec la même manière de l'humidité spécifique.

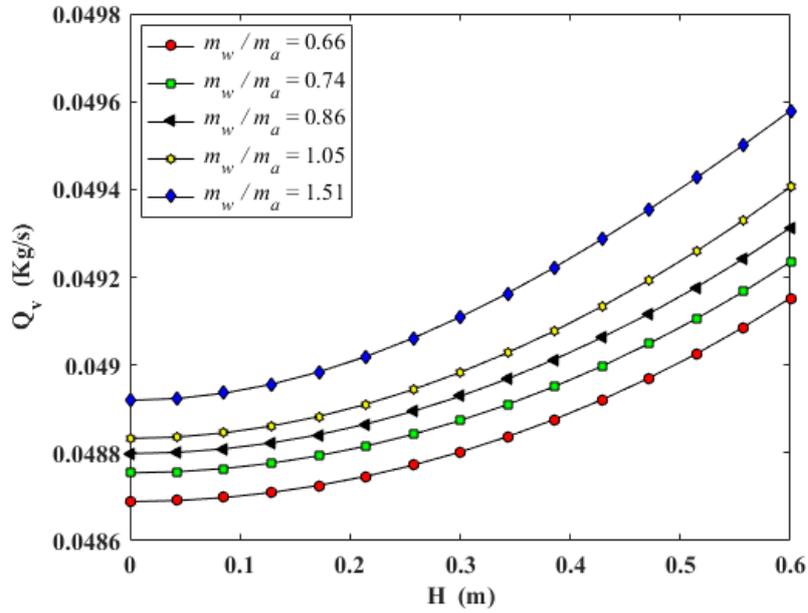


Fig.V.24 : Débit d'eau évaporé le long du garnissage pour différents rapports des débits massiques eau/air.

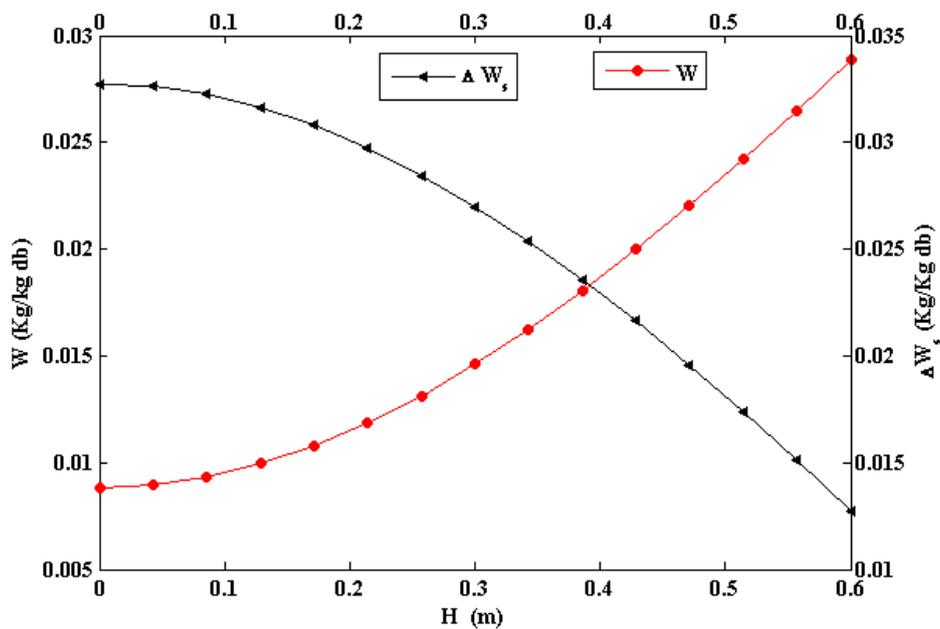
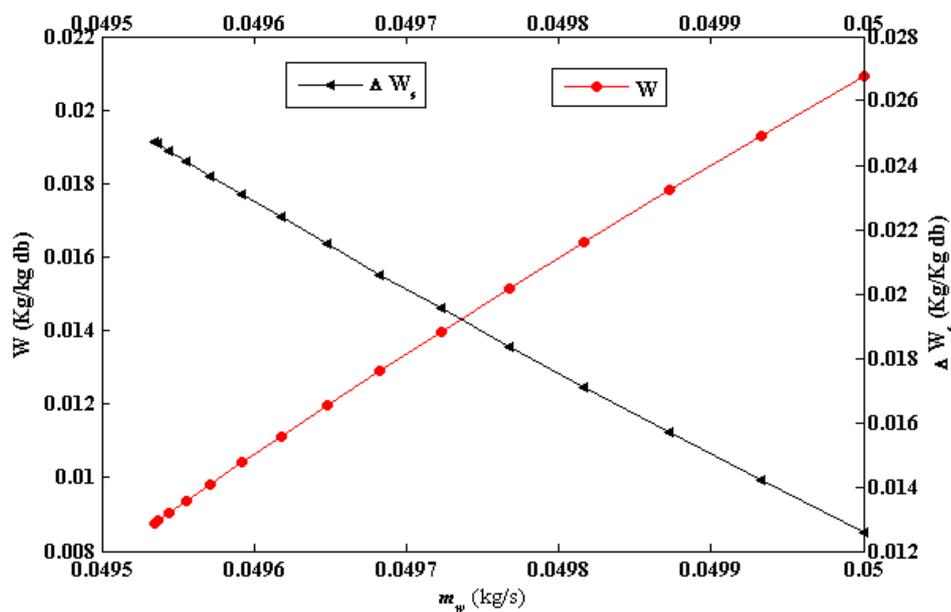


Fig.V.25 : Répartition d'humidité et du potentiel d'évaporation d'eau le long de la hauteur de garnissage.

Par conséquent, le potentielle d'évaporation commence à augmenter dans la partie supérieure (de la zone de garnissage) et accéléré dans cette région, lorsque l'humidité spécifique est faible.

Sur la figure V.26, on constate que la variation de l'humidité avec la distribution du débit massique de l'eau dans la zone de garnissage est une fonction linéaire de l'entrée à la sortie de l'eau. Dans cette figure, on peut également observer que le potentielle d'évaporation commence dans cette zone lorsque le débit d'eau est élevé (à l'entrée de pulvérisation), ce processus est dominé d'une façon continue le long de la zone de garnissage jusqu'à la sortie de l'eau. Alors dans ce cas on peut dire que la quantité d'eau perdue par évaporation à travers cette zone est évaluée par la différence des valeurs de débit massique d'eau de 0.050 à 0.0492 kg/s.

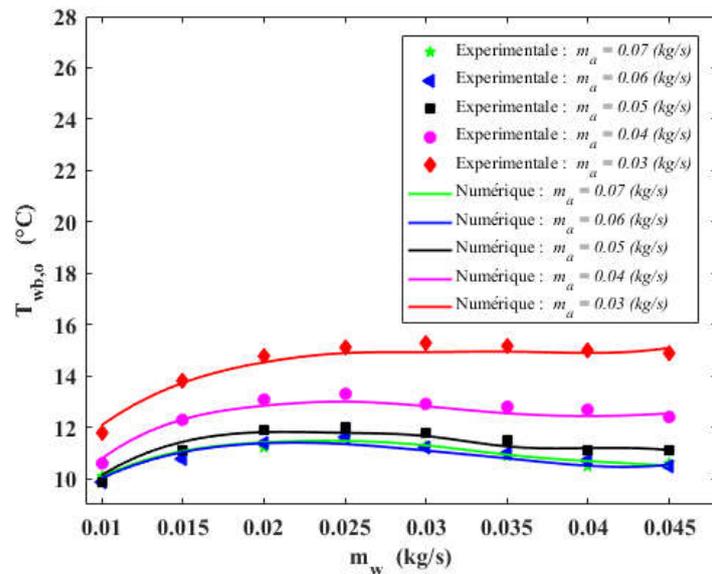


**Fig.V.26 :** Distribution de l'humidité spécifique et le potentielle d'évaporation avec le débit massique d'eau.

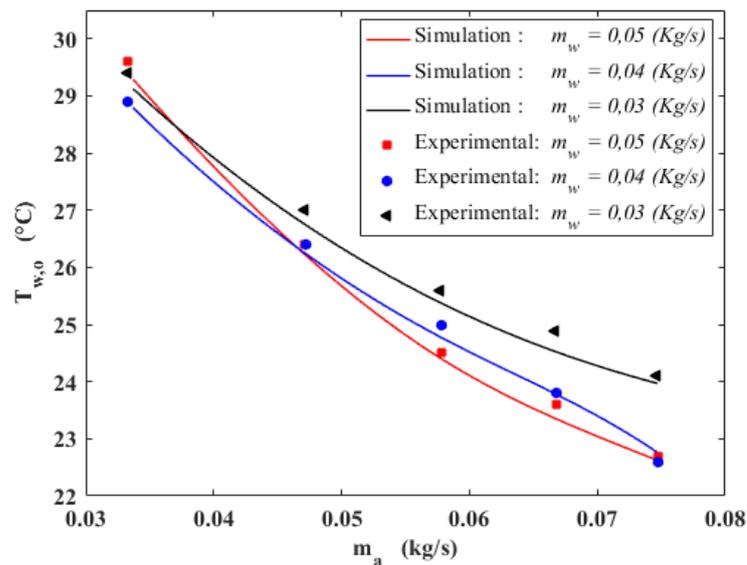
### V.3 Validation des résultats de simulation numérique par ceux issus de l'expérimentale

Les figures V.27, V.28, V.29 et V.30 représentent la comparaison des résultats de simulation contre les résultats expérimentaux des expériences menées sur la tour de refroidissement au laboratoire. La figure V.27 présente l'évolution de la température de l'eau à la sortie en fonction du débit massique de l'eau à l'entrée avec différents débits d'air à l'entrée. On remarque que la différence entre la température de l'eau à la sortie mesurée et simulée presque varie entre 0.042 °C et 1.015 °C pour les différentes valeurs de débit massique d'air à l'entrée. L'écart absolu moyenne des températures à la sortie pour les différentes valeurs des débits massiques d'air : 0.07 Kg/s, 0.06 Kg/s, 0.05 Kg/s, 0.04 Kg/s et 0.03 Kg/s respectivement est : 0.40 °C, 0.48 °C, 0.59 °C, 0.50 °C et 0.42 °C . Cette figure montre un parfait accord entre les valeurs simulées et expérimentales avec une erreur maximale à l'ordre de 2.46 % ce qui montre l'exactitude des résultats obtenus.

La figure V.28 présente l'évolution de la température de l'eau à la sortie avec le débit massique de l'air pour différents débits massique d'eau à l'entrée. Pour un débit massique d'eau à l'ordre de 0.03 kg/s, la différence de températures obtenues entre les résultats simulés et expérimentaux varient de 0.34 °C à 1.21 °C, avec une erreur relative maximale de l'ordre de 3.98 %. A partir cette figure, un parfait accord est observé entre les résultats expérimentaux et simulés. Les deux figures V.27 et V.28 présentent l'influence des débits d'air et d'eau sur la quantité de chaleur échangée. On constate que plus le débit est élevé, plus il y a de la chaleur échangée.



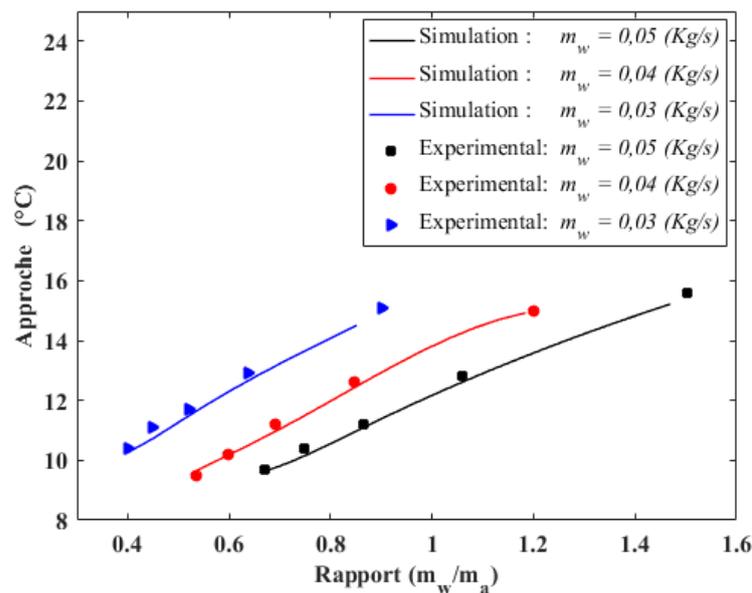
**Fig. V.27 :** Comparaison entre les températures de l'eau à la sortie expérimentale et simulée en fonction du débit massique d'eau pour différents débits d'air à l'entrée.



**Fig.V.28 :** Comparaison entre les températures de l'eau à la sortie expérimentale et simulée en fonction du débit massique d'air pour différents débits d'eau à l'entrée.

La figure V.29, montre la comparaison entre l'approche du thermomètre mouillé expérimentale et simulée en fonction du rapport de débits massique eau/air, pour différentes valeurs de débit massique d'eau. On peut noter que les différences de températures sont plus marquées dans les derniers points de mesure pour les trois débits massiques d'eau, avec une erreur relative maximum de 7.5 %. Cela peut être dû à l'instabilité de fonctionnement de la tour, ou bien à cause de la variation de la température ambiante. En plus les mesures ont été réalisées dans un endroit humide cela peut influencer la température de l'air humide à l'entrée.

Pour les autres points, un parfait accord est observé entre les résultats simulés et expérimentaux.

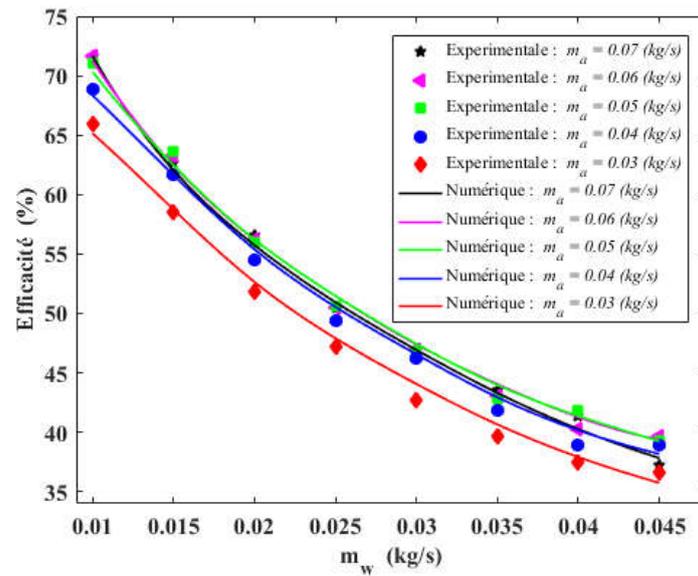


**Fig. V.29 :** Comparaisons entre l'approche du thermomètre mouillé expérimentale et simulée en fonction du rapport des débits massique eau/air pour différents débits d'eau à l'entrée.

Sur la figure V.30, on remarque pour un débit massique d'air à l'ordre de 0,05 [kg/s], la différence entre la valeur expérimentale et numérique de l'efficacité inscrit une erreur inférieure à 10%, Cela peut être dû à la faute relevée de la lecture de mesure pendant l'expérience. Notons toutefois que tous les écarts constatés sont de l'ordre de l'incertitude expérimentale.

L'incertitude des données d'essais expérimentaux et l'approximation de la présente simulation sont considérées un parfait accord, cela montre que le modèle mathématique utilisé pour le calcul de l'influence de certain paramètres sur les performances thermiques d'une tour, représente la situation de fonctionnement réelle.

Sur la figure V.30, on remarque pour un débit massique d'air à l'ordre de 0,05 [kg/s], la différence entre la valeur expérimentale et numérique de l'efficacité inscrit une erreur inférieure à 10%, Cela peut être dû à la faute relevée de la lecture de mesure pendant l'expérience. Notons toutefois que tous les écarts constatés sont de l'ordre de l'incertitude expérimentale.



**Fig.V.30 :** Comparaison entre l'efficacité thermique simulé et expérimentale en fonction de débit massique d'eau pour différentes débits massiques d'air.

L'incertitude des données d'essais expérimentaux et l'approximation de la présente simulation sont considérées un parfait accord, cela montre que le modèle mathématique utilisé pour le calcul de l'influence de certain paramètres sur les performances thermiques d'une tour, représente la situation de fonctionnement réelle.

**Tableau V.1 :** Comparaison des résultats numériques et des mesures expérimentales des états finaux de l'eau et de l'air sous des débits massiques variables d'air et d'eau.

Cas	$m_a$ Kg/s	$m_{w,i}$ Kg/s	$h_0$ (KJ/kg)	$W_0$ (Kg/kg)	Température d'entrée (°C)			Température à la sortie (°C)					
								Expérimental		Numérique		Erreur %	
					$T_{db,i}$	$T_{wb,i}$	$T_{w,i}$	$T_{db,o}$	$T_{w,o}$	$T_{db,o}$	$T_{w,o}$	$T_{db}$	$T_w$
01	0.075	0.045	26.722	0.00600	11.6	8.9	26.1	17.1	20.7	16.61	20.49	2.923	1.001
	0.075	0.030	28.999	0.00654	12.5	9.9	31.2	17.2	23.2	16.99	23.23	1.202	0.131
	0.075	0.020	29.933	0.00679	12.8	10.3	36.1	17.2	25.3	16.61	25.42	3.532	0.506
02	0.075	0.030	38.427	0.00878	16.2	13.7	33.8	20.8	25.3	20.32	25.61	2.353	1.224
	0.067	0.030	38.691	0.00880	16.4	13.8	35.7	21.9	26.2	21.37	26.67	2.468	1.777
	0.058	0.030	38.953	0.00879	16.7	13.9	36.5	22.8	26.9	22.46	27.25	1.488	1.305
	0.047	0.030	39.490	0.00892	16.9	14.1	38.2	24.7	28.1	24.24	28.39	1.864	1.023
03	0.075	0.050	36.593	0.00838	15.4	13	29.2	21.1	22.7	20.49	23.47	1.947	0.952
	0.067	0.050	37.113	0.00850	15.6	13.2	30	21.2	23.9	21.42	24.11	1.067	2.005
	0.058	0.050	37.372	0.00852	15.8	13.3	31.3	23.6	24.9	22.80	25.07	0.910	3.269
	0.047	0.050	38.164	0.00876	16	13.6	33.6	24.9	27.4	25.30	26.79	1.704	2.256
	0.033	0.050	38.955	0.00883	16.6	13.8	37.3	30.1	31.1	30.20	29.79	0.343	4.386

D'autre part, les résultats présentés dans le tableau V.1 ci-dessus montrent l'erreur relative des températures d'eau et d'air à la sortie de la tour, pour trois cas de mesures numériques et expérimentales. Sur ce tableau on remarque que l'erreur relative des températures entre les deux résultats (numérique et expérimentale) est inférieure à 5%. Par conséquent, il existe un bon accord entre les résultats numériques et expérimentaux.

Alors, il est noté que les erreurs produites peuvent être dues à la lecture de mesures expérimentales. Par conséquent, le modèle mathématique proposé pour l'évaluation de transfert de chaleur et de masse à l'intérieur au niveau du garnissage peut effectivement représenter la situation réelle d'une tour de refroidissement atmosphérique à contre-courant. Cela signifie que le programme de calcul développé pour cette approche numérique, peut être utilisé comme un outil d'optimisation de performances thermiques et aussi permet de mesurer les conditions de fonctionnement les plus favorables des tours de refroidissement.

#### V.4 Conclusion

La modélisation du comportement thermique d'une tour de refroidissement dépend de plusieurs paramètres tels que :

- L'écart de températures de refroidissement, la température d'eau à l'entrée,
- La variation de rapport des débits massiques de l'eau/l'air,
- L'approche du thermomètre mouillé.

Selon les conditions de fonctionnement, la mesure de l'efficacité d'une tour est prouvée par les températures de l'eau à la sortie.

D'après cette approche numérique nous permet de connaître plusieurs paramètres et facteurs qui peut influencer les résultats de la performance thermique, comme : les débits massiques d'air et d'eau, la charge de refroidissement, les températures de bulbe humide et sec de l'air et la température de l'eau.

Notons toutefois que tous les écarts constatés des paramètres thermiques obtenu dans cette approche est de l'ordre de l'incertitude expérimentale, aux hypothèses simplificatrices de calcul, peut-être aux corrélations utilisées pour le calcul des propriétés thermo-physiques de l'air.

D'autre part, il faut aussi tenir compte des causes d'erreurs de la lecture des mesures, qui ont plusieurs origines qui sont: l'erreur sur chaque mesure de températures provenant d'une part du thermomètre, et d'autre part de l'hétérogénéité de la température dans la section de mesure; et l'erreur provenant par exemple des fluctuations de température pendant la durée de l'essai et le pas du temps de mesure, il est nécessaire donc de tenir compte des impondérables, c'est-à-dire de l'influence de certains paramètres qui ne peut pas être chiffrée aussi bien que celle du débit d'eau, de conditions de l'air. Il s'agit par exemple de la vitesse du vent, des conditions d'emplacement de la tour.

## CONCLUSION GENERALE

Le travail présenté dans cette thèse est une contribution à l'étude du phénomène couplé de transfert de chaleur et de masse au sein d'une tour de refroidissement forcé à contre-courant. L'objectif principal de cette thèse est subdivisé en deux grandes parties :

- **Dans la première partie** une série d'expérimentations ont été menées sur une tour de refroidissement miniaturisée disponible au laboratoire de transferts thermiques à l'université 08 Mai 1945 à Guelma. Le but de ces expérimentations est de montrer d'une part l'influence des paramètres de fonctionnement tels que :
  - Le débit massique de l'eau, le débit massique de l'air,
  - La température de l'eau froide et
  - La température de l'air frais

sur les performances de la tour tels que

- La plage de refroidissement,
- L'approche humide,
- Le rendement de la tour,
- La capacité de refroidissement,
- La perte par évaporation,
- ...etc.

De l'autre part, c'est pouvoir déterminer les valeurs optimales de ces paramètres qui donnent les meilleures performances thermiques.

- **La deuxième partie** de la thèse s'intéresse à la modélisation numérique des phénomènes d'échanges de chaleur et de masse au sein de la tour. Deux modèles mathématiques ont été utilisés dans cette thèse, permettant de simuler la distribution de la température dans la zone de garnissage et de calculer les performances thermiques de la tour. Ainsi que l'estimation de débit de consommation d'eau, l'évaluation de la quantité d'eau perdue par évaporation et la détermination des caractéristiques de bon fonctionnement de la tour dans des conditions d'opération stables. Un programme en langage MATLAB<sup>®</sup> est développé pour résoudre numériquement le système d'équations différentielles couplées. Ce programme basé sur les données des essais expérimentaux, ainsi que sur les caractéristiques de la tour miniaturisée disponible au laboratoire. Les propriétés

thermodynamiques des deux fluides : Eau et air humide requises pour chaque étape de calcul sont tirées de la bibliographie.

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

- ☞ Le fonctionnement de la tour miniaturisée disponible au laboratoire est stable, et le régime permanent de ses paramètres physico thermiques est atteint après un bref délai de la mise en marche de la machine.
- ☞ L'augmentation du débit d'air et par conséquent la diminution de sa température contribue énormément à l'augmentation des performances de la tour. Alors que l'augmentation du débit d'eau et de sa température sert à chuter rapidement l'efficacité énergétique de la tour.
- ☞ La plage ou la gamme de refroidissement, l'une des plus importants critères de performance de la tour, augmente avec l'augmentation du débit massique d'air. Tandis qu'elle diminue avec l'augmentation du débit massique d'eau. Les valeurs les plus élevées de celle-ci sont atteintes pour de faibles valeurs du rapport :  $\dot{m}_{eau}/\dot{m}_{air}$ . En effet, la meilleure plage de refroidissement d'eau est obtenue lorsque la température d'air à l'entrée est faible et/ou à un débit d'eau est faible.
- ☞ Le potentiel d'évaporation entame le processus d'évaporation dans la zone de garnissage, lorsque le débit d'eau est élevé. Ce processus est accéléré dans cette zone lorsque l'humidité spécifique est diminuée.
- ☞ Le débit d'évaporation d'eau à travers la zone de garnissage est très faible par-rapport au débit massique d'eau, dont la quantité sera légèrement diminuée du haut vers le bas de garnissage, et verra sa magnitude en augmentation en raison de l'augmentation du rapport de débits massiques  $\dot{m}_{eau}/\dot{m}_{air}$ .
- ☞ L'augmentation de la hauteur de garnissage peut diminuer progressivement la distribution de la température d'eau du haut vers le bas. Celle-ci permet d'améliorer les processus d'échanges massiques et thermiques entre l'eau et l'air, ainsi que la performance thermique de la tour.
- ☞ La consommation d'eau à travers la zone de garnissage ou zone de contact décroît avec l'augmentation du débit massique d'eau lorsque le débit d'air est faible. Ainsi, la quantité d'eau évaporée est liée directement à la puissance thermique dissipée. Ce qui pourra influencer directement le régime de fonctionnement de la tour.
- ☞ Un bon choix d'une tour de refroidissement est étroitement lié à la meilleure exploitation de la surface d'échange (représentée par garnissage et sa hauteur), ainsi que la bonne gestion des contraintes thermiques dans la tour de refroidissement d'eau. Celle-ci doit être conçue d'après la plus haute température humide de l'environnement. Cette dernière à son tour imposera la performance thermique optimale.

*En perspectives*, nous dirons que beaucoup de travaux restent à effectuer pour la compréhension des phénomènes d'échanges de chaleur et de masse ainsi que pour l'amélioration des performances de la tour atmosphériques, on pourra citer quelques points comme :

- ☞ L'étude de l'impact et le choix du type des surfaces d'échange (garnissage) sur les performances de la tour.
- ☞ Vu la disponibilité de l'eau salée, elle pourra être utilisée comme fluide caloporteur au sein des tours à proximité de la mer. Des études portant sur de telles tours donneront une contribution technique importante pour ce type de machines.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] C. Robinson, "The design of cooling towers," *Mechanical Engineering*, vol. 45, no. 2, pp. 99-102, 1923.
- [2] Z. Zou and H. Gong, "Numerical analysis of solar enhanced natural draft dry cooling tower configuration," *Applied Thermal Engineering*, vol. 94, pp. 697-705, 2016.
- [3] [https://en.wikipedia.org/wiki/Tour\\_aéroréfrigérante](https://en.wikipedia.org/wiki/Tour_aéroréfrigérante), consulté le 15 janvier 2018.
- [4] <http://www.hamon-watersolutions.com/hamon-goup-55-en.php>, Consulté le 17 Décembre 2017.
- [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] W. Simpson and T. Sherwood, "Performance of small mechanical draft cooling towers," *Refrigerating Engineering*, vol. 52, no. 6, pp. 525-543, 1946.
- [9] 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.
- [10] N. V. Pavlyukevich, G. Gorelik, V. Levdansky, V. Leitsina, and G. Rudin, "Physical kinetics and transfer processes in phase transitions," *New York*, 1995.
- [11] C. Dumitras, *Calcul de la trajectoire d'un panache humide dans un environnement stratifié*. 2001.
- [12] J. E. Braun, "Methodologies for the design and control of central cooling plants," University of Wisconsin--Madison, 1988.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] 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.
- [16] 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.
- [17] 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.
- [18] W. Kirsner, "Chilled water plant design," *HEATING PIPING AND AIR CONDITIONING-CHICAGO-*, vol. 68, pp. 73-80, 1996.

- [19] H. A. SHRYOCK, "a comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance," 1961.
- [20] B. Halasz, "A general mathematical model of evaporative cooling devices," *Revue générale de thermique*, vol. 37, no. 4, pp. 245-255, 1998.
- [21] 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.
- [22] F. Genest, "Etude de la performance du refroidissement naturel indirect selon les conditions climatiques," 2000.
- [23] 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.
- [24] 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.
- [25] N. Milosavljevic and P. Heikkilä, "A comprehensive approach to cooling tower design," *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, no. 9, pp. 899-915, 2001.
- [26] A. N. Abdulla, "Design of Cooling Tower For Thermal Power Station," M.Sc Thesis Engineering, University of Technology BAGHDAD, 54, 2002.
- [27] 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. 41-59, 2002.
- [28] S. Fisenko, A. Petrushik, 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.
- [29] 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.
- [30] 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.
- [31] 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.
- [32] S. Fisenko, A. Brin, and A. Petrushik, "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.
- [33] P. Stabat and D. Marchio, "Simplified model for indirect-contact evaporative cooling-tower behaviour," *Applied Energy*, vol. 78, no. 4, pp. 433-451, 2004.
- [34] D. G. Kröger and J. Kloppers, "Cooling tower performance evaluation: markel, poppe, and e-NTU methods of analysis," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 127, pp. 1-7, 2005.
- [35] 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.
- [36] 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.
- [37] 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.

- [38] 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.
- [39] 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.
- [40] 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.
- [41] 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.
- [42] 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.
- [43] 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.
- [44] 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.
- [45] D. J. M. Jalil, D. T. K. Murtadha, and D. Q. S. Mehdi, "CFD Prediction of Forced Draft Counter-Flow Cooling Tower Performance," *Eng. &Tech. Journal*, vol. 28, no. 11, 2010.
- [46] 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.
- [47] 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.
- [48] 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.
- [49] 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.
- [50] T.-H. Pan, S.-S. Shieh, S.-S. Jang, W.-H. Tseng, C.-W. Wu, and J.-J. Ou, "Statistical multi-model approach for performance assessment of cooling tower," *Energy conversion and management*, vol. 52, no. 2, pp. 1377-1385, 2011.
- [51] 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.
- [52] 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.
- [53] E. Al-Bassam and G. Maheshwari, "A new scheme for cooling tower water conservation in arid-zone countries," *Energy*, vol. 36, no. 7, pp. 3985-3991, 2011.
- [54] 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.
- [55] 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.

- [56] W. Asvapoositkul and S. Treutok, "A simplified method on thermal performance capacity evaluation of counter flow cooling tower," *Applied Thermal Engineering*, vol. 38, pp. 160-167, 2012.
- [57] 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.
- [58] 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.
- [59] 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.
- [60] 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.
- [61] 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.
- [62] 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.
- [63] L. Dvořák and J. Nožička, "Counter-Flow Cooling Tower Test Cell," in *EPJ Web of Conferences*, 2014, vol. 67, p. 02024: EDP Sciences.
- [64] 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.
- [65] H. Ma, F. Si, Y. Kong, K. Zhu, and W. Yan, "A new theoretical method for predicating the part-load performance of natural draft dry cooling towers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 91, pp. 1106-1115, 2015.
- [66] R. FEIDT, "Réfrigérants atmosphériques. Tours aéroréfrigérantes indirectes," *Technique de l'ingénieur*, vol. BE8942, 10/10/2011.
- [67] J. Gloaguen and J. Lefebvre, "Technique de l'Ingénieur. L'expertise technique et scientifique de référence," *N2615*, 2007.
- [68] <http://lemondeetnous.canalblog.com/archives/2008/03/24/8440974.html>, 15 décembre 2017.
- [69] B. DALILA, "Étude et caractérisation des tours de refroidissement humides en convection forcée.," Magistère construction mécanique, Université de Batna, 2002.
- [70] <https://www.greenpeace.fr/action-emmanuel-macron-construisez-europe-sans-nucleaire/>, consulté 15/10/2017.
- [71] C. D. Aqua, "Cooling Tower Thermal Design Manual," 2000-2003.
- [72] "Water-cooling tower," ed: Google Patents, 1899.
- [73] S. H. Abu-Sitta and A. G. Davenport, "Earthquake design of cooling towers," *Journal of the Structural Division*, vol. 96, no. 9, pp. 1889-1902, 1970.
- [74] W. Zerna, W. Kraetzig, and I. Mungan, "Cooling tower practice in Germany: State of the art," *J. Energy Div.(Am. Soc. Civ. Eng.);(United States)*, vol. 108, 1982.
- [75] H. W. Stanford III, *HVAC water chillers and cooling towers: fundamentals, application, and operation*. CRC Press, 2011.

- [76] <http://www.mita-tech.it/fra/179-tours-de-refroidissement-a-circuit-ferm/463-thorie-et-fonctionnement-evaporative-cooling> [Online].
- [77] J. C. Hensley, *Cooling tower fundamentals*. Marley Cooling Tower Company, 1983.
- [78] P. P. Cole, D. P. Billington, and J. F. Abel, "Buckling of cooling-tower shells: State-of-the-art," *Journal of the Structural Division*, vol. 101, no. 6, pp. 1185-1203, 1975.
- [79] R. FEIDT, "Réfrigérants atmosphériques. Tours aéroréfrigérantes indirectes," *Technique DE l'ingénieur l'expertise technique et scientifique de référence*, vol. BE, pp. BE 8 942 – 1, 2011.
- [80] D. Kuehl and R. Haebler, "Organochlorine, organobromine, metal, and selenium residues in bottlenose dolphins (*Tursiops truncatus*) collected during an unusual mortality event in the Gulf of Mexico, 1990," *Archives of Environmental Contamination and Toxicology*, vol. 28, no. 4, pp. 494-499, 1995.
- [81] <https://www.rbq.gouv.qc.ca/salle-de-presse/les-grands-dossiers/tours-de-refroidissement-a-leau/la-legionella-et-linstallation-de-tours-de-refroidissement-a-leau.html> [Online].
- [82] D. Hantz, "Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires," *Guide technique du CETIAT*, p. 56, 2005.
- [83] <https://produits.xpair.com/innovation/efficacite-energetique-refroidissement-evaporatif-economie-eau.htm>, consulté le 15 septembre 2017.
- [84] *INSTRUCTION MANUAL " Water coolin tower" Enginering Teaching and Research Equipment*. UOP 6, 1982.
- [85] D. Krger, *Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: Vol. 2: Thermal-Flower Performance Evaluation and Design*. PennWell Corporation, 2004.
- [86] K. Solvason, "Phases du conditionnement de l'air," 1972.
- [87] i. Guy Perreault, "La Légionella et les tours de refroidissement – ce qu'il faut savoir!." Evap-Tech MTC inc, October 2012, p.^pp. Pages.
- [88] [http://www.dealec.fr/cat\\_name/ventilateur-centrifuge.aspx](http://www.dealec.fr/cat_name/ventilateur-centrifuge.aspx), consulté le 20 October 2017.
- [89] J. Kloppers and D. Kröger, "A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of crossflow wet-cooling towers," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 46, no. 8, pp. 785-806, 2004.
- [90] A. Klimanek, "Numerical modelling of natural draft wet-cooling towers," *Archives of Computational Methods in Engineering*, vol. 20, no. 1, pp. 61-109, 2013.
- [91] W. Minkowycz, E. M. Sparrow, J. Y. Murthy, and J. P. Abraham, *Handbook of numerical heat transfer*. John Wiley & Sons, Inc., 2009.
- [92] H. C. R. Reuter, "Performance evaluation of natural draught cooling towers with anisotropic fills," Stellenbosch: University of Stellenbosch, 2010.
- [93] F. Bošnjaković, *Technical thermodynamics*. Holt, Rinehart and Winston, 1965.
- [94] B. Czerska and Z. B. Srodowiskowej, "Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki," *Politechnika Śląska, Konarskiego*, vol. 18, pp. 44-101.
- [95] J. Kozioł and A. Stechman, *Przemysłowa woda chłodząca*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2007.
- [96] J. C. Kloppers and D. G. Kröger, "A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, no. 3, pp. 765-777, 2005.
- [97] F. Mebarek-Oudina, "Echangeurs de Chaleur ; Cours & Exercices corrigés.," *Editions Al-Djazair*, pp. 31-58, Janvier 2014.

- 
- [98] G. Ibrahim, M. Nabhan, and M. Anabtawi, "An investigation into a falling film type cooling tower," *International journal of refrigeration*, vol. 18, no. 8, pp. 557-564, 1995.
- [99] D. G. Kröger, *Air-cooled heat exchangers and cooling towers*. PennWell Books, 2004.
- [100] A. Handbook, "Cooling Tower," 1999.
- [101] E. Armfield, "BASIC water cooling tower, Engineering teaching and research equipment," Instruction manual 1993.
- [102] S. M. Zubair, "An improved design and rating analyses of counter flow wet cooling towers," *Journal of Heat transfer*, vol. 123, no. 4, pp. 770-778, 2001.
- [103] M. Lemouari and M. Boumaza, "Experimental investigation of the performance characteristics of a counterflow wet cooling tower," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, no. 10, pp. 2049-2056, 2010.
- [104] P. Hilton, "Experimental Operating and Maintenance Manual," *Thermal Conductivity of Liquids and Gases Unit H*, vol. 111, 1994.
- [105] E. Kara, "Heat and mass transfer analysis of a counter flow cooling tower under various air and water flow arrangements," *Yüksek Lisans Tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana*, 2010.
- [106] M. Lemouari, M. Boumaza, and A. Kaabi, "Experimental analysis of heat and mass transfer phenomena in a direct contact evaporative cooling tower," *Energy conversion and management*, vol. 50, no. 6, pp. 1610-1617, 2009.
- [107] S. M. El-Marsafy, "Report on Electrical energy equipment."
- [108] D. W. Green and R. H. Perry, "Perry's chemical engineers' handbook," ed: McGraw-Hill Professional, 1999.
- [109] R. Ramkumar and A. Ragupathy, "Thermal performance of forced draft counter flow wet cooling tower with expanded wire mesh packing," *International Journal on Technical and Physical Problems of Engineering*, vol. 3, no. 6, pp. 19-23, 2011.
- [110] S. Bedekar, P. Nithiarasu, and K. Seetharamu, "Experimental investigation of the performance of a counter-flow, packed-bed mechanical cooling tower," *Energy*, vol. 23, no. 11, pp. 943-947, 1998.
- [111] H. Marmouch, J. Orfi, and S. B. Nasrallah, "Experimental study of the performance of a cooling tower used in a solar distiller," *Desalination*, vol. 250, no. 1, pp. 456-458, 2010.