

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou

Faculté du génie de la construction

Département de génie mécanique



MÉMOIRE

DE FIN D'ÉTUDES

*EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE
MASTER ACADEMIQUE EN GENIE MECANIQUE*

OPTION : Master énergétique

Thème

ETUDE PARAMÉTRIQUE D'UNE TOUR DE REFROIDISSEMENT D'EAU

Dirigé par
M^r: R.NEBBALI

Etudié par :
M^{elle}: KHALFOUNI LOUIZA

PROMOTION: 2011/2012

Remerciements

Tout d'abord je remercie Dieu tout puissant qui m'a donné la volonté, la force et la patience pour élaborer ce travail, ainsi que mes parents et mon frère Karim, qui m'ont aidé durant toute la période de mes études.

Je tiens à remercier mon promoteur Monsieur R.NEBBALI pour avoir dirigé, suivi constamment le progrès de ce mémoire, et pour son soutien permanent.

Que, messieurs le président et les membres du jury trouvent ici l'expression de ma gratitude pour m'avoir fait l'honneur de juger ce mémoire.

Enfin je tiens à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire de fin d'études ainsi que tous mes ami(e)s qui m'ont soutenu durant ce travail.

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail à :

Mon père

Ma mère

Mes frères et mes sœurs

Mes amis (es)

Tous ceux qui me sont chers (es)

Sommaire

Introduction Générale :

Chapitre I : Généralités sur les tours de refroidissement

I.1.	Introduction.....	2
I.2.	Classification des tours de refroidissement.....	2
I.2.1.	Classification suivant la nature des échanges.....	2
	a- Tours de refroidissement humide.....	2
	b- Tours de refroidissement sèches.....	2
	c- Tours de refroidissement sèches/humides (hybrides).....	3
I.2.2.	Classification suivant le mode de refroidissement de l'eau.....	4
	a- Tour de refroidissement à circuit ouvert.....	4
	b- Tour de refroidissement à circuit fermé.....	4
I.2.3.	Classification suivant l'appel d'air	5
	a- Tour de refroidissement à ventilation naturelle.....	5
	b- Tour de refroidissement à tirage mécanique.....	5
I.2.4.	Classification suivants la circulation d'air.....	6
	a- Courants parallèles	6
	b- Contre courants.....	6
	c- Ecoulement à courants croisés.....	6
I.3.	Principe de fonctionnement.....	9
I.4.	Éléments essentiels d'une tour de refroidissement.....	10
I.4.1.	Corps d'échange.....	10
I.4.2.	Séparateurs de gouttelettes.....	11
I.4.3.	Le bassin de récupération d'eau refroidie	12
I.4.4.	Le ventilateur.....	12
I.4.5.	Rampes de pulvérisation.....	13
I.5.	Conclusion.....	14

Chapitre II : Relations et définitions relatives de l'air humide

II.1.	Introduction.....	15
II.2.	Caractéristique thermodynamique de l'air.....	15
II.2.1.	Loi de Dalton.....	15
II.2.2.	Capacité thermique massique de l'air humide.....	16
II.2.3.	Enthalpie massique de l'air	16
II.2.4.	Humidité absolue.....	17
II.2.5.	Humidité relative.....	18
II.2.6.	Degré de saturation (taux de saturation).....	19
II.2.7.	Pression de saturation de l'air humide.....	19
II.2.8.	Température caractéristique de l'air humide.....	20
	a- Température sèche.....	20
	b- Température humide	20
	c- Température de rosée.....	20
II.3.	Caractéristiques physique de l'air.....	21
II.3.1.	Masse volumique	21
II.3.2.	Volume massique (spécifique).....	22
II.3.3.	Conductivité thermique de l'air humide.....	22
II.4.	Diagramme de l'air humide.....	23
	a- Diagramme de Mollier	23
	b- Diagramme de Carrier.....	23
II.5.	Conclusion.....	24

Chapitre III : Modélisation des échanges thermiques air humide-eau

III.1. Introduction.....	25
III.2. Théorie de base.....	25
III.2.1. Hypothèses simplificatrices.....	25
III.2.2. Equations associées.....	26
III.2.2.1. Conservation de masse et de l'énergie.....	27
III.2.2.2. Transfert de masse.....	29
III.2.2.3. Transfert de chaleur.....	30
III.2.2.4. Bilan global d'une tour de refroidissement.....	30
III.2.3. Formulation simplifiée : méthode de MERKEL.....	32
III.2.3.1. Hypothèses.....	32
III.2.3.2. Relations.....	33
III.2.3.3. Formulation.....	33
III.3. Méthodes de calculs.....	34
III.3.1. Dimensionnement de la tour.....	34
III.3.1.1. Droite de fonctionnement.....	34
III.3.1.2. Nombre de Merkel – Première approche.....	37
III.3.1.3. Nombre de Merkel – Deuxième approche.....	38
III.3.1.3. Nombre de Merkel – Troisième approche.....	40
III.3.1.4. Nombre de Merkel – Quatrième approche.....	41
III.3.2. Méthode NUT.....	42
III.4. Conclusion.....	44

Chapitre VI : Simulation numérique

IV.1. Introduction.....	45
IV.2. Données de la simulation.....	45
IV.3. Résultats et interprétation.....	48
IV.3.1.Méthode de Merkel	48
I.V.3.1.1. Distribution des températures de l'eau et de l'air dans l'échangeur.....	52
• Température de l'eau	52
• Température de l'air	52
IV.3.1.2. Transfert de chaleur totale.....	52
IV.3.1.3. Humidité absolue et relative.....	52
IV.3.1.4. Variation de débit d'air et de la hauteur d'empilage.....	53
• En fonction de la section de passage.....	53
• En fonction du débit d'eau.....	53
IV.3.2. Méthode de NUT	54
IV.3.2.1. Influence du débit d'eau.....	56
IV.3.2.1. Influence du débit d'air.....	57
IV.3.2.1. Influence de la section de passage.....	57
IV.3.2.1. Influence de la hauteur	57
IV.3.2.1. Influence du climat.....	57
IV.4. Conclusion.....	58
Conclusion générale.....	59

Annexe

Bibliographie

<u>Symbole</u>	<u>Désignation</u>	<u>Unité</u>
a	surface d'échange par unité de volume	[m ⁻¹]
C_p	capacité calorifique	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
h	enthalpie massique	[kJ/kg]
H	hauteur de corps d'échange	[m]
HR	humidité relative	[%]
l_v	chaleur latente de vaporisation	[kJ/kg]
M_w	débit d'eau	[kg/s]
M_a	débit d'air	[kg/s]
m	masse	[kg]
m_x	fraction massique	[kg _{ve} /kg _{ah}]
N_{Le}	nombre de LEWIS	[-]
P	pression	[Pa]
Q	puissance thermique calorifique	[J/s]
S_0	section de passage	[m ²]
S_e	surface d'échange	[m ²]
T	température	[K]
V	volume	[m ³]
V_m	volume massique	[m ³ / kg _{as}]
w_a	humidité absolue	[-]
W	travail	[J/s]
x_{ve}	pourcentage de la vapeur d'eau	[%]
ρ	masse volumique de l'air humide	[kg/m ³]
λ	Conductivité thermique de l'air humide	[W/m.K]
δ_w	Coefficient de transfert de masse	[kg/m ² .s]
α_a	Coefficient de transfert de chaleur par convection	W/m ² .°C
Ψ	Degré de saturation	[%]

<u>Indices</u>	<u>Signification</u>
ah	Air humide
as	Air saturé
ve	Vapeur d'eau
tang	Tangent

Introduction générale

Le principe d'évaporation de l'eau pour refroidir l'air est l'une des méthodes les plus anciennes que l'homme ait utilisée pour réaliser son confort dans les régions à climats chauds ou arides.

Les processus industriels s'accompagnent généralement d'émission de chaleur provenant du traitement des produits chauds (sidérurgie, plasturgie, automobile,...), de la condensation (centrales électriques, distilleries,...), de la transformation en chaleur d'énergie mécanique ou de la réaction exothermiques (gaz industriels, chimie, verreries,...).

Ces quantités de chaleur (dénommées "chaleur perdue") doivent donc être évacuées vers une source froide qui doit être à la température la plus basse possible afin d'obtenir un rendement optimal de l'installation.

Les circuits de refroidissement commandent ces températures en transférant la chaleur à partir des fluides de processus chaud dans l'eau de refroidissement. Pendant que cela se produit, l'eau de refroidissement elle-même devient chaude. Avant qu'elle puisse être employée encore, elle doit être remplacée par un approvisionnement frais.

En effet, la limitation des cites d'eau résulte une difficulté à satisfaire les besoins en eau de tous les usages, donc ce n'était pas possible de remplacer l'eau de refroidissement à chaque fois. La solution est de réutiliser de nouveau cette quantité d'eau ayant servi préalablement au refroidissement.

Cette première idée pour réutiliser l'eau fut d'employer l'effet d'évaporation pour évacuer la chaleur dans l'atmosphère. Les bassins refroidisseurs d'eau par aspersion furent l'un des premiers dispositifs utilisés pour tirer partie de cet effet. L'évacuation de chaleur d'eau du bassin dépendait des mouvements naturels d'air ; aussi les apports externes de chaleur rendent cette méthode inefficace.

Confrontée à ces problèmes, l'équipement moderne utilisé pour effectuer cette opération, (refroidissement de l'eau par l'effet d'évaporation), est la tour de refroidissement.

Cette étude est consacrée à une tour de refroidissement humide fonctionnant à contre courant avec ventilation. Elle se fera selon la démarche suivante :

Le premier chapitre englobe des descriptions et des généralités relatives aux tours de refroidissement. Le second est consacré aux relations et définition relatives à l'air humide. Quant au troisième chapitre il est réservé au calcul des échanges de chaleur et de masse caractérisant le fonctionnement de ce système, dont le résultat est de développer plusieurs méthodes de calculs. Les résultats obtenus feront l'objet du dernier chapitre présenté sous forme de courbes avec des commentaires et des interprétations.

1. Introduction [13]

Une tour de refroidissement, également dénommées refroidisseurs atmosphérique ou encore cooling tower, est un échangeur par lequel on prélève de la chaleur de l'eau en mettant cette eau en contact avec de l'air. Les quantités de chaleur à évacuer étant importantes donc les systèmes de refroidissement doivent être prévus en conséquence. Ceci implique l'usage de quantité de fluide caloporteur (eau) considérable.

La disponibilité en qualité et en quantité de cette eau justifiera le choix de l'un des types de ces échangeurs.

2. Classification des tours de refroidissement :

Il existe plusieurs critères de classement des tours de refroidissement. Par mieux on cite :

2.1. Classification suivant la nature des échanges

a- Tours de refroidissement humide :

Le refroidissement évaporatif (Fig.1-a), est basé sur le contact direct entre l'air et l'eau. L'air avide d'humidité, évapore une partie de l'eau à refroidir en prélèvent la « chaleur latente de vaporisation » qui conduit au refroidissement recherché [6]. Par ce principe, la température de sortie de l'eau avoisinerait la température humide de l'air [10].

Cependant, ce type d'installation nécessite un traitement d'eau pour assurer le bon fonctionnement et aussi réduire les défauts majeurs rencontrés (coût d'entretien, calcaire, algue, corrosion et bien sûr légionellose).

b- Tours de refroidissement sèches :

Dans ce cas (Fig.1-b), il n'y a aucun contact physique entre le fluide refroidi (eau) et le refroidisseur (air). Le transfert de chaleur se fait à travers une paroi qui sépare les deux fluides, l'eau circule à l'intérieur des tubes d'un échangeur alors que l'air ambiant brasse l'échangeur du côté extérieur [1].

Ce type de système s'applique principalement dans le domaine de la climatisation pour des puissances relativement faibles, aussi lorsque la quantité d'eau disponible sur site est limitée. En effet, on ne peut pas avoir des températures de refroidissement aussi basses que celles obtenues par refroidissement évaporatif [10]. Par ailleurs, ce type de tours de refroidissements est réalisable beaucoup plus sous des climats froids ou en période hivernale pour lesquels la température de l'air ambiant est inférieure à la température de l'eau à atteindre.

c- Tours de refroidissement sèches/humides (hybrides) [11]

Une tour hybride (Fig.1-c), allie les deux modes refroidissement sec et humide, constituée d'une batterie sèche située au sommet de la tour couplée à un corps d'échange sur lequel l'eau à refroidir est pulvérisée.

Ce choix se justifie par considérations environnementales qui limitent par exemple la consommation d'eau en été ou la formation d'un panache de vapeur condensée par temps humide et froid en hiver.

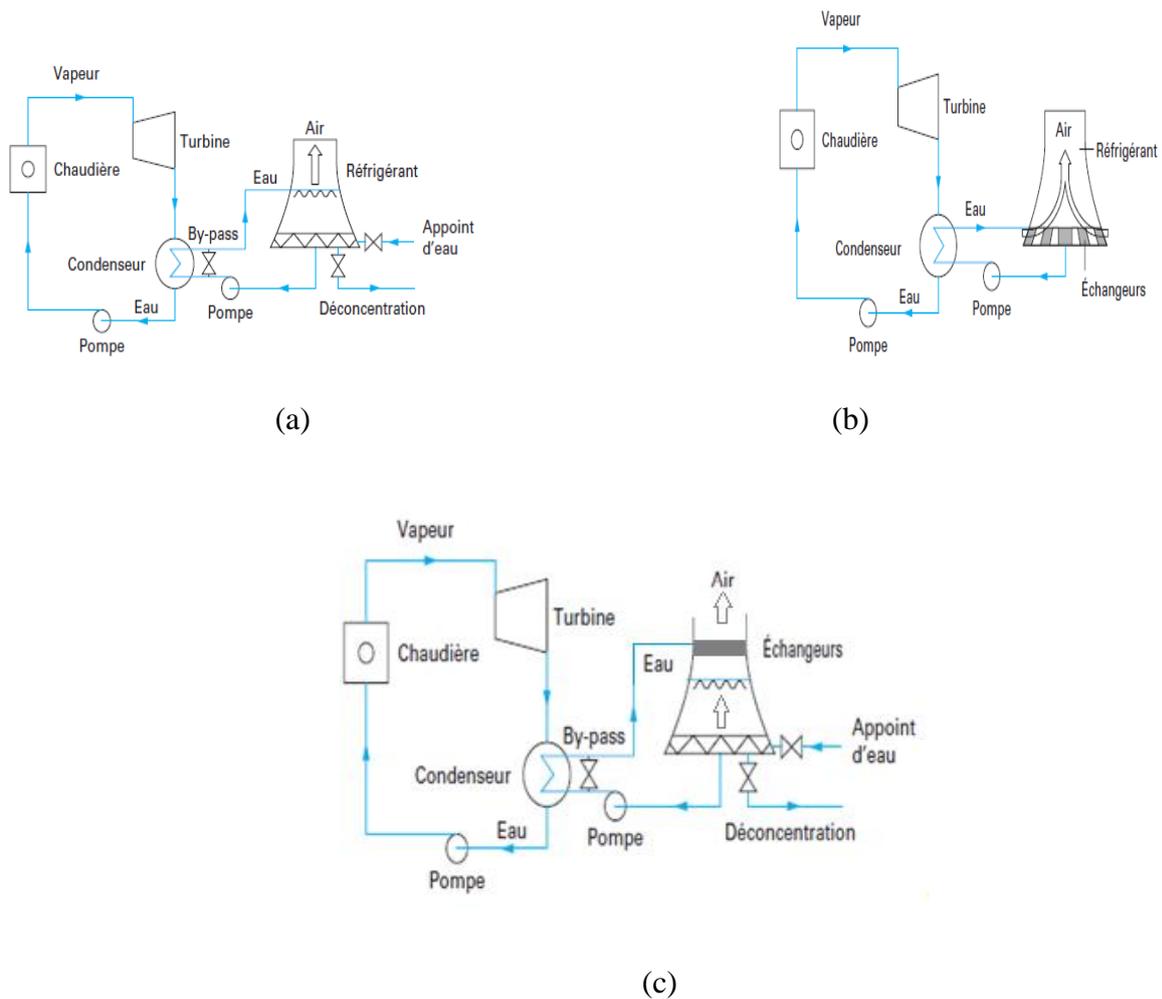


Figure (I-1) : Types de tours de refroidissement selon la nature d'échange

2.2. Classification suivant le mode de refroidissement de l'eau

a- Tour de refroidissement à circuit ouvert

Ce type d'installation (Fig.2-a), ne requiert pas un échangeur intermédiaire, l'eau chaude en provenance de l'installation à refroidir est directement pulvérisée en fine gouttelettes dans une tour de refroidissement pour assurer son refroidissement.

b- Tour de refroidissement à circuit fermé

Dans ce système (Fig.2-b), l'eau à refroidir, en provenance d'un condenseur ou d'une quelconque installation qu'elle refroidie, traverse un échangeur de chaleur intermédiaire alimenté à contre courant par de l'eau froide en provenance d'une tour de refroidissement. On distingue alors deux circuits d'eau :

- Un circuit dit primaire dans lequel circule, en circuit fermé, l'eau de refroidissement des installations annexes.
- Un circuit dit secondaire, véhiculant de l'eau en circuit ouvert dans une tour de refroidissement, qui assure le refroidissement de l'eau en circulation dans le circuit primaire.

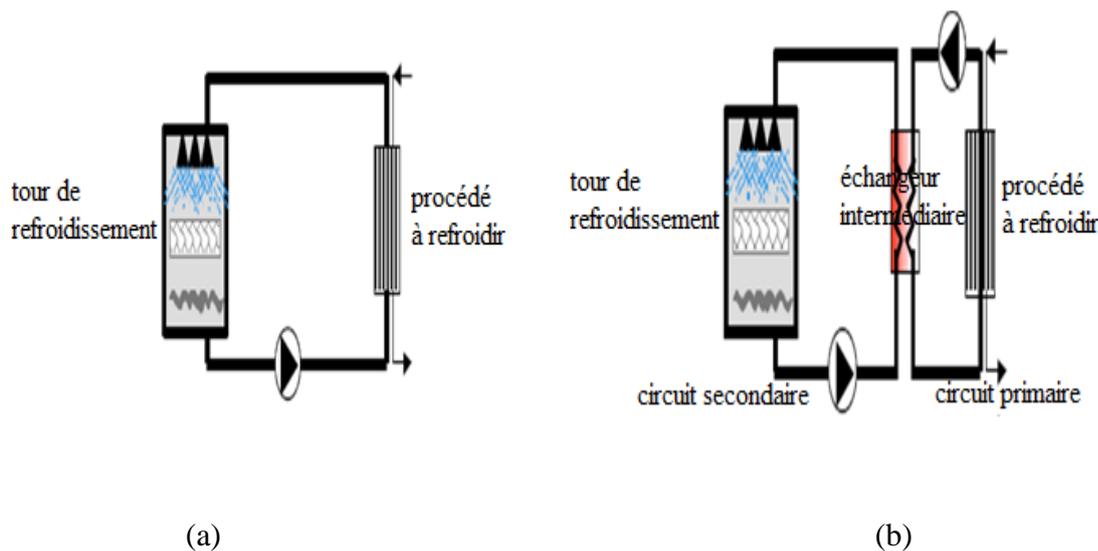


Figure (I-2) : Types de tours selon le mode de refroidissement de l'eau

2.3. Classification suivant l'appel d'air [5, 6]

a- Tour de refroidissement à ventilation naturelle

Pour ce type T.R à tirage naturelle (Fig.3-a), le courant d'air est provoqué naturellement par la différence de températures entre l'air ambiant et l'air plus chaud à l'intérieure de la T.R. En effet, l'air chaud chargé en humidité entame son ascension vers le sommet de la tour. L'air extérieur, frais et plus lourd, est alors aspiré du côté inférieur de la tour. Ce mode de circulation est exploité dans de grandes tours utilisées par les centrales électriques. Les débits d'air circulant dans ces tours peuvent atteindre $30\ 000\text{m}^3/\text{s}$ pour un diamètre de base d'environ 130m et une hauteur de plus de 160m [13]. Son exécution dépend en grande partie de la direction et de la vitesse du vent. Bien que son fonctionnement ne nécessite pas un apport considérable en énergie électrique, sa puissance thermique reste relativement modeste.

b- Tour de refroidissement à tirage mécanique

En raison des difficultés et coûts énormes de construction de grandes TR à tirage naturelle, les constructeurs ont préféré les remplacer par de petites tours. Cependant, la différence de densité de l'air dans ces tours ne suffit pas à assurer le tirage naturel, des ventilateurs veillent alors à renouveler l'air en son sein. On parle alors de convection forcée.

Il y a deux classes différentes de tours à tirage mécanique:

- **Les tours à tirage forcé (obligatoire)** : elle a un ou plusieurs ventilateurs situés à la base de la tour (Fig.3-b). Lors du fonctionnement, les ventilateurs génèrent des vitesses réduites de courants d'air horizontaux puis verticaux.
- **Les tours à tirage induit** : Elles disposent d'un ou plusieurs ventilateurs placés au sommet de la tour (Fig.3-c). Ils permettent l'évacuation de l'air à vitesses conséquentes et limite le retour d'air en sortie qui peut réduire l'efficacité de refroidissement de la TR.

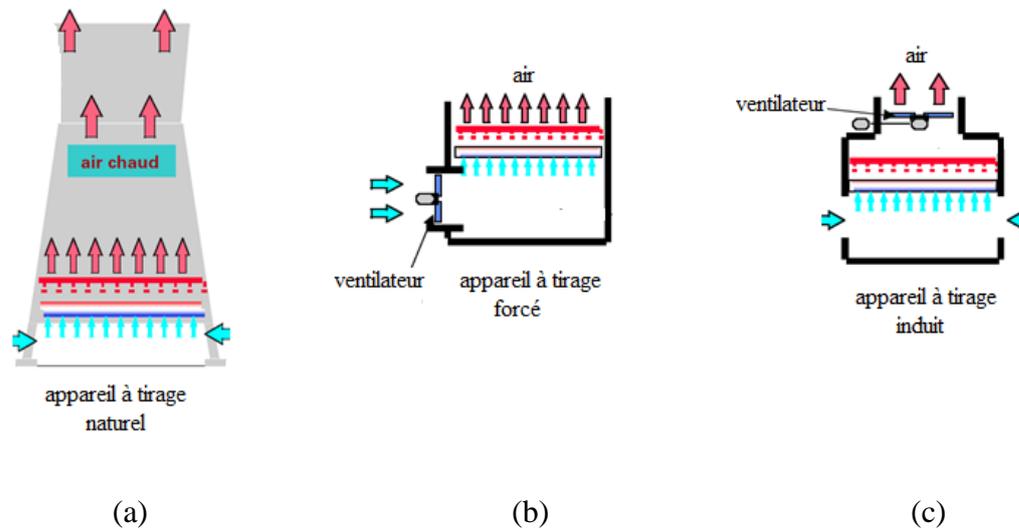


Figure (I-3) : Types de tour selon l'appel d'air

2.4. Classification suivant la circulation d'air

- a- **Courants parallèles** : dans ce cas, l'eau et l'air s'écoulent verticalement dans la tour et dans le même sens (de haut en bas).
- b- **Contre courants** (Fig.4-a), : dans ce type d'écoulement, l'air est animé d'un mouvement ascendant à travers le corps d'échange, alors que l'eau ruisselle de haut en bas sur ce même corps. Cette configuration est la plus répandue car elle procure à la tour une meilleure efficacité.

Les modèles de calculs développés pour ces deux configurations d'écoulements, sus citées, sont unidimensionnels.

- c- **Écoulement à courants croisés** (Fig.4-b) : l'air circule horizontalement alors que l'eau, pulvérisée en fines gouttelettes, chute librement. Cette configuration d'écoulement implique un modèle de calcul bidimensionnel.

Généralement on rencontre dans les tours de refroidissements soit des écoulements à contre courants, soit à courants croisés. Cependant, le fonctionnement à contre-courant offre 25% de plus d'efficacité [10].

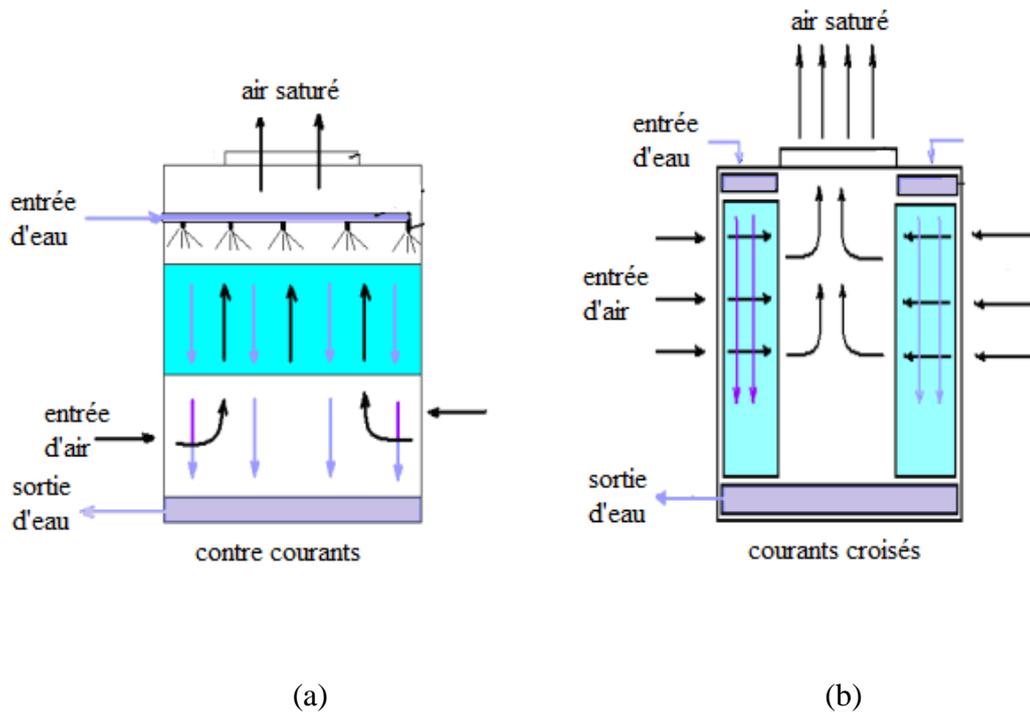


Figure (I-4) : Types de tours selon la circulation d'air

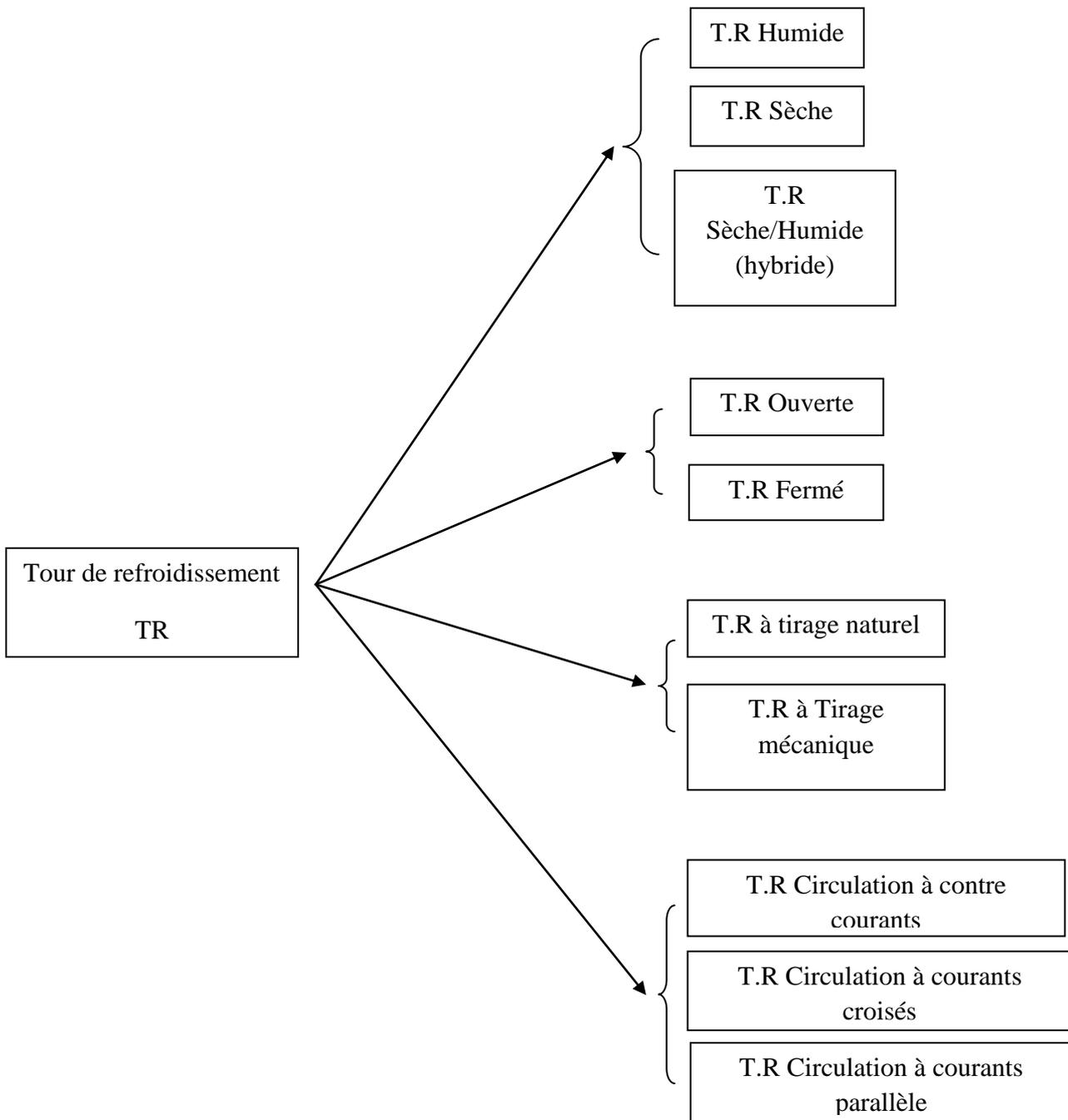


Figure (I-5) : Classification des tours de refroidissement

En pratique la tour de refroidissement humide, fonctionnant en circuit ouvert avec tirage mécanique à contre courants, est la plus répandue. C'est pourquoi notre étude s'articulera autour de celle-ci.

3. Principe de fonctionnement

Le refroidissement évaporatif est basé sur le contact direct entre l'air et l'eau du procédé à refroidir. L'air avide d'humidité, évapore une partie de l'eau à refroidir en prélevant la chaleur latente de vaporisation, (complété par des échanges par convection entre l'eau et l'air). Le principe physique est l'évaporation de l'eau au contact de l'air. Théoriquement, l'évaporation de 1kg d'eau demande une quantité de chaleur d'environ 600 kcal dans les conditions « normales ». [3]

Pour que l'eau et l'air entrent en contact direct à contre courant, la tour fonctionne de la manière suivante :

L'eau chaude en provenance d'une installation annexe (par exemple un condenseur) arrive à la tour au point 1 (Fig. 6). Grâce à une tuyauterie de distribution (2), elle est acheminée vers des buses où elle est pulvérisée (3) en fines gouttelettes. Ces dernières ruissellent par gravité de haut en bas le long de l'empilage (4) à travers lequel une infime partie de l'eau s'évapore au contact de l'air ascendant qui est aspiré par des ventilateurs (8) à partir de l'entrée (7). L'eau non évaporée mais refroidie est recueillie dans le bassin de récupération (5) alors que les gouttelettes en suspension dans l'air à la sortie de la tour sont récupérées par le séparateur de gouttes (9) avant d'être rejeté vers l'extérieur (10). Enfin l'eau est stockée et réintroduite en (6) dans l'installation annexe à refroidir. Par ailleurs, les pertes en eau sont compensées par une arrivée d'eau d'appoint contrôlée par le flotteur (11).

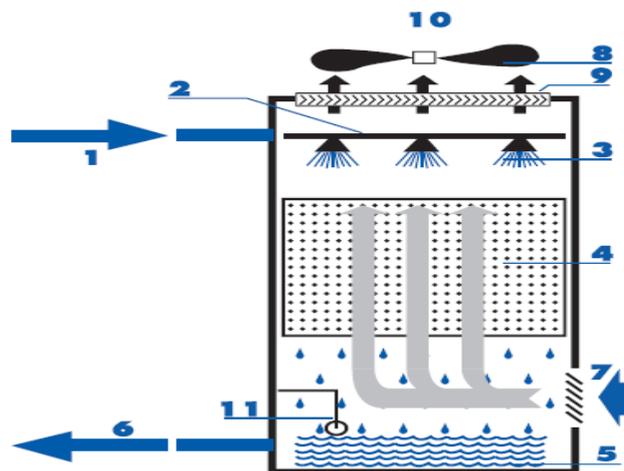


Figure (I-6) : Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement humide

4. Eléments essentiels d'une tour de refroidissement

4.1. Corps d'échange [11, 13]

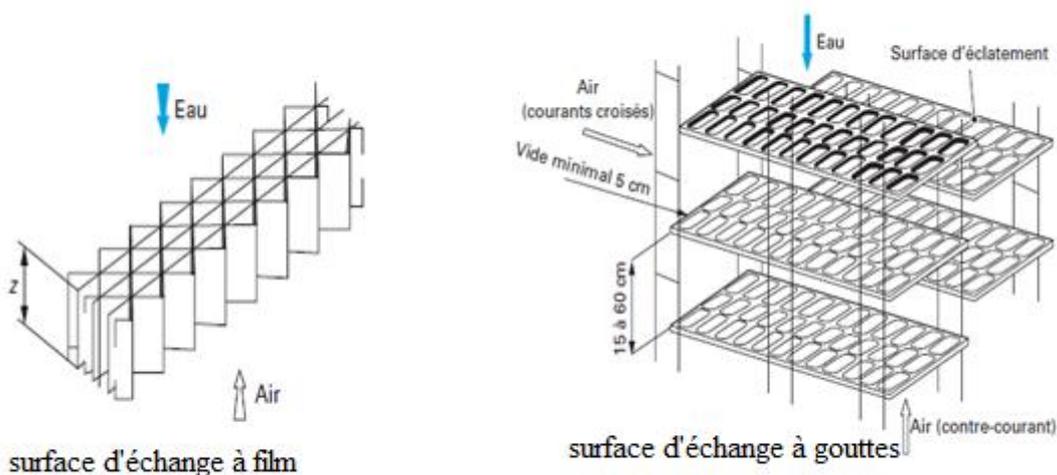
Le corps d'échange ou garnissage encore appelé « packing » ou encore empilage, est le composant le plus important d'une tour de refroidissement. Il est défini comme étant la zone de la tour dans laquelle l'eau est mise directement en contact avec l'air grâce à une surface de contact (dite surface de ruissellement). Selon le type de ces surfaces, on distingue :

a. Des surfaces d'échanges à film (Fig.7-a), composée par des parois minces en plastique et étroitement alignées. Elles assurent la formation d'une couche mince d'eau qui s'évapore au contact de l'air. Ces surfaces peuvent être planes, ondulées, alvéolée...etc.

b. Des surfaces d'échanges à gouttes (Fig.7-b), ce système, moins utilisé. L'eau s'écoule en chute libre dans la TR, l'air pouvant circuler à contre courant ou à courant croisés. Elle est arrêtée périodiquement par des éléments horizontaux appelés surfaces d'éclatement et destinés à freiner sa chute et à la faire éclater en fines gouttelettes

Le corps d'échanges (Fig.7-c), doit assurer le meilleur contact entre l'eau et l'air, son choix est dicté par les considérations suivantes [13] :

- Augmenter au maximum le temps de chute de l'eau pour prolonger le temps de contact air/eau.
- Etaler ou fractionner l'eau le plus possible pour obtenir une surface d'échange importante.
- Présenter au passage de l'air une faible résistance pour limiter la puissance de ventilation en tirage mécanique.



(a)

(b)



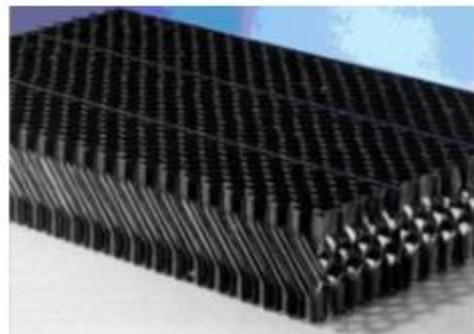
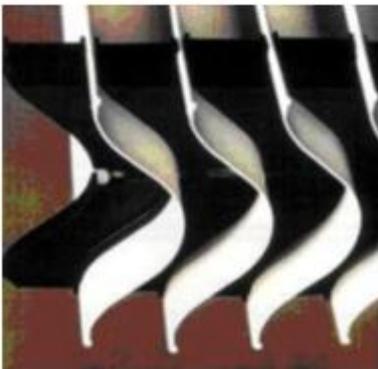
(c)

Figure (I-7) : Types de corps d'échanges

4.2. Séparateurs de gouttelettes, encore appelé éliminateur de gouttes :

Les séparateurs de gouttelettes (ensemble de chicanes) (Fig.8), installés en sortie d'air de la tour, sont conçus pour récupérer les gouttelettes d'eau entraînées dans cet air (empêcher l'entraînement vésiculaire).

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

**Figure (I-8) :** Exemple de séparateur de gouttelettes

4.3. Le bassin de récupération d'eau refroidie

Il est situé à la partie basse de la tour servant à recevoir l'eau refroidie. Cet élément (Fig.9), étanche comprend un point de vidange, une purge de déconcentration, ainsi qu'une arrivée d'eau d'appoint qui a pour rôle de maintenir constant le débit d'eau dans la tour [11, 13].

Les bassins sont généralement en acier galvanisé, inox, polyesters ou en béton (pour les applications industrielles de puissances thermiques supérieures à 4 MW). Les bassins en plastique sont généralement limités à de petites tours pour des raisons structurales.

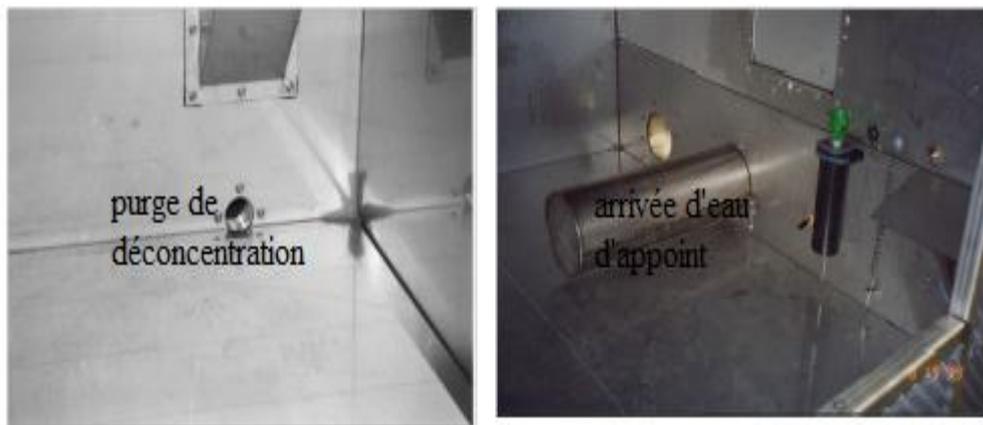


Figure (I-9) : Exemples de bassin de rétention avec point de vidange

4.4. Le ventilateur

Ce sont des appareils qui assurent la ventilation forcée des tours de refroidissements et améliorent les échanges de chaleur entre l'air et l'eau. Ils peuvent être situés à la partie supérieure ou inférieure de la tour. Deux types de ventilateurs sont utilisés sur les tours de refroidissement :

- les ventilateurs axiaux (Fig.10-a),
- les ventilateurs centrifuges (Fig.10-b).

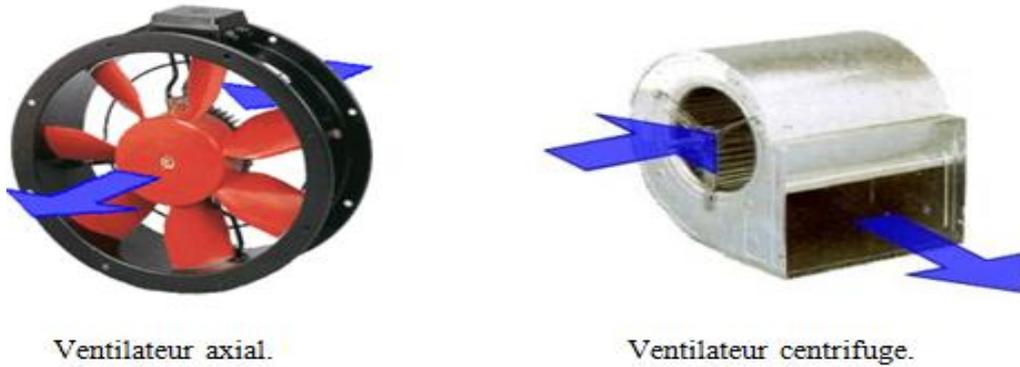


Figure (I-10) : Types de ventilateur utilisés

4.5. Rampes de pulvérisation (dispersion) :

Elles assurent la distribution de l'eau sous forme de gouttelettes et de manière uniforme sur le corps d'échange. Ceci est essentiel pour réaliser le mouillage approprié de la surface d'échange.

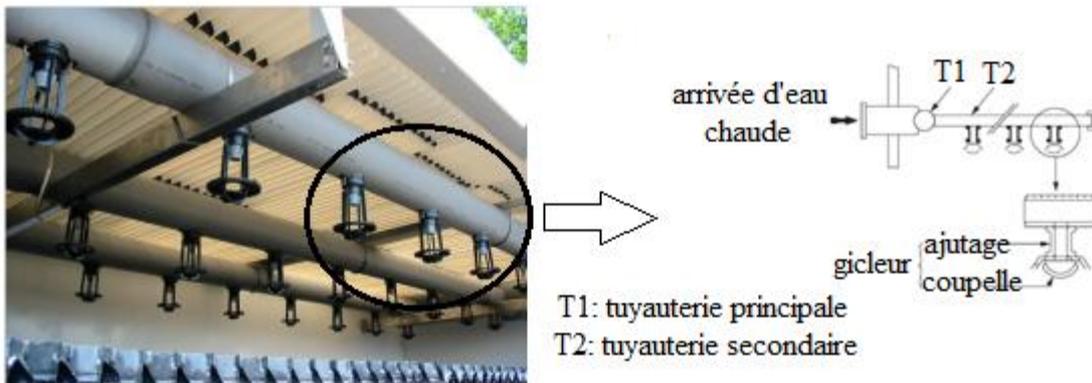


Figure (I-11) : Système de dispersion du fluide à refroidir

5. conclusion

Cette étude a été réalisée afin de comparer les différents types de tours de refroidissement souvent existantes et par conséquent justifier le choix porté pour cette étude (que se propose ce présent projet de fin d'étude.).

1. Introduction

L'air qui nous entoure de toutes parts est constitué essentiellement d'air sec et de vapeur d'eau. Son comportement thermodynamique est très proche de celui d'un gaz parfait.

L'air sec est un mélange de gaz dont la masse molaire ($M_{as} = 28,96455 \cdot 10^{-3} \text{Kg} \cdot \text{mol}^{-1}$), composé essentiellement de l'Azote (N_2), de l'Oxygène (O_2) à des proportions relativement élevées (78.1% et 20.93% respectivement) et d'autres d'éléments dans des quantités moindres tels que l'Argon (Ar) avec 0.93%, le gaz carbonique (CO_2) avec 0.03%, et enfin on y trouve d'autres gaz à faibles concentrations (néon, hydrogène, hélium, krypton, xénon).

Par ailleurs, l'air atmosphérique contient toujours de la vapeur d'eau. Sa masse est directement liée à sa pression partielle dans l'air dont le pourcentage en volume dans le mélange d'air humide est :

$$x_{ve} = 100 \frac{P_{ve}}{P_{ah}} \quad (\text{II-1})$$

2. Caractéristique thermodynamique de l'air

2.1. Loi de Dalton

La pression totale de l'air humide représente la pression atmosphérique du lieu considéré. Elle est fonction de l'altitude et varie autour d'une valeur moyenne de $\pm 4\%$ suivant les conditions météorologiques. Elle est donnée par l'expression suivante [7] :

$$P = 101325 - 12 \cdot z + 10^{-4} \cdot z^2 \quad (\text{II-2})$$

Z : altitude ;(m).

La pression totale (P_T) d'un mélange de gaz est égale à la somme des pressions partielles prises par chacun des constituants de ce gaz (loi de Dalton)[8]

$$P_T = P_1 + P_2 + \dots + P_n \quad (\text{II-3})$$

En ce qui concerne l'air humide, sa pression sera donc égale, d'après la loi de Dalton, à la somme de la pression partielle de l'air sec et celle de la vapeur d'eau. On aura donc :

$$P_{ah} = P_{as} + P_{ve} \quad (\text{II-4})$$

Avec :

P_{ah} : Pression totale de l'air humide.

P_{as} : Pression partielle de l'air sec.

P_{ve} : Pression partielle de la vapeur d'eau.

2.2. Capacité thermique massique de l'air humide

Elle est définie comme étant la quantité de chaleur qu'il faut fournir (ou soustraire) à l'unité de masse pour augmenter (ou réduire) sa température de 1K [8]. Elle est fonction de la température et du type d'évolution. On distingue :

- La capacité thermique massique à pression constante (C_p)
- La capacité thermique massique à volume constant (C_v)

Généralement dans les opérations d'humidification et de refroidissement de l'air, les évolutions de l'air humide sont isobares donc on considère la capacité thermique à pression constante.

Dans le domaine de fonctionnement de la tour [1]:

$$C_{pah} = C_{pas} + w_a \cdot C_{pve} \quad (\text{II-5})$$

D'où :

C_{pah} = Capacité thermique massique de l'air humide ; (kJ/ kg_{as} .K)

C_{pas} = Capacité thermique massique de l'air sec \approx (1.006 kJ/ kg_{as} .K)

C_{pve} = Capacité thermique massique de la vapeur d'eau \approx (1.830 kJ/ kg_{as} .K)

2.3. Enthalpie massique de l'air humide [14]

L'enthalpie est une fonction thermodynamique importante pour les calculs énergétiques des équipements. L'enthalpie massique de l'air humide doit tenir compte de l'enthalpie massique de l'air sec et de la vapeur d'eau. L'enthalpie est la quantité de chaleur totale (exprimée en kJ.kg⁻¹ d'air sec) qu'il faut fournir au mélange (air sec plus vapeur d'eau) initialement à la température de 0°C pour le porter à la température T.

- **Enthalpie massique de l'air sec** : Pour une température T donnée, la chaleur totale contenue dans 1 kg d'air sec s'écrit :

$$h_{as} = [C_{pas} \cdot T] \quad (\text{II-6})$$

Cette chaleur correspond seulement à une chaleur sensible, car l'air ne subit aucune transformation d'état physique.

- **Enthalpie massique de la vapeur d'eau** : pour passer l'eau liquide à 0°C à l'eau de vapeur a la température T sous la pression de vapeur d'eau il est nécessaire de :
 - Fournir de la chaleur a température constante (chaleur latente)

- Fournir de la chaleur a pression constante qui va réchauffer la vapeur (chaleur sensible).

Ce qui permet d'exprimer la chaleur totale fournie à l'unité de masse par :

$$h_{ve} = L_v + C_{pve} \cdot T \quad (\text{II-7})$$

Par ailleurs, l'enthalpie totale de l'air humide étant donnée par la formule :

$$h_{ah} = \frac{m_{as} \cdot h_{as} + m_{ve} \cdot h_{ve}}{m_{as}} \quad (\text{II-8})$$

Après simplifications cette dernière devient :

$$h_{ah} = h_{as} + w_a \cdot h_{ve} \quad (\text{II-9})$$

$$h_{ah} = C_{pas} \cdot T + w_a (L_v + C_{pve} \cdot T) \quad (\text{II-10})$$

Où encore :

$$h_{ah} \approx 1.006 T + w_a (2501 + 1.830 T) \quad (\text{II-11})$$

h_{ah} : enthalpie massique de l'air humide (kJ /kg_{as})

h_{as} : enthalpie massique de l'air sec (kJ /kg_{as})

h_{ve} : enthalpie massique de la vapeur d'eau (kJ /kg_{ve})

2.4. Humidité absolue (teneur en eau)

Appelée aussi contenu d'humidité, elle est définie comme étant la masse de vapeur d'eau contenue dans une unité de masse d'air sec.

$$w_a = \frac{m_{ve}}{m_{as}} \text{ (kg}_{ve} / \text{kg}_{as} \text{)} \quad (\text{II-12})$$

m_{ve} : Masse de vapeur d'eau contenue dans un volume d'air humide

m_{as} : Masse d'air sec contenue dans le même volume d'air humide.

Tenant compte de l'équation d'état des gaz parfaits, qui exprime :

$$P_{ve} \cdot V = m_{ve} \cdot r_{ve} \cdot T \quad (\text{II-13})$$

$$P_{as} \cdot V = m_{as} \cdot r_{as} \cdot T \quad (\text{II-14})$$

Divisant membre à membre les deux relations (II-13) et (II-14) :

$$\frac{m_{ve}}{m_{as}} = \frac{P_{ve}}{P_{as}} \cdot \frac{r_{as}}{r_{ve}} \quad (\text{II-15})$$

En remplaçant (II-15) dans (II-12), L'expression (II-12) devient :

$$w_a = 0.6221 \cdot \frac{P_{ve}}{P_{as}} \quad (\text{II-16})$$

Par ailleurs, en appliquant la loi d'action de masse, on a :

$$P_{as} = P_{ah} - P_{ve} \quad (\text{II-17})$$

Il en résulte que :

$$w_a = 0.6221 \cdot \frac{P_{ve}}{P_{ah} - P_{ve}} \text{ kg}_{ve} / \text{kg}_{as} \quad (\text{II-18})$$

- $r_{as} = \frac{R}{M_{as}} = 287.1 \text{ J/kg.K}$ constante massique de l'air sec.
- $r_{ve} = \frac{R}{M_{ve}} = 461.5 \text{ J/kg.K}$ constante massique de la vapeur d'eau.

2.5. Humidité relative HR

On appelle humidité relative ou taux d'humidité ou encore degré hygrométrique, le rapport de la pression partielle de vapeur d'eau à la pression partielle de vapeur d'eau à saturation. Elle définit la quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air humide par comparaison à la quantité maximale qu'il pourrait contenir à la même température.

$$\text{HR} = \frac{P_{ve}}{P_{ve.S}} \quad (\text{II-19})$$

Tenant compte la relation (II-18) :

$$P_{ve} = \frac{w_a \cdot P_{ah}}{0.6221 + w_a} \quad (\text{II-20})$$

Il en résulte que :

$$\text{HR} = \frac{w_a}{0.6221 + w_a} \cdot \frac{P_{ah}}{P_{ve.S}} \quad (\text{II-21})$$

2.6. Degré de saturation (taux de saturation)

Le degré de saturation définit le rapport entre l'humidité absolue de l'air à celle de l'air saturé à la même température.

$$\Psi = \frac{w_a}{w_{a.S}} \quad (\text{II-22})$$

w_a : Humidité absolue de l'air considéré,

w_{aS} : Humidité absolue de l'air considéré s'il était à saturation,

Ψ : degré de saturation.

Tenant compte la relation (II-18), on obtient à saturation :

$$w_{aS} = 0.6221 \frac{P_{ve} \cdot S}{P_{ah} - P_{ve} \cdot S} \quad (\text{II-23})$$

En introduisant (II.18) et (II.23) dans (II.22)

$$\Psi = \frac{P_{ve}}{P_{ah} - P_{ve}} \cdot \frac{P_{ah} - P_{ve} \cdot S}{P_{ve} \cdot S} \quad (\text{II-24})$$

On a vu précédemment que (II-19) :

$$P_{ve} = \text{HR} \cdot P_{ve \cdot S} \quad (\text{II-25})$$

L'expression (II-24) devient alors :

$$\Psi = \text{HR} \frac{P_{ah} - P_{ve} \cdot S}{P_{ah} - \text{HR} \cdot P_{ve \cdot S}} \quad (\text{II-26})$$

2.7. Pression de saturation de l'air humide

La saturation est un état de l'air humide pour lequel l'air ne peut plus contenir une masse supplémentaire de vapeur d'eau.

La pression de saturation est évaluée par la relation de Dupré [9] valable entre (-50°C et 200°C)

$$P_s(T) = \exp \left[46.784 - \frac{6435}{T+273.15} - 3.868 \ln(T+273.15) \right] \text{ (mmHg)} \quad (\text{II-27})$$

Où par relation de Tetèns [4] :

$$P_s(T) = 611 \exp \left[\frac{17.25T}{T+273.15} \right] \text{ (Pa)} \quad (\text{II-28})$$

T : température (°C)

$P_s(T)$: pression de saturation

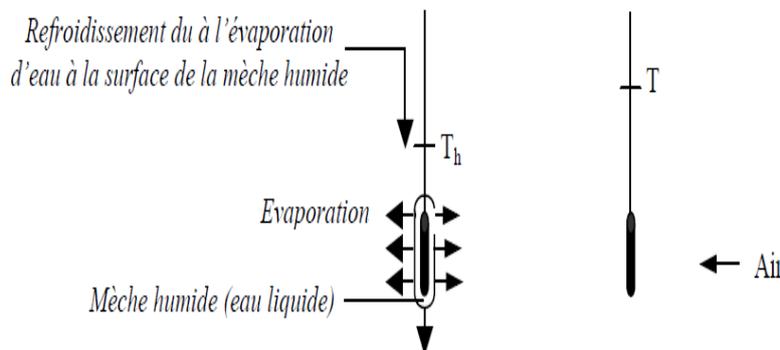
2.8. Température caractéristique de l'air humide

2.8.1. Température sèche :

Est la température de mélange (air sec-vapeur d'eau) indiqué sur un thermomètre usuel dont le bulbe est parfaitement sec. Cette température est utilisée pour le dimensionnement des installations fonctionnant avec l'air humide. On la désigne par T .

2.8.2. Température humide :

C'est la température à laquelle l'eau s'évapore dans l'air renouvelé. Ou encore c'est la valeur de la température lue sur un thermomètre dont le bulbe est entouré d'un coton mouillé d'eau distillée. Cette température est utilisée pour le dimensionnement des tours de refroidissement. Elle est désignée par T_h . Sur le diagramme de l'air, elle est déterminée par intersection entre la courbe de saturation et la ligne d'iso enthalpie pour laquelle portée cette température



Figure(II-1) : Représentation de la température humide

2.8.3. Température de rosée :

Si on refroidit l'air, à partir de l'état 1 (Fig. II.2), à pression et humidité absolue constantes, son humidité relative augmente jusqu'à atteindre la valeur 100%, à l'état 2, sur la courbe de saturation. Il se produit un équilibre vapeur-liquide et les premières gouttes d'eau condensée vont apparaître, la température du point 2 est appelée température de rosée T_r de l'air.

Dans ce cas la pression partielle de vapeur est égale à la pression de vapeur saturante correspondant à la température de rosée.

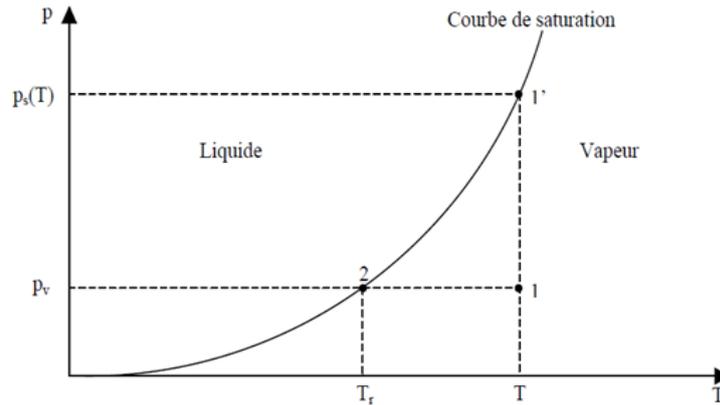


Figure (II-2) : La température de rosée

3. Caractéristique physique de l'air

3.1. Masse volumique :

La masse volumique de l'air humide, somme des deux masses volumiques (air sec – vapeur d'eau), est la masse de l'unité de volume de l'air à une température et une pression déterminées, exprimée en (Kg / m^3).

$$\rho_{ah} = \rho_{as} + \rho_{ve} (\text{Kg} / \text{m}^3) \quad (\text{II-29})$$

La loi des gaz parfaits est donnée pour l'air sec et la vapeur d'eau respectivement par les relations :

Soit :

$$\begin{cases} \rho_{as} = \frac{m_{as}}{V} = \frac{P_{as}}{r_{as} \cdot T} \\ \rho_{ve} = \frac{m_{ve}}{V} = \frac{P_{ve}}{r_{ve} \cdot T} \end{cases}$$

Il en résulte :

$$\rho_{ah} = \frac{P_{as}}{r_{as} \cdot T} + \frac{P_{ve}}{r_{ve} \cdot T} \quad (\text{II-30})$$

ρ_{ah} : Masse volumique de l'air humide en Kg / m^3 ,

P_{as} : Pression partielle de l'air sec en Pa

P_{ve} : Pression partielle de la vapeur d'eau en Pa,

3.2. Volume massique (spécifique) : [7]

Il représente le volume occupé par l'air humide dont la masse d'air sec est 1 kilogramme.

$$V_m = \frac{V_{ah}}{m_{as}} \quad (\text{II-31})$$

Tenant compte la relation (II-14) :

$$m_{as} = \frac{P_{as} \cdot V}{r_{as} \cdot T} \quad (\text{II-32})$$

En introduisant (31) dans la formule donnant V_{ah} , on obtient :

$$V_m = \frac{r_{as} \cdot T}{P_{as}} \quad (\text{II-33})$$

Soient les deux relations (II-17) et (II-20), cette dernière devient :

$$V_m = \frac{r_{as} \cdot T}{P_{ah} \frac{w_a \cdot P_{ah}}{0.6221 + w_a}} \quad (\text{II-34})$$

Comme $r_{as} = 287.1 \text{ J/ kg.K}$

Il est possible d'exprimer le volume spécifique en fonction des grandeurs précédentes :

$$V_m = \frac{461.24 \cdot (0.622 + w_a) \cdot T}{P_{ah}} \text{ (m}^3/\text{kg}_{\text{as}}) \quad (\text{II-35})$$

3.3. Conductivité thermique de l'air humide

Elle s'exprime par la relation suivante : [1]

$$\lambda = \lambda_0 + 0,00476 \cdot \frac{m_x}{1 - m_x} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{degré}^{-1}] \quad (\text{II-36})$$

Où :

λ_0 est la conductivité thermique de l'air sec donné par l'expression suivante :

$$\lambda_0 = 0,0243 + 9,74167 \cdot 10^{-5} T - 0,1825 \cdot 10^{-5} T^2 + 0,00227 \cdot 10^{-5} T^3$$

m : Fraction massique de la vapeur (kilogramme de vapeur d'eau par kilogramme d'air humide).

$$m_x = \frac{m_{ve}}{m_{as} + m_{ve}} = \frac{w_a}{1 + w_a} \quad (\text{II-37})$$

T : température de l'air en °C

L'expression de λ devient :

$$\lambda = \lambda_0 + 0,00476 \cdot w_a \quad (\text{II-38})$$

4. Diagramme de l'air humide :

Le diagramme de l'air humide est un outil de base pour le dimensionnement des installations de climatisation.

Il évite les fastidieux calculs des caractéristiques de l'air aux différentes étapes du traitement.

Son intérêt principal réside dans la visualisation de l'ensemble du processus.

Tous les diagrammes sont établis pour 1 kilogramme d'air sec et pour une pression totale indiquée.

Le but est de construire un diagramme qui permet, par simple lecture et sans effectuer aucun calcul, de déterminer la valeur de toutes les grandeurs caractérisant l'air humide connaissant deux d'entre elles.

Ce diagramme est construit par rapport à deux axes principaux. On distingue deux types de diagrammes, dont les représentations sont sensiblement équivalentes :

4.1. Diagramme de Mollier :

Publié en 1923 [1], à axes oblique (coordonnées non rectangulaires ($\alpha = 135^\circ$)), qui donne le rapport de mélange en fonction de l'enthalpie massique et permet de présenter les autres caractéristiques de l'air humide.

4.2. Diagramme de Carrier :

C'est le plus couramment utilisé. Il se présente de la façon suivante : en abscisse l'axe des différences températures mesurées dans le domaine de l'air humide et en ordonnée le rapport de mélange (w_a) et la pression partielle de la vapeur d'eau (P_{ve}) (coordonnées rectangulaires ($\alpha = 90^\circ$))

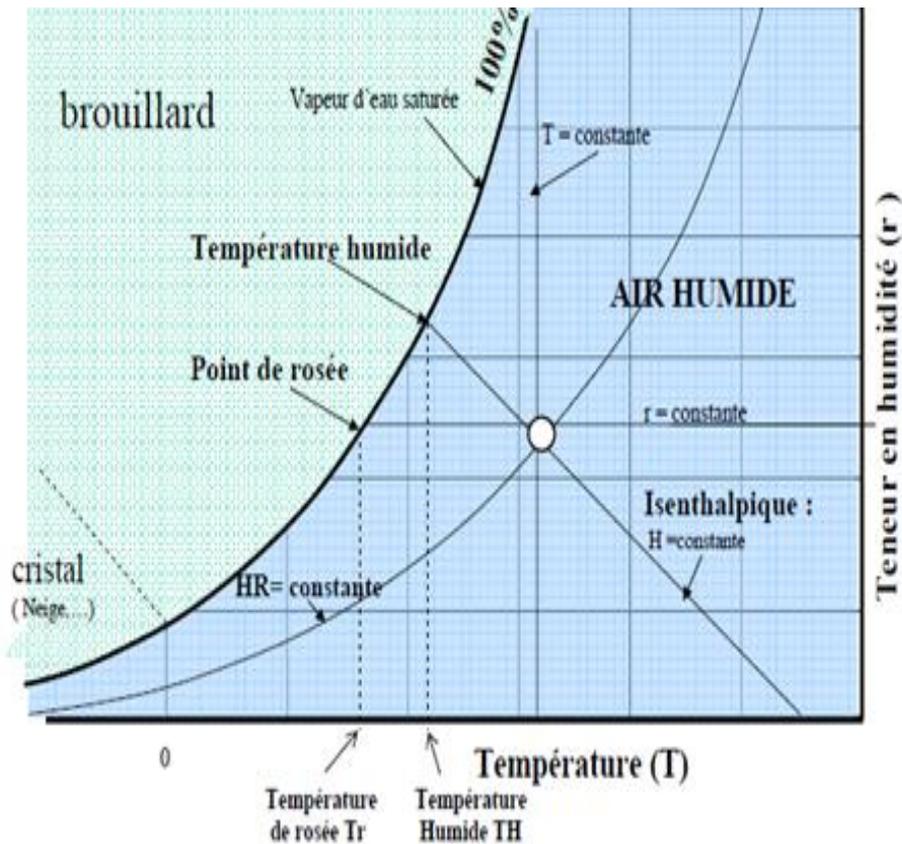


Figure (II-3) : caractéristiques de l'air humide

5. Conclusion

L'échange de chaleur et de vapeur d'eau qui a lieu entre l'air et l'eau à l'intérieur d'une tour de refroidissement requiert la connaissance de tous les paramètres qui caractérisent l'air. Ce chapitre présente les principales définitions.

Ces dernières sont ensuite exploitées dans un programme de calcul, qui fait l'objet du chapitre suivant, pour le dimensionnement d'une tour de refroidissement à contact direct.

1. Introduction

Le refroidissement de l'eau est obtenu grâce à l'échange de chaleur sensible qui a lieu entre l'air et l'eau, et transfert de la chaleur latente par évaporation d'une petite partie de cette eau.

C'est le même principe qu'on rencontre pour une goutte d'eau, quand elle se déplace dans l'air libre de haut en bas ; au cours du temps elle s'entourée par un film d'air saturé et par conséquent des transferts de chaleur et de masse prennent naissance entre ce film et l'air ascendant.

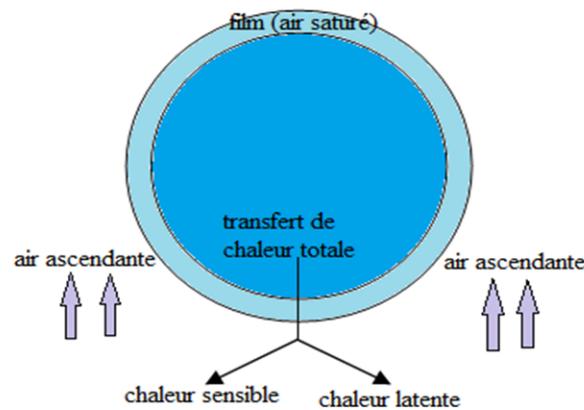


Figure (III-1) : bilan totale de transfert de chaleur

2. Théorie de base

2.1. Hypothèses simplificatrices

L'échange de chaleur entre l'eau et l'air considère que :

- le transfert de chaleur par rayonnement est négligé.
- les surfaces de transfert de chaleur et de masse sont identiques.
- le film liquide s'écoule vers le bas sous l'effet de la pesanteur et son épaisseur reste suffisamment faible pour que le régime d'écoulement dans le film soit laminaire.
- les propriétés thermo-physiques de l'air et de l'eau sont supposées constantes.
- les transferts de chaleur ont lieu seulement entre l'eau pulvérisée et l'air. L'échange de chaleur avec le milieu extérieur est négligé. On parle alors de « tour de refroidissement adiabatique ».

- les caractéristiques dimensionnelles d'une tour de refroidissement sont les suivantes (Fig.III. 2):

Le volume de l'empilage formant la surface de ruissellement est V_0 . dV_0 représente un volume élémentaire.

La section de passage brute de l'air et de l'eau, notée S_0 .

La hauteur de l'empilage H , où dH désigne une hauteur élémentaire.

Ces paramètres sont interdépendants et permettent d'écrire :

$$\begin{cases} V_0 = S_0 H \\ dV_0 = S_0 \cdot dH \end{cases} \text{ [m}^3\text{]}$$

➤ La surface d'échanges thermique et massique est donnée par :

$$\begin{cases} S_e = a S_0 H \\ dS_e = a S_0 dH \end{cases} \text{ [m}^2\text{]}$$

Alors que la surface d'échange par unité de volume est définie par :

$$a = \frac{S_e}{V_0} \text{ [m}^{-1}\text{]}$$

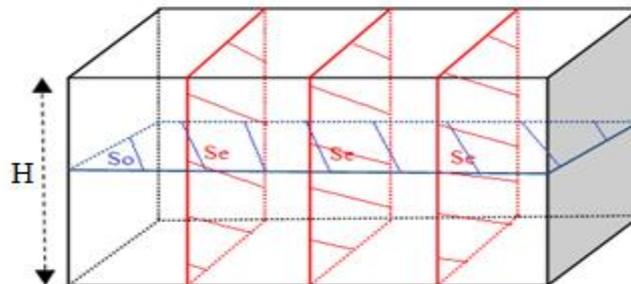


Figure (III-2) : corps d'échange

2.2. Equations associées

L'eau ruisselle sur les surfaces du corps d'échange et forme des films d'eau, de température t_w , qui reste en contact avec l'air en écoulement. Une lame d'air très mince, saturée en humidité, véhicule la chaleur et la vapeur d'eau entre les deux fluides. Elle constitue l'interface eau-air.

L'air non saturé en humidité à l'entrée de la tour se charge en vapeur d'eau. Pour une hauteur assez importante de la tour, qui permet un contact prolongé entre l'air et l'eau, on obtiendrait de l'air saturé à la sortie.

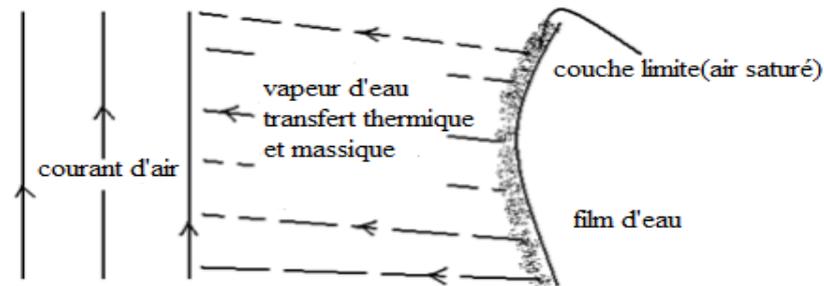


Figure (III- 3) : Illustration du film d'eau.

2.2.1. Conservation de masse et de l'énergie

Pour établir les équations régissant les évolutions thermiques et massiques dans l'échangeur, on considère un volume différentiel dV_0 de section transversale S_0 et de hauteur dH .(Fig. 4)

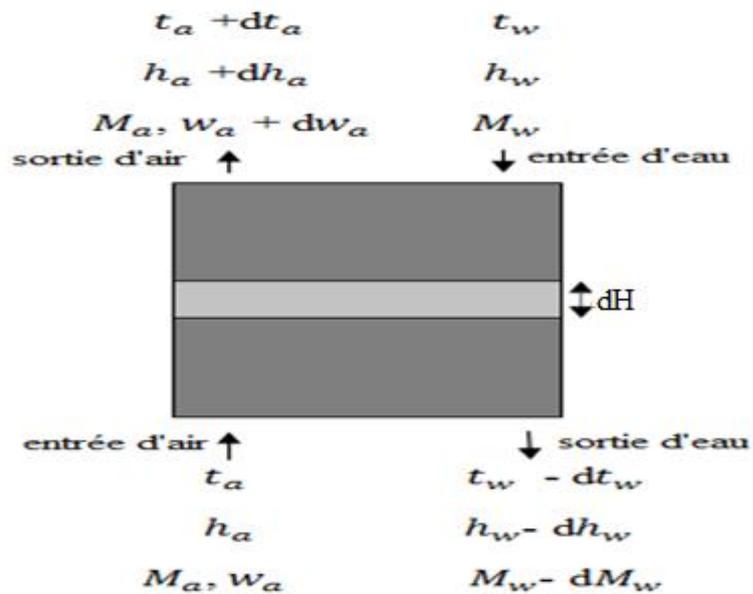


Figure (III-4) : Echange de chaleur et de masse dans un élément de volume $dV_0 = S_0 \cdot dH$

➤ **Equation de conservation de la masse**

L'eau qui s'évapore, à la surface du film d'eau, est totalement récupérée par l'air qui s'humidifie. On écrit alors :

$$M_w + w_a M_a = (M_w - dM_w) + M_a (w_a + dw_a) \quad (\text{III-1})$$

Ce qui conduit à :

$$dM_w = M_a dw_a \quad (\text{III-2})$$

Où :

M_w : Débit d'eau entrant dans l'élément de volume.

M_a : Débit d'air sec.

dM_w : Quantité d'eau cédée par la surface de l'eau.

dw_a : Variation de l'humidité absolue de l'air humide.

➤ **Equation de conservation de l'énergie**

Le principe de conservation de l'énergie pour un système ouvert pour lequel les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligées s'écrit comme suit :

$$Q + W = \Delta H \quad (\text{III-3})$$

Où :

Q : quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieure (supposée nulle pour les tours de refroidissement).

W : le travail échangé avec le milieu extérieur, lequel est lui aussi nul à cause des parois rigides.

ΔH : l'enthalpie échangée

L'expression (III-3) se réduit alors à :

$$\Delta H = H_s - H_e = 0 \quad (\text{III-4})$$

Soit pour un mélange:

$$\sum_i (M_i \cdot h_i)_s - \sum_i (M_i \cdot h_i)_e = 0 \quad (\text{III-5})$$

Tenant compte de la présence de l'air sec et de la vapeur d'eau, on aboutit à :

$$M_a \cdot h_a + M_w \cdot h_w = M_a \cdot (h_a + dh_a) + (M_w - dM_w) \cdot (h_w - dh_w) \quad (\text{III-6})$$

En négligeant le terme ($dM_w \cdot dh_w$), l'équation (III-6) se réduit à :

$$M_a dh_a = M_w dh_w + h_w dM_w \quad (\text{III-7})$$

$M_a dh_a$: est l'enthalpie de l'air humide pénétrant dans le volume de contrôle,

$h_w dM_w$: enthalpie de l'eau évaporée.

$M_w dh_w$: enthalpie de l'eau pénétrant l'élément de volume.

2.2.2. Transfert de masse

L'eau s'évapore et sature l'interface en contact de l'air. Un gradient de concentration en vapeur d'eau prend alors naissance entre la surface du film d'eau, de concentration C_w , et l'air moins saturé de concentration C_a . La diffusion de la vapeur d'eau vers l'air définit le transfert de masse par diffusion moléculaire. (Fig. 4)

A l'interface on écrit alors :

$$M_a dw_a = \delta_w dS_e (w_{as} - w_a) \quad (\text{III-8})$$

Ou encore:

$$M_a dw_a = \delta_w a S_0 dH (w_{as} - w_a) \quad (\text{III-9})$$

δ_w : Coefficient global de transfert massique de l'eau

w_a : Humidité absolue de l'air humide

w_{as} : Humidité absolue de l'air saturé.

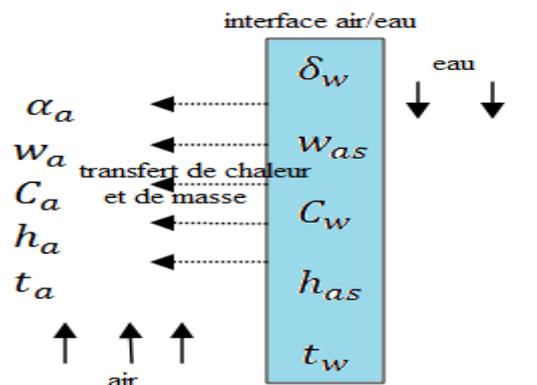


Figure (III-4) : transfert de masse (diffusion moléculaire)

2.2.3. Transfert de chaleur

Le transfert de chaleur dans les TR se produit par chaleur :

- **sensible** : en présence d'écart de température entre l'air et l'eau. Elle est quantifiée par :

$$dQ_s = \alpha_a dS_e (t_w - t_a) \quad (\text{III-10})$$

$$dQ_s = \alpha_a a S_0 dH (t_w - t_a) \quad (\text{III-11})$$

avec:

α_a : est le coefficient d'échange convectif. (W/m².C)

t_w : Température moyenne du film d'eau supposée égale à la température moyenne de la paroi.

t_a : Température de l'air.

- **Latente** : sous l'évaporation de l'eau. Qui nécessite pour l'évaporation d'une quantité d'eau dM_w , une quantité d'énergie :

$$dQ_l = dM_w \cdot L_v(t_w) \quad (\text{III-12})$$

En introduisant les équations de conservation de masse (III-2) et de transfert de masse (III-9), la relation (III-12) devient :

$$dQ_l = \delta_w a S_0 dH (w_{as} - w_a) \cdot l_v \quad (\text{III-13})$$

2.2.4. Bilan global d'une tour de refroidissement

Ce bilan permet d'évaluer la quantité de chaleur totale qu'il faut extraire à l'eau chaude, qui arrive à la TR à la température t_{w1} , pour la récupérer refroidie, à la température t_{w2} , en sortie de la tour

Soit un volume de contrôle V_1 (volume entier de l'empilage qui assure le refroidissement évaporatif de l'eau entre l'entrée et la sortie d'eau) de hauteur total H_1 (Fig. III.5).

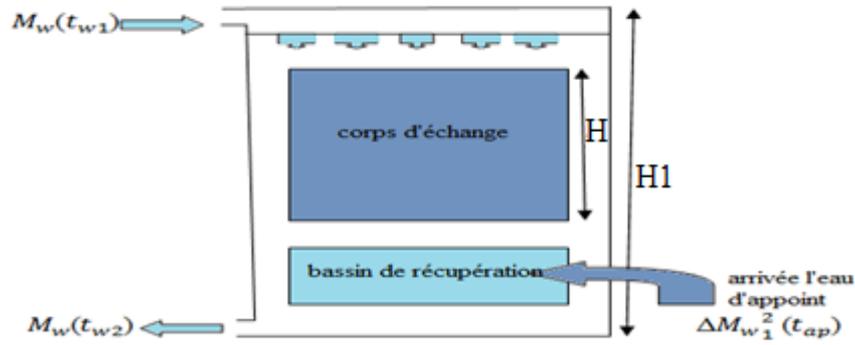


Figure (III-5) : bilan totale d'une tour de refroidissement

a- la chaleur apportée par l'eau chaude au sommet de la tour s'écrit :

$$Q_1 = M_{w1} C_{Pw} t_{w1} \quad (\text{III-14})$$

b- la chaleur apportée par l'eau d'appoint est :

$$\Delta Q_a = \Delta M_{w1}^2 (t_{ap} - t_{w2}) C_{Pw} \quad (\text{III-15})$$

Où ΔM_{w1}^2 désigne la différence entre le débit d'eau entrant au sommet de la tour et celui sortant par le bas de la tour. Elle correspond à la quantité d'eau évaporée et compensée par l'eau d'appoint.

$$\Delta M_{w1}^2 = (M_{w1} - M_{w2}) \quad (\text{III-16})$$

c- La chaleur contenue dans l'eau en sortie de la tour correspond à :

$$Q_2 = M_{w1} C_{Pw} t_{w2} \quad (\text{III-17})$$

En régime permanent, le bilan des échanges de l'eau est nul, donc :

$$Q_T = Q_1 + \Delta Q_a - Q_2 \quad (\text{III-18})$$

Ce qui conduit à :

$$Q_T = M_{w1} C_{Pw} (t_{w1} - t_{w2}) + \Delta M_{w1}^2 (t_{ap} - t_{w2}) C_{Pw} \quad (\text{III-19})$$

Le terme correctif $[\Delta M_{w1}^2 (t_{ap} - t_{w2}) C_{Pw}]$ étant négligeable on aboutit à :

$$Q_T \approx M_{w1} C_{Pw} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (\text{III-20})$$

Ou encore :

$$Q_T \approx M_{w1} C_{Pw} \Delta t_w \quad (\text{III-21})$$

Pour une évolution infinitésimale, on obtient :

$$dQ_T \approx M_{w1} C_{Pw} dt_w \quad (\text{III-22})$$

Par ailleurs, une partie de cette énergie est échangé avec l'air par chaleur sensible (Q_s). Alors que le reste, chaleur latente (Q_l), permet l'évaporation de l'eau à l'interface eau/air. On écrit alors que :

$$Q_T = Q_l + Q_s \quad (\text{III-23})$$

Ce qui donne :

$$dQ_T = dQ_l + dQ_s \quad (\text{III-24})$$

Les expressions (11, 13 et 22) portées dans cette dernière conduit à :

$$M_w C_{Pw} dt_w = \delta_w a S_0 dH (w_{as} - w_a) \cdot l_v + \alpha_a a S_0 dH (t_w - t_a) \quad (\text{III-25})$$

Pour le cas de l'évaporation de l'eau, les faibles taux de transfert de masse vérifient :

$$\delta_w = \frac{\alpha_a}{C_{Pa}} \quad (\text{III-26})$$

On appelle la quantité adimensionnelle :

$$\frac{\delta_w C_{Pa}}{\alpha_a} = N_{Le} \text{ (Nombre de LEWIS)} \quad (\text{III-27})$$

$$\alpha_a = \frac{\delta_w C_{Pa}}{N_{Le}} \quad (\text{III-28})$$

Cette dernière portée dans la relation (25) conduit à :

$$M_w C_{Pw} dt_w = \delta_w a S_0 dH (w_{as} - w_a) \cdot l_v + \frac{\delta_w C_{Pa}}{N_{Le}} a S_0 dH (t_w - t_a) \quad (\text{III-29})$$

Plusieurs méthodes sont proposées pour la résolution du système d'équations (2, 7, 9 et 29). Elles reposent sur un certain nombre d'hypothèses simplificatrices.

2.3. Formulation simplifiée : méthode de MERKEL

2.3.1. Hypothèses

La résolution du système d'équations (III-2, III-7, III-9, et III-29) est complexe. Par conséquent MERKEL a proposé deux hypothèses supplémentaires en vu de simplifier les calculs, ce qui a valu le succès de sa méthode en 1925 [2]. Elles consistent à :

- La variation du débit d'eau est négligeable devant la valeur du débit total, quand on établit l'équilibre énergétique du système.

$$dM_w \ll M_w$$

- La fonction de Lewis qui apparaît dans l'expression (III-27).est égale à 1. En effet, cette hypothèse reste valable pour le cas de la vapeur d'eau, sous réserve que les pressions de vapeur restent négligeables devant la pression totale de l'air, c'est-à-dire que les températures d'eau ne soient pas trop élevées pour atteindre l'état d'ébullition.

2.3.2. Relations :

Pour simplifier les équations précédentes en utilisant les relations suivantes
(La température de référence est considérée à 0°C)

$$\begin{cases} h_w = C_{Pw} t_w & \text{(a)} \\ dh_w = C_{Pw} dt_w & \text{(b)} \end{cases} \quad \text{(III-30)}$$

$$\begin{cases} h_a = C_{Pa} t + L_v \cdot w_a & \text{(a)} \\ h_{as} = C_{Pa} t_w + L_v \cdot w_{as} & \text{(b)} \end{cases} \quad \text{(III-31)}$$

2.3.3. Formulation

La première hypothèse de Merkel nous permet de remplacer (III-7) par

$$M_a dh_a = M_w dh_w \quad \text{(III-32)}$$

En introduisant la relation (III-30(b)) dans(III-32) on aura :

$$M_a dh_a = M_w C_{Pw} dt_w \quad \text{(III-33)}$$

Par ailleurs, le nombre de Lewis étant de l'ordre de 1 pour le cas de la vapeur d'eau, l'expression (III-29) devient :

$$M_w C_{Pw} dt_w = \delta_w a S_0 dH [(w_{as}(t_w) \cdot l_v + t_w \cdot C_{Pa}) - (w_a \cdot l_v + t \cdot C_{Pa})] \quad \text{(III-34)}$$

Tenant compte les deux relations (31(a et b)) et (33), cette dernière se réduira à :

$$M_a dh_a = \delta_w a S_0 dH [h_{as(t_w)} - h_a] \quad \text{(III-35)}$$

La constante ($\delta_w \cdot a$) qui apparait dans l'équation (III-35) caractérise le corps d'échange utilisé. En effet, le type d'empilage utilisé dans la TR joue un rôle important puisque c'est lui qui assure le transfert de la chaleur et de masse entre l'eau et l'air. De nombreuses études expérimentales rapportées par [1] se sont intéressées à cet aspect pour modéliser cette constante. Elles reposent sur une écriture de type :

$$\delta_w \cdot a = c \cdot G \cdot L^n \quad (\text{III-36})$$

Où "c" et "n" sont des constantes expérimentales, qui dépendent du type de corps d'échange.

Généralement, les constructeurs des TR donnent ses caractéristiques. Kreith [4] propose une corrélation pour un type empilage :

$$\delta_w \cdot a = 1.09 \cdot G \cdot L^{0.2} \quad (\text{III-37})$$

$$G = \frac{M_a}{S_0} : \text{débit massique d'air (kg/h.m}^2\text{)}$$

$$L = \frac{M_w}{S_0} : \text{débit massique d'eau (kg/h.m}^2\text{)}$$

Enfin le système d'équation à résoudre se présente comme suit :

$$dM_w = M_a dw_a \quad (\text{III-2})$$

$$M_a dh_a = M_w C_{Pw} dt_w \quad (\text{III-33})$$

$$M_a dw_a = \delta_w a S_0 dH (w_{as} - w_a) \quad (\text{III-9})$$

$$M_a dh_a = \delta_w a S_0 dH [h_{as(t_w)} - h_a] \quad (\text{III-35})$$

La résolution de ce système d'équations permet, d'une part, le dimensionnement des tour de refroidissement et, d'autre part, leur caractérisation au regard des variations des variables d'entrée du modèle.

En effet, le dimensionnement doit veiller à garantir le refroidissement d'un débit d'eau donné sous des conditions connues de température et d'hygrométrie de l'air. La température d'admission de l'eau (t_{w1}) ainsi que sa température de sortie (t_{w2}) sont spécifiées.

Par ailleurs, une fois le dimensionnement finalisé, on s'intéresse à l'influence de différents paramètres sur les performances de la tour.

3. Méthodes de calculs

3.1. Dimensionnement de la tour

3.1.1. Droite de fonctionnement

a- A partir de la relation (III-32), on obtient :

$$\frac{dh_a}{dt_w} = \left(\frac{M_w}{M_a}\right)C_{Pw} \quad (\text{III-38})$$

L'intégration de cette dernière entre la base et le sommet de la tour conduit à :

$$\frac{h_{a2} - h_{a1}}{t_{w1} - t_{w2}} = \left(\frac{M_w}{M_a}\right)C_{Pw} \quad (\text{III-39})$$

Ce qui donne le débit d'air par :

$$M_a = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{h_{a2} - h_{a1}} M_w C_{Pw} \quad (\text{III-40})$$

Pour calculer le débit d'air exprimé dans la relation (III-40), il faut d'abord évaluer l'enthalpie de l'air à la sortie.

b- Calcul l'enthalpie de l'air à la sortie :

Pour déterminer l'enthalpie de l'air à la sortie en considérant un temps de contact infini entre l'eau et de l'air (hauteur d'empilage infinie). Ceci permet d'obtenir, en sortie de la tour, de l'air saturé avec une température égale à celle de l'eau chaude, on la désigne par $h_{as2}(t_{w1})$. Il vient que le rapport $\left(\frac{M_w}{M_a}\right)C_{Pw}$ donné par la relation (III-39) atteint une valeur maximale :

$$\frac{h_{as2}(t_{w1}) - h_{a1}}{t_{w1} - t_{w2}} = \left[\left(\frac{M_w}{M_a}\right)C_{Pw}\right]_{\text{maxi}} \quad (\text{III-41})$$

Dans le cas réel et pour une hauteur donnée on n'atteint jamais cette valeur, elle est pondérée par un coefficient A [3] :

$$\left(\frac{M_w}{M_a}\right)C_{Pw} = A \cdot \left[\left(\frac{M_w}{M_a}\right)C_{Pw}\right]_{\text{maxi}} \quad (\text{III-42})$$

Avec :

- Chaleur spécifique de l'eau $C_{Pw} = 1 \text{ Kcal/ kg.}^\circ\text{C}$,
- A : coefficient inférieur à 1 (supposé donné).

On remplace les deux relations (III-39) et (III-41) dans l'équation (II-42), on obtient:

$$\frac{h_{a2} - h_{a1}}{t_{w1} - t_{w2}} = A \cdot \frac{h_{as2}(t_{w1}) - h_{a1}}{t_{w1} - t_{w2}} \quad (\text{III-43})$$

c- Construction graphique :

Pour chaque variation de la température de l'eau sur l'interface, correspond un état de l'air saturé $h_{as(t_w)}$ dont la l'enthalpie est évaluée par la relation

$$[h_{as(t_w)} = C_{Pa} t_w + L_v \cdot w_{as}]$$

Cette dernière permet de représenter, sur un graphe, la courbe de saturation de l'air. La figure (6) traduit l'évolution de l'enthalpie de saturation en fonction de la température.

- On repère d'abord l'état (2) de l'air à l'entrée de la tour, caractérisé par son enthalpie h_{a1} associée à une température (t_{w2}) de l'eau, qui sont connues, alors qu'à la sortie de la tour l'air, à l'état (1') est considéré saturé en contact avec l'eau de température (t_{w1}). Ce qui donne une droite (1'-2) de pente maximale :

$$(\text{tang } \emptyset_{\text{maxi}}) = \frac{h_{as2(t_{w1})} - h_{a1}}{t_{w1} - t_{w2}} \quad (\text{III-44})$$

Cette dernière portée dans la relation (III-43) conduit à :

$$\frac{h_{a2} - h_{a1}}{t_{w1} - t_{w2}} = A. (\text{tang } \emptyset_{\text{maxi}}) \quad (\text{III-45})$$

En posant :

$$\text{tang } \emptyset = A. (\text{tang } \emptyset_{\text{maxi}}) \quad (\text{III-46})$$

On obtient :

$$\frac{h_{a2} - h_{a1}}{t_{w1} - t_{w2}} = \text{tang } \emptyset \quad (\text{III-47})$$

La droite de pente $\text{tang } \emptyset$ (1-2) est dite **droite de fonctionnement** qui évalue l'enthalpie réel de l'air le long de la tour de refroidissement et par conséquence déterminer l'enthalpie de l'air à la sortie de la tour.

L'identification des deux relations (III-39) et (III-47) conduit à :

$$\frac{M_w}{M_a} \cdot C_{Pw} = \text{tang } \emptyset \quad (\text{III-48})$$

Le débit d'air à véhiculer sera alors :

$$M_a = \frac{M_w \cdot C_{Pw}}{\text{tang } \emptyset} \quad (\text{III-49})$$

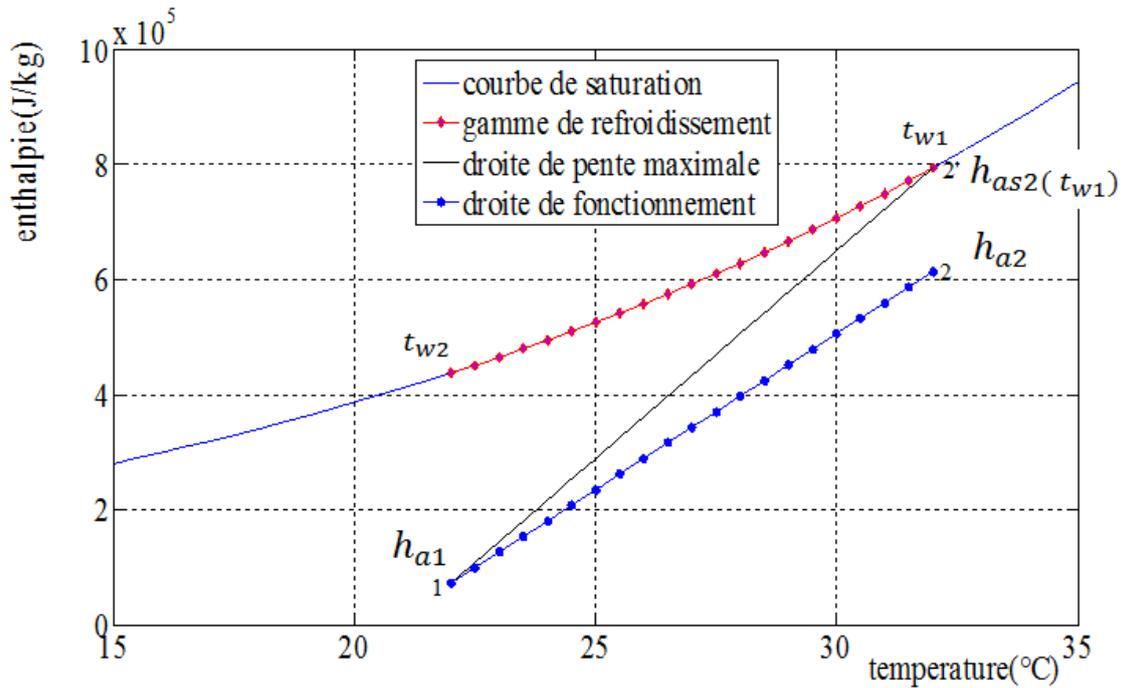


Figure (III-6) : construction permettant le tracé de la courbe de saturation et la droite de fonctionnement

3.1.2. Nombre de Merkel – Première approche

A partir de l'équation fondamentale (III-35), il vient que :

$$\frac{dh_a}{h_{as(t_w)} - h_a} = \frac{\delta_w a S_0 dH}{M_a} \quad (III-50)$$

L'intégrale de cette dernière entre la base et le sommet de la tour donne :

$$\int_1^2 \frac{dh_a}{h_{as(t_w)} - h_a} = \int_0^H \frac{\delta_w a S_0}{M_a} dH \quad (III-51)$$

Soit :

$$\int_1^2 \frac{dh_a}{h_{as(t_w)} - h_a} = \frac{\delta_w a S_0 H}{M_a} \quad (III-52)$$

Le groupement adimensionnel $(\frac{\delta_w a S_0 H}{M_a})$ noté N_{Me} est dit nombre de MERKEL. Lequel se présente sous différentes formes, respectivement, en fonction du volume de la hauteur de l'empilage, de son volume, de la surface de contact air/eau et de la vitesse massique de l'air :

$$N_{Me} = \frac{\delta_w a S_0 H}{M_a} \quad (\text{III-53})$$

$$N_{Me} = \frac{\delta_w a V_0}{M_a} \quad (\text{III-54})$$

$$N_{Me} = \frac{\delta_w S_e}{M_a} \quad (\text{III-55})$$

$$N_{Me} = \frac{\delta_w a H}{G} \quad (\text{III-56})$$

La relation (III-52) permet le calcul de la hauteur de l'empilage par :

$$H = \frac{M_a}{\delta_w a S_0} \int_1^2 \frac{dh_a}{h_{as(t_w)} - h_a} \quad (\text{III-57})$$

Cette intégrale est approchée par [3] :

$$\int_1^2 \frac{dh_a}{h_{as(t_w)} - h_a} = \frac{h_{a2} - h_{a1}}{(h_{as(t_w)} - h_a)_{moy}} \quad (\text{III-58})$$

Ce qui conduit à :

$$H = \frac{M_a}{\delta_w a S_0} \cdot \frac{h_{a2} - h_{a1}}{(h_{as(t_w)} - h_a)_{moy}} \quad (\text{III-59})$$

3.1.3. Nombre de Merkel – Deuxième approche

Tenant compte la relation (III-33) il vient que :

$$dh_a = \left(\frac{M_w}{M_a}\right) C_{Pw} dt_w \quad (\text{III-60})$$

En identifiant les deux relations (III-48) et (III-38) on obtient :

$$dh_a = \text{tang } \phi \cdot dt_w \quad (\text{III-61})$$

En égalisant ces deux dernières on obtient :

$$M_w C_{Pw} \cdot dt_w = M_a \text{ tang } \phi \cdot dt_w \quad (\text{III-62})$$

Cette dernière combinée avec la relation (III-32) et (III-35) conduit à :

$$M_a \cdot \text{tang } \phi \cdot dt_w = \delta_w a S_0 dH [h_{as(t_w)} - h_a] \quad (\text{III-63})$$

Ce qui donne :

$$\frac{dt_w}{h_{as(t_w)} - h_a} = \frac{\delta_w a S_0 dH}{M_a \cdot \text{tang } \phi} \quad (\text{III-64})$$

En considérant δ_w constant le long de toute la surface de ruissellement, on obtient par intégration :

$$\int_{t_{w2}}^{t_{w1}} \frac{dt_w}{h_{as}(t_w) - h_a} = \int_0^H \frac{\delta_w a S_0}{M_a \cdot \text{tang } \phi} dH \quad (\text{III-65})$$

Ou encore :

$$\int_{t_{w2}}^{t_{w1}} \frac{dt_w}{h_{as}(t_w) - h_a} = \frac{N_{Me}}{\text{tang } \phi} \quad (\text{III-66})$$

En fin :

$$N_{Me0} = \text{tang } \phi \cdot \int_{t_{w2}}^{t_{w1}} \frac{dt_w}{h_{as}(t_w) - h_a} \quad (\text{III-67})$$

Pour calculer l'intégrale $(\int_{t_{w2}}^{t_{w1}} \frac{dt_w}{h_{as}(t_w) - h_a})$, on utilise la méthode des trapèzes. On porte sur un même graphique en ordonnées les valeurs de $(\frac{1}{h_{as}(t_w) - h_a})$ et en abscisse la température t_w . Et on reproduit $(\frac{1}{h_{as}(t_w) - h_a}) = f(t_w)$.

Dès lors, la valeur de l'intégrale $(\int_{t_{w2}}^{t_{w1}} \frac{dt_w}{h_{as}(t_w) - h_a})$ représente l'aire ABCD (Fig. 7) de la portion de plan comprise entre la courbe (AB) et les deux valeurs de t_{w1} et t_{w2} (zone ombrée).

Soit :

$$\int_{t_{w2}}^{t_{w1}} \frac{dt_w}{h_{as}(t_w) - h_a} = \text{aire ABCD} \quad (\text{III-68})$$

Ainsi le nombre de Merkel correspond à :

$$N_{Me0} = \text{tang } \phi \cdot (\text{Surface ABCD}) \quad (\text{III-69})$$

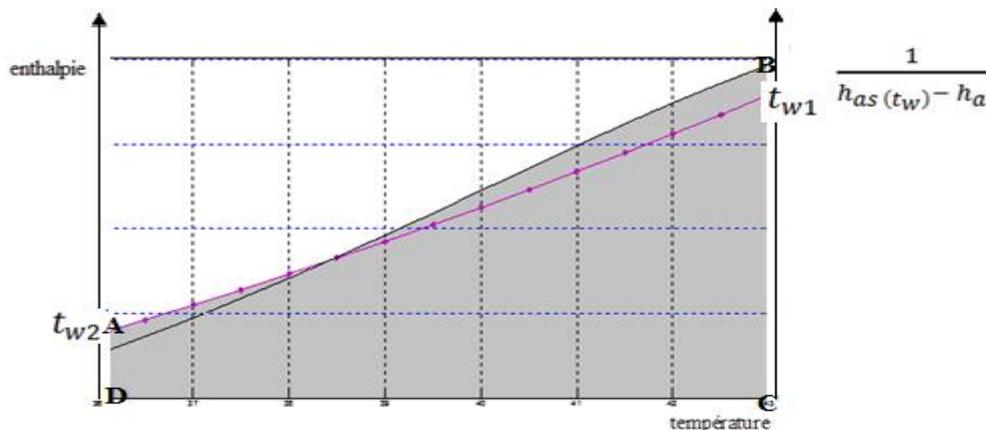


Figure (III-7) : représentation de l'aire ABCD

3.1.3. Nombre de Merkel – Troisième approche (dite solution de NOTTAGE)

Nottage [3] admet que la relation (III-66) peut être approchée par l'expression :

$$\int_{t_{w2}}^{t_{w1}} \frac{dt_w}{h_{as(t_w)m} - h_{am}} = \frac{N_{Me0}}{\text{tang } \phi} \quad (\text{III-70})$$

Où : $h_{as(t_w)m}$ et h_{am} désignent les moyennes des enthalpies de l'air, respectivement, saturé et humide entre l'entrée et la sortie de la tour

Ce qui conduit à :

$$\frac{t_{w1} - t_{w2}}{h_{as(t_w)m} - h_{am}} = \frac{N_{Me0}}{\text{tang } \phi} \quad (\text{III-71})$$

Avec :

$$h_{am} = \frac{h_{a1} + h_{a2}}{2} \quad (\text{III-72})$$

Tenant compte de la relation (III-47) il apparait que :

$$h_{a2} = h_{a1} + \text{tang } \phi \Delta t_w \quad (\text{III-73})$$

On remplace cette dernière dans la relation (III-72), on obtient :

$$h_{am} = h_{a1} + \frac{\text{tang } \phi}{2} \Delta t_w \quad (\text{III-74})$$

Finalement l'expression (III-71) se réduit à :

$$\frac{t_{w1} - t_{w2}}{h_{as(t_w)m} - h_{a1} - \frac{\text{tang } \phi \Delta t_w}{2}} = \frac{N_{Me0}}{\text{tang } \phi} \quad (\text{III-75})$$

Laquelle conduit à :

$$\frac{h_{as(t_w)m} - h_{a1}}{\Delta t_w} = \text{tang } \phi \left(\frac{1}{N_{Me0}} + \frac{1}{2} \right) \quad (\text{III-76})$$

Avec :

$$h_{as(t_w)m} = \frac{1}{t_{w1} - t_{w2}} \int_{t_{w2}}^{t_{w1}} h_{as} dt_w \quad (\text{III-77})$$

Le rapport $\left(\frac{h_{as(t_w)m} - h_{a1}}{\Delta t_w} \right)$ est appelé **rapport de refroidissement**, que l'on représente par le symbole : **tangφ**., on écrit alors :

$$\text{tang } \phi = \frac{h_{as(t_w)m} - h_{a1}}{\Delta t_w} = \text{tang } \phi \left(\frac{1}{N_{Me}} + \frac{1}{2} \right) \quad (\text{III-78})$$

Le nombre de Merkel correspond alors à :

$$N_{Me} = \frac{1}{\left(\frac{\text{tang}\varphi}{\text{tang}\vartheta}\right) - 0.5} \quad (\text{III-79})$$

3.1.3. Nombre de Merkel – Quatrième approche :

D'après l'équation de la conservation de la masse (9), on obtient :

$$\frac{dw_a}{(w_{as} - w_a)} = \frac{\delta_w a S_0 dH}{M_a} \quad (\text{III-80})$$

Pour pouvoir intégrer cette expression on admet [11] que :

$$dw_a = \frac{w_{a2} - w_{a1}}{(w_{as2} - w_{a2}) - (w_{as1} - w_{a1})} d(w_{as} - w_a) \quad (\text{III-81})$$

La relation (83) devient alors :

$$\frac{d(w_{as} - w_a)}{(w_{as} - w_a)} \frac{w_{a2} - w_{a1}}{(w_{as2} - w_{a2}) - (w_{as1} - w_{a1})} = \frac{\delta_w a S_0 dH}{M_a} \quad (\text{III-82})$$

D'où après intégration on aboutit à :

$$N_{Me} = \frac{w_{a2} - w_{a1}}{\frac{(w_{as2} - w_{a2}) - (w_{as1} - w_{a1})}{\text{Ln} \frac{(w_{as2} - w_{a2})}{(w_{as1} - w_{a1})}}} \quad (\text{III-83})$$

Avec w_{as1} est l'humidité absolue de l'air saturé à t_{w1} , et w_{as2} à t_{w2} .

3.2. Méthode NUT

Cette méthode repose sur la notion de l'efficacité. Un paramètre important dans le calcul des échanges de chaleur qui est défini comme étant le rapport de l'état réel par rapport à l'état maximale qui pourrait être atteint.

$$E = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}}$$

- Coefficient de l'efficacité fonction du nombre d'unités de transfert

A partir de l'expression (33) on exprime la différence de température par la relation :

$$dt_w = \frac{M_a dh_a}{M_w C_{Pw}} \quad (III-84)$$

Steven et al [1] admet que :

$$h_{as(t_w)} = C_{a_s} \cdot t_w + c \quad (III-85)$$

C_{a_s} c : sont des constants.

Avec :

$$C_{a_s} = \left. \frac{dh_{as(t_w)}}{dt} \right|_{t=t_w} \quad (III-86)$$

Laquelle conduit à :

$$dh_{as(t_w)} = C_{a_s} dt_w \quad (III-87)$$

En introduisant la relation (84) dans (87), on obtient :

$$dh_{as(t_w)} = \frac{M_a C_{a_s}}{M_w C_{Pw}} dh_a \quad (III-88)$$

On définit le groupement adimensionnel :

$$m_0 = \frac{M_a C_{a_s}}{M_w C_{Pw}} \quad (III-89)$$

Qui exprime le rapport des débits thermiques. L'expression (88) devient alors :

$$dh_{as(t_w)} = m_0 dh_a \quad (III-90)$$

A partir de l'équation (35) la variation élémentaire de l'enthalpie de l'air correspond à :

$$dh_a = \frac{\delta_w a S_0 dH}{M_a} [h_{as(t_w)} - h_a] \quad (III-91)$$

Tenant compte cette dernière la relation (90) devient:

$$dh_{as(t_w)} = m_0 \frac{\delta_w a S_0 dH}{M_a} [h_{as(t_w)} - h_a] \quad (\text{III-92})$$

On soustrait alors l'équation (91) de l'équation (92) membre à membre et on obtient l'expression :

$$\frac{d(h_{as(t_w)} - h_a)}{(h_{as(t_w)} - h_a)} = -\frac{\delta_w a S_0}{M_a} (1 - m_0) dH \quad (\text{III-93})$$

En intégrant cette équation entre la base (entrée d'air (1)) et le sommet (sortie d'air (2)) de la tour, on aboutit à :

$$\text{Ln} \frac{(h_{as(t_w)} - h_a)_2}{(h_{as(t_w)} - h_a)_1} = -\frac{\delta_w a S_0}{M_a} (1 - m_0) H \quad (\text{III-94})$$

$$(h_a - h_{as(t_w)})_2 = (h_a - h_{as(t_w)})_1 \exp \left(-\frac{\delta_w a S_0}{M_a} (1 - m_0) H \right) \quad (\text{III-95})$$

On définit un autre groupement adimensionnel qui est le nombre d'unités de transfert NUT :

$$\text{NUT} = \frac{\delta_w a S_0 H}{M_a} \quad (\text{III-96})$$

Par ailleurs, L'intégration de l'expression (93) permet d'écrire :

$$h_{as2(t_{w1})} - h_{as1(t_{w2})} = m_0 (h_{a2} - h_{a1}) \quad (\text{III-97})$$

La combinaison entre les deux relations (III-95) et(III-97) donne :

$$h_{a2} - h_{a1} = (h_{as2(t_{w1})} - h_{a1}) \frac{1 - \exp [-(1 - m_0) \text{NUT}]}{1 - m_0 \exp [-(1 - m_0) \text{NUT}]} \quad (\text{III-98})$$

On déduit par analogie avec les échangeurs de chaleur sensible l'efficacité de l'échange à contre courant par

$$E = \frac{h_{a2} - h_{a1}}{h_{as2(t_{w1})} - h_{a1}} = \frac{1 - \exp [-(1 - m_0) \text{NUT}]}{1 - m_0 \exp [-(1 - m_0) \text{NUT}]} \quad (\text{III-99})$$

- **Température de l'eau à la sortie :**

Tenant compte les deux relations (32) et (99), on obtient :

$$M_w C_{Pw} (t_{w1} - t_{w2}) = M_a E (h_{as2(t_{w1})} - h_{a1}) \quad (\text{III-100})$$

$$t_{w2} = t_{w1} - \frac{E M_a (h_{as2(t_{w1})} - h_{a1})}{M_w C_{Pw}} \quad (\text{III-101})$$

- **Enthalpie de l'air à la sortie :**

D'après la relation (99), l'enthalpie de l'air à la sortie s'exprimera comme suit :

$$h_{a2} = h_{a1} + E (h_{as2(t_{w1})} - h_{a1}) \quad (\text{III-102})$$

4. Conclusion :

A travers notre étude théorique, nous avons pu modéliser les phénomènes thermo-physique qui ont lieu à l'intérieure de tour de refroidissement

L'utilisation de certain nombre d'hypothèses (méthode de Merkel, fonction de Lewis, procédure de Stevens et al) permet de développer plusieurs méthodes de calcul.

L'étape suivante de notre étude consiste à résoudre numériquement les équations obtenues à partir des différentes méthodes citées dans ce chapitre.

1. Introduction

Ce chapitre est consacré au développement d'un modèle permettant de simuler le fonctionnement d'une tour de refroidissement et son exécution. La présente modélisation a abouti à l'établissement de deux programmes informatiques. Ces dernières sont exécutées en langage MATLAB, R2009a.

2. Données de la simulation

a- Dimensions de l'échangeur

Surface au sol : $S_0 = \text{long} \cdot \text{Larg} = 2\text{m}^2$

Type de corps d'échange : le type de corps d'échange utilisé dans cette expérience est celui définie par Kreith caractérisé par la relation, $\delta_w \cdot a = 1.09 \cdot G \cdot L^{0.2}$

b- Données d'entrée

La température de l'air ambiant est : $t_1 = 40^\circ\text{C}$

L'hygrométrie : $\text{HR} = 40\%$,

Le débit d'eau à refroidir : $M_w = 2\text{kg/s}$

La température d'entrée d'eau : $t_{w1} = 40^\circ\text{C}$

$t_{w2} = 34^\circ\text{C}$, La connaissance de la température de l'eau à la sortie de tour est nécessaire pour la suite des calculs (débit d'air et la hauteur minimale de l'empilage).

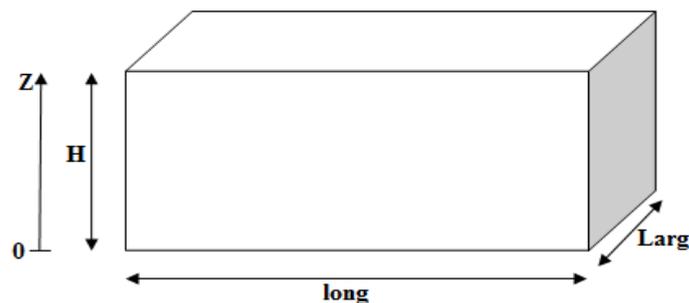
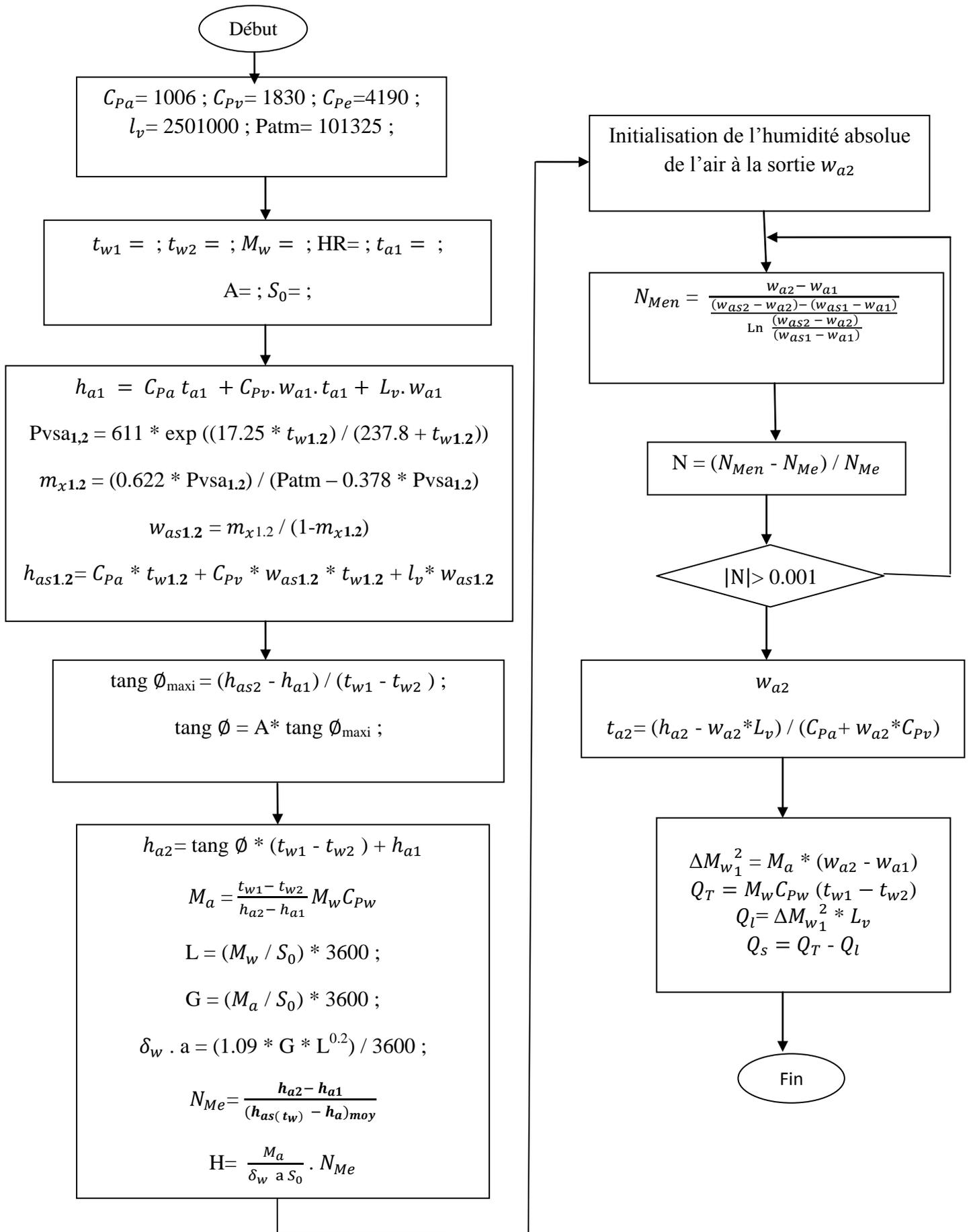
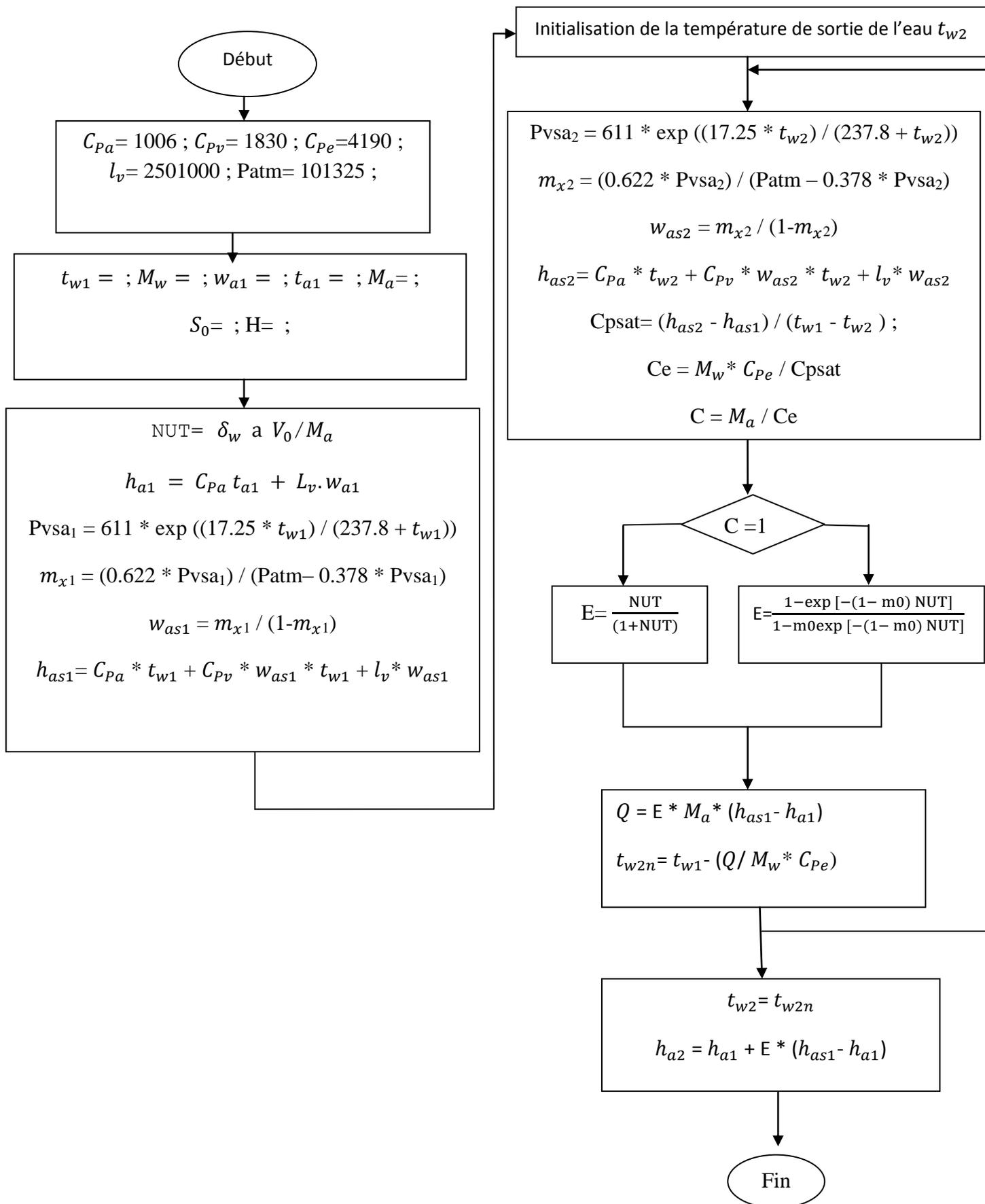


Figure (IV- 1) : Les dimensions de l'échangeur



Organigramme I : méthode de Merkel



Organigramme II : méthode de NUT

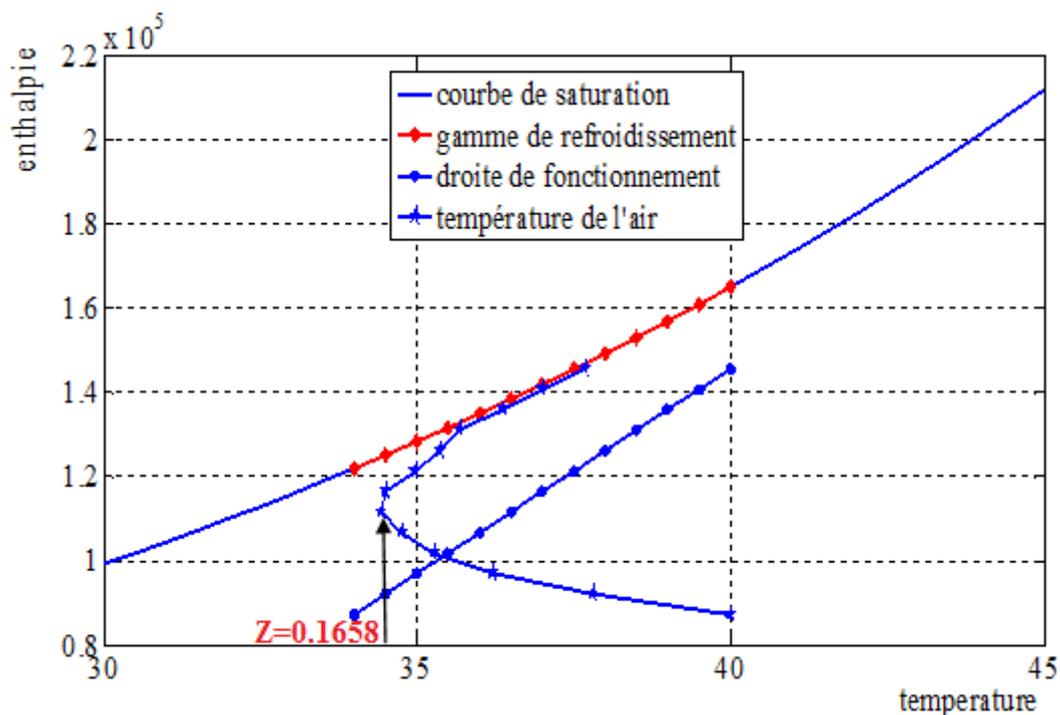
3. Résultats et interprétations :

3.1. Méthode de Merkel :

La méthode de Merkel nous a permis de calculer la hauteur minimale de l'empilage, et le débit d'air nécessaire. D'après les résultats on a :

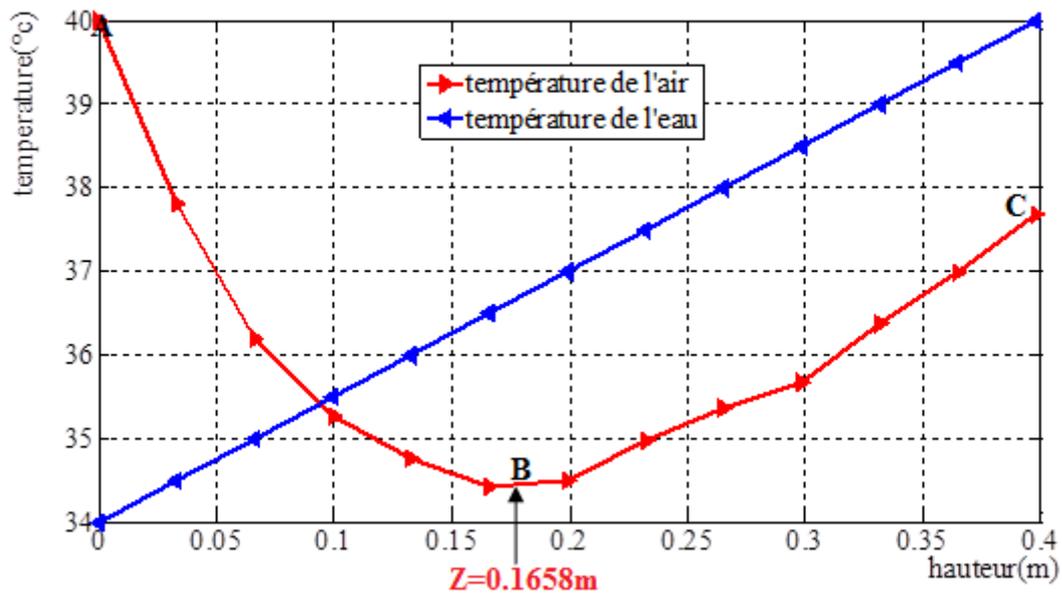
1. hauteur de l'empilage $H=0.3980\text{m}$
2. débit d'air $m_a=0.869\text{kg/s}$

aussi elle permet de présenter les évolutions des paramètres régissant sur le fonctionnement à l'intérieure de la tour pour ($S_0=2\text{m}^2$, $H=0.3980\text{m}$, $M_w=2\text{kg/s}$, $M_a=0.869\text{kg/s}$, $t_{w1}=40^\circ\text{C}$, $t_{w2}=34^\circ\text{C}$, $\text{HR}=40\%$, $t_1=40^\circ\text{C}$).

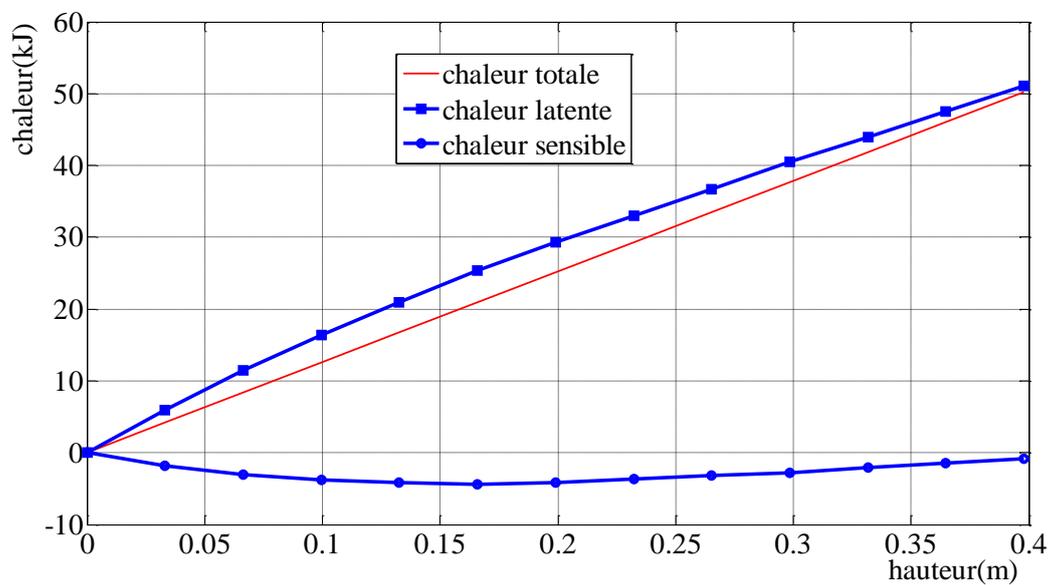


Figure(IV-2) : Evolution de l'enthalpie de l'air saturé en fonction de la température de l'interface eau/air

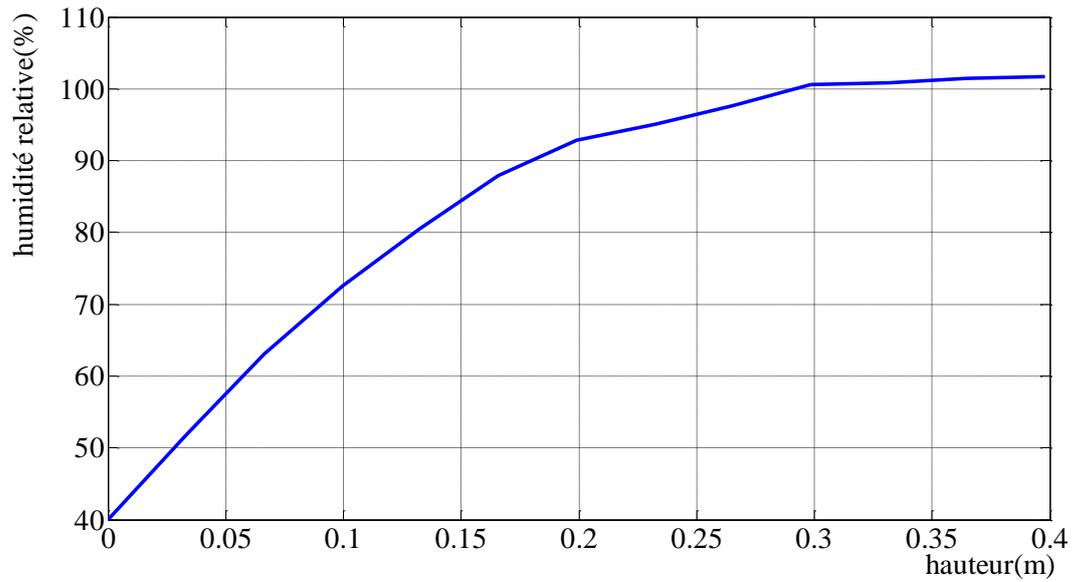
La figure (IV-2) représente l'évolution de l'enthalpie de l'air réel (droite de fonctionnement) , et celle de l'air saturé (courbe de saturation) correspondant aux températures de l'eau (interface air/eau), ainsi on remarque l'évolution de la température de l'air le long de la tour de refroidissement.



Figure(IV-3) : Variation des températures de l'eau et de l'air le long de la tour de refroidissement



Figure(IV-4) : Variation de chaque mode du taux du transfert de chaleur le long de la tour



Figure(IV-5) : Evolution de l'humidité relative le long de la tour de refroidissement

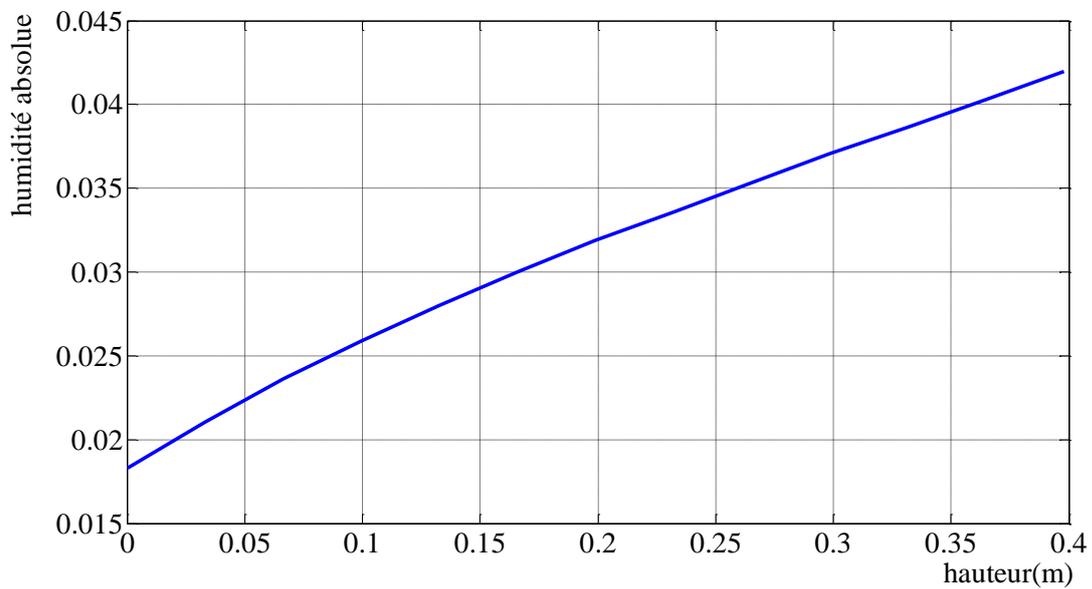


Figure (IV-6) : Evolution de l'humidité absolue le long de la tour de refroidissement

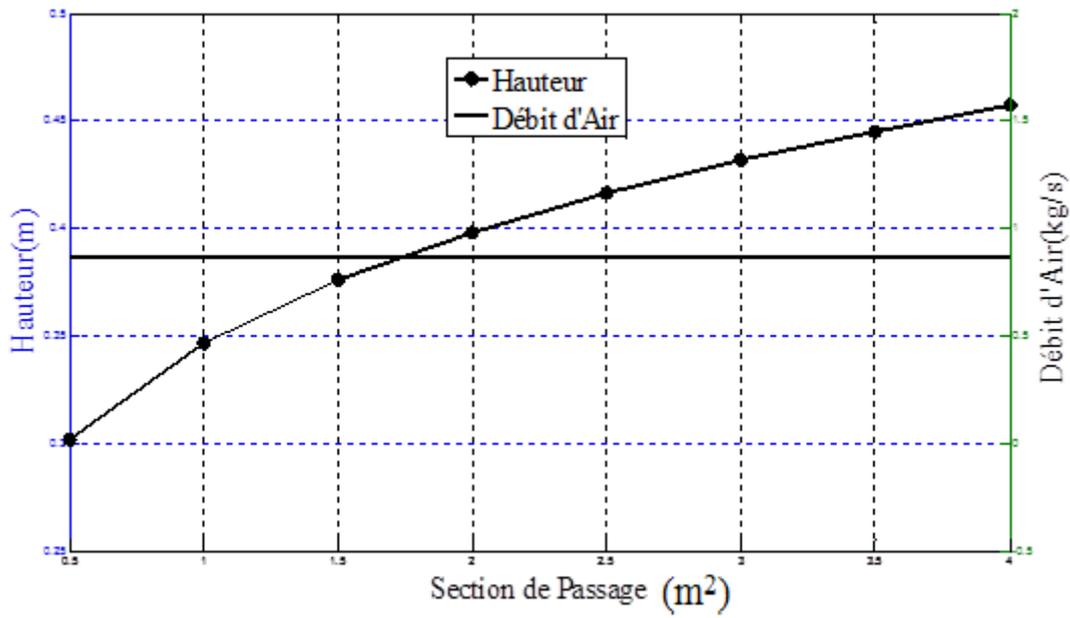
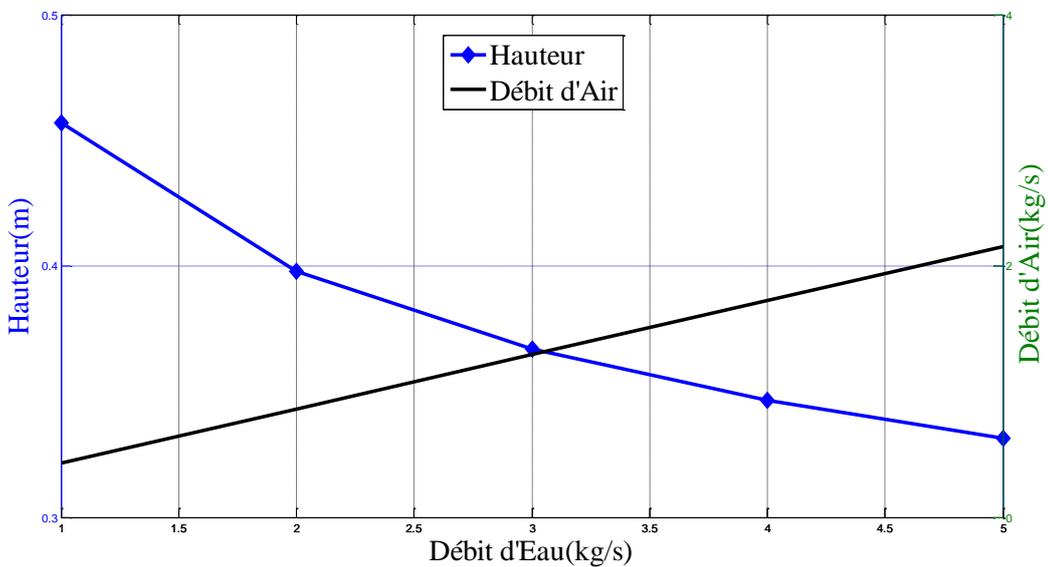


Figure (IV-7) : Variation du débit d'air et de la hauteur de l'empilage avec la variation de section de passage pour :

$$M_w=2\text{kg/s}, t_{w1}=40^\circ\text{C}, t_{w2}=34^\circ\text{C}, \text{HR}=40\%, t_1=40^\circ\text{C}$$



Figure(IV-8) : Variation du débit d'air et de la hauteur de l'empilage avec la variation du débit d'eau pour :

$$t_{w1}=40^\circ\text{C}, t_{w2}=34^\circ\text{C}, \text{HR}=40\%, t_1=40^\circ\text{C}, S_0=2\text{m}^2$$

3.1.1 Distribution des températures de l'eau et de l'air dans l'échangeur

- **Température de l'eau :**

Il a été observé comme le montre la figure (IV-3) que la température de l'eau décroît sans interruption pendant qu'elle approche le fond de la tour. Ceci est expliqué parce que l'eau perd de la chaleur et se refroidie.

- **Température de l'air :**

L'évolution de la température de l'air entre l'entrée et la sortie de la tour fait montrer deux régions essentielles figure (IV-3) :

Région AB

Il est intéressant de voir que l'air, qui entre du fond de la tour, se refroidie jusqu'à une température basse pour une hauteur ($Z= 0.1658$). Ceci est expliqué parce que l'air perd la chaleur par convection (convection négative), comme aussi le transfert de la chaleur latente dans cette région est moins important.

Région BC

Dans cette région la température de l'air augmente sans interruption jusqu'à la sortie de la tour, ce qui implique que l'air se réchauffe. Ceci est expliqué parce que la chaleur perdue par l'air devient négligeable dans la partie supérieure de la tour, aussi la chaleur reçue par l'air par l'effet d'évaporation dans cette région devient plus important.

3.1.2 Transfert de chaleur totale :

Les courbes de la figure (IV-4) montrent que le taux du transfert de chaleur totale s'augmente le long de la tour de refroidissement. Comme aussi il est clair que le mode prédominant, commande l'écoulement de la chaleur totale, est effectuée par l'évaporation d'eau. C'est pour ça qu'on l'appelle système évaporatif.

3.1.3 Humidité absolue et relative :

L'humidité absolue de l'air s'augmente parallèlement avec la hauteur de la tour (Fig. IV-5), ce qui fait élever son humidité relative jusqu'à atteindre l'état de saturation (Fig. 6).

3.1.4 Variation de débit d'air et de la hauteur d'empilage

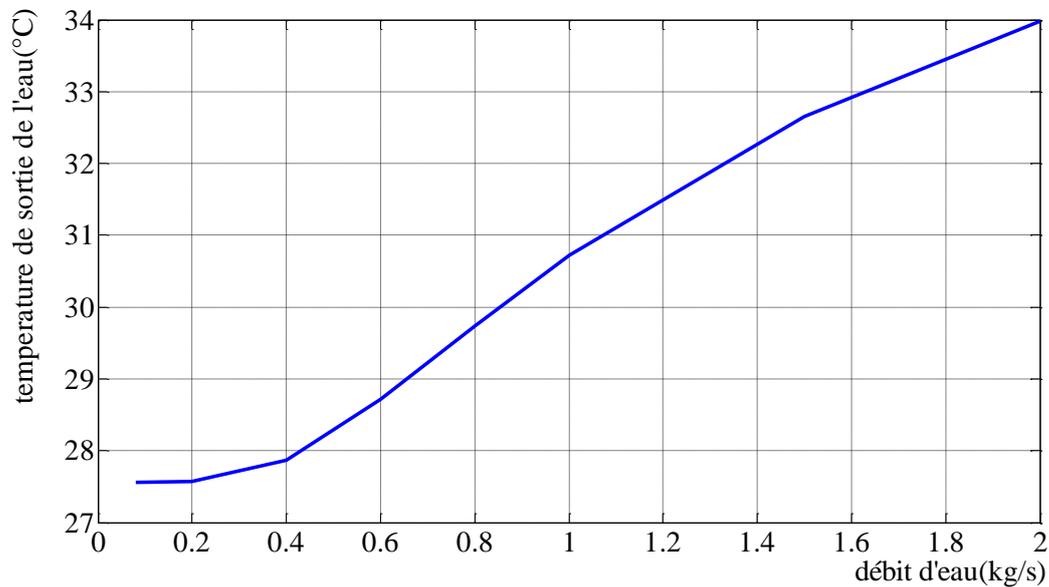
- **En fonction de la section de passage :**

La figure (IV-7) montre que pour un débit d'air constant la hauteur totale de l'empilage varie en une branche parabolique croissante en fonction de section de passage.

- **En fonction du débit d'eau :**

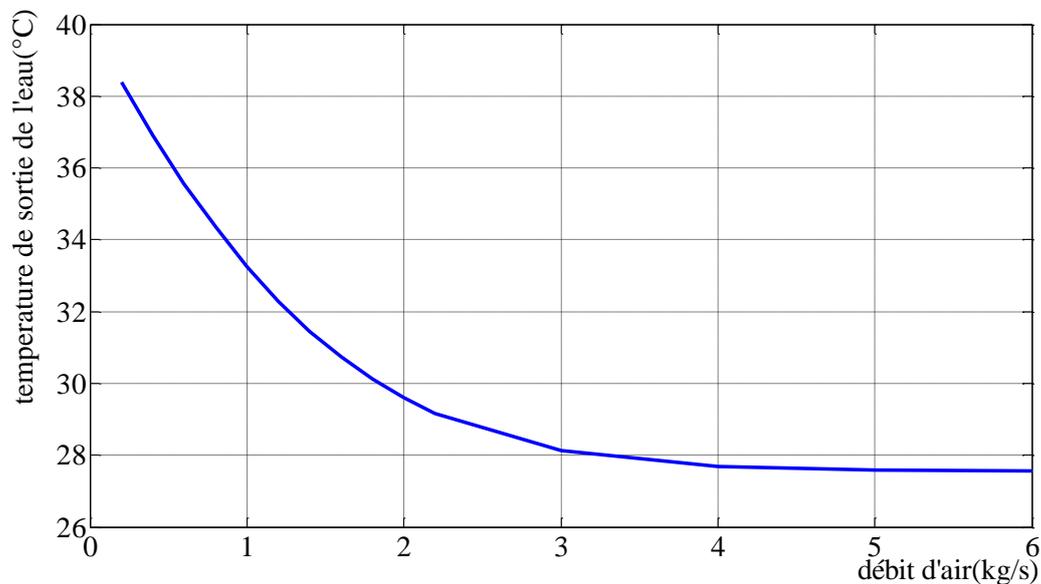
La figure (IV-8) montre que la hauteur totale de l'empilage varie en une branche parabolique décroissante en fonction de d'ébit d'eau, tandis que le débit d'air aspéré évolue linéairement.

3.2 Méthode de NUT : en vu de mettre en évidence l'influence de certains paramètres sur la température de sortie de l'eau, on procède quelques simulations en faisant varier les données suivantes :



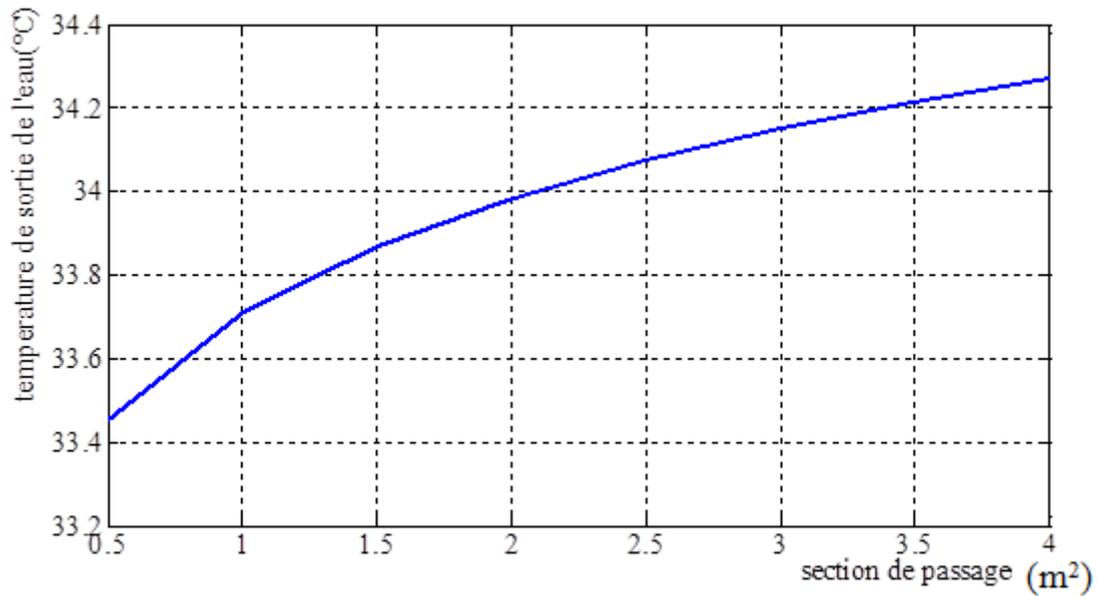
Figure(IV-9) :Variation de la température de sortie de l'eau en fonction de débit d'eau

$S_0=2m^2$, $H=0.3980m$, $M_a=0.869kg/s$, $t_{w1}=40^\circ C$, $HR=40\%$, $t_1=40^\circ C$, $Th=27.768^\circ C$



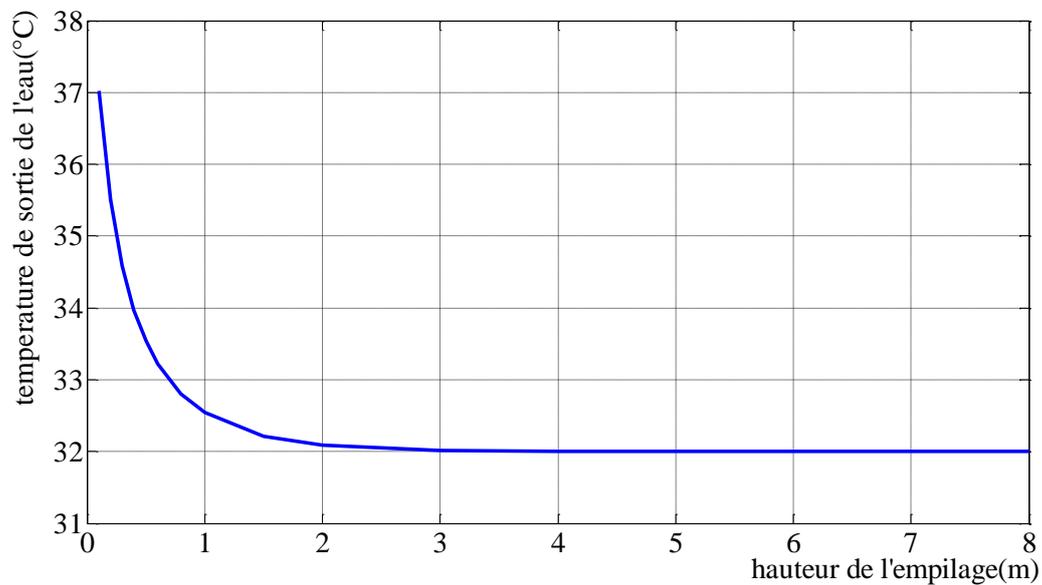
Figure(IV-10) :Variation de la température de sortie de l'eau en fonction de débit d'air

$S_0=2m^2$, $H=0.3980m$, $M_w=2kg/s$, $t_{w1}=40^\circ C$, $HR=40\%$, $t_1=40^\circ C$, $Th=27.768^\circ C$



Figure(IV-11) : Variation de la température de sortie de l'eau en fonction de débit d'air

$H=0.3980\text{m}$, $M_w=2\text{kg/s}$, $M_a=0.869\text{kg/s}$, $t_{w1}=40^\circ\text{C}$, $\text{HR}=40\%$, $t_1=40^\circ\text{C}$, $T_h=27.768^\circ\text{C}$



Figure(IV-12) : Variation de la température de sortie de l'eau en fonction de hauteur de l'empilage

$S_0=2\text{m}^2$, $M_w=2\text{kg/s}$, $M_a=0.869\text{kg/s}$, $t_{w1}=40^\circ\text{C}$, $\text{HR}=40\%$, $t_1=40^\circ\text{C}$, $T_h=27.768^\circ\text{C}$

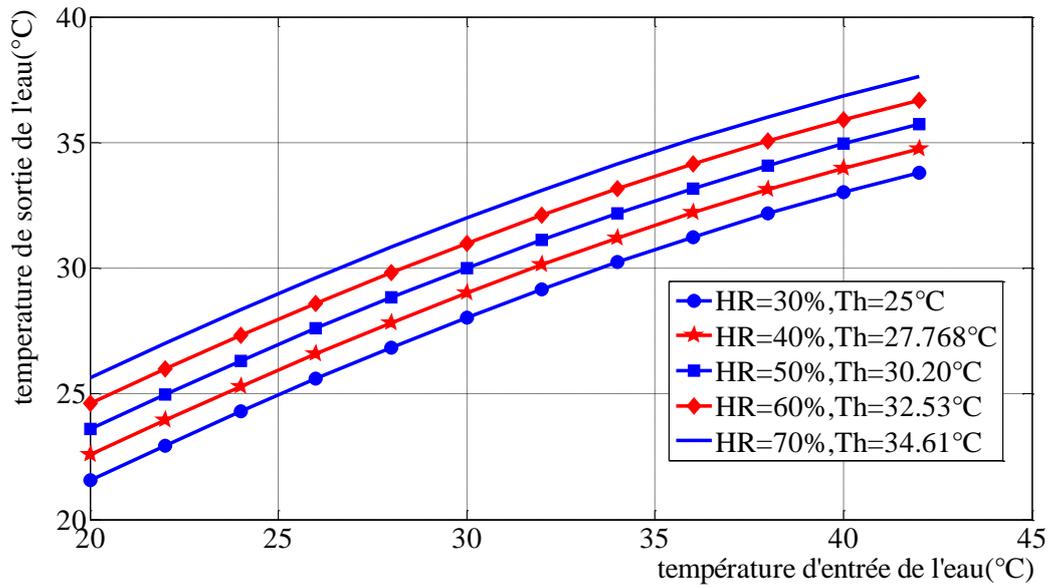


Figure (IV-13) : Variation de la température de sortie de l'eau en fonction de la température d'entrée d'eau pour différentes humidités relatives.

$$S_0=2m^2, H=0.3980m, M_w=2kg/s, M_a=0.869kg/s, t_{w1}=40^\circ C, t_1=40^\circ C$$

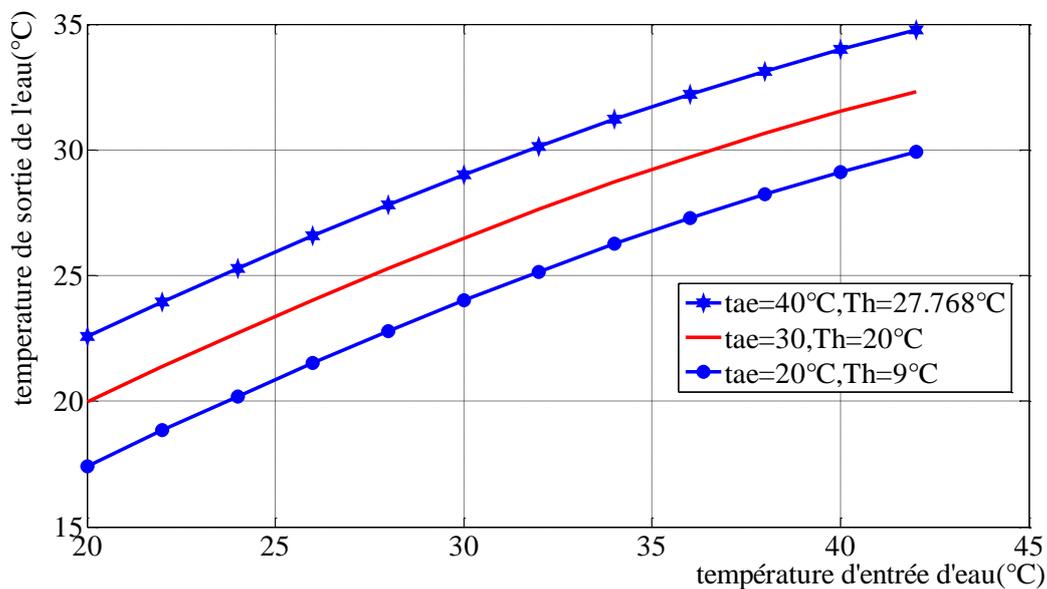


Figure (IV-14) : Variation de la température de sortie de l'eau en fonction de température de l'air

Pour différentes températures de l'air

$$S_0=2m^2, H=0.3980m, M_w=2kg/s, M_a=0.869kg/s, t_{w1}=40^\circ C, HR=40\%$$

3.2.1 Influence du débit d'eau :

La courbe de la figure (IV-9) montre que T_{es} varié en une branche parabolique croissante en fonction du débit de l'eau. La plus basse température atteinte par l'eau à la sortie, pour des faibles débits d'eau, est correspond à la température humide de l'air à l'entrée de la tour.

3.2.2 Influence du débit d'air :

La courbe de la figure (IV-10) montre que T_{es} varié en une branche parabolique décroissante en fonction du débit de l'air. La température minimale de l'eau qui peut atteindre est celle de température humide de l'air à l'entrée pour un débit d'air ($M_a=4$ kg/s), au de là l'augmentation de débit d'air ne varie pas la température de l'eau à la sortie.

3.2.3 Influence de la section de passage :

La courbe de la figure (IV-11) montre que la température de sortie de l'eau varie en une branche parabolique croissante en fonction de section de passage.

3.2.4 Influence de la hauteur :

L'augmentation de la hauteur provoque une diminution dans la température de sortie de l'eau. Au dessus d'une hauteur donnée ($H=2m$), la température de sortie de l'eau reste constante (Fig. IV-12)

3.2.5 Influence du climat :

Selon la température de sortie de l'eau, on distingue : (Fig. IV-13) et (Fig. IV-14)

- **Réchauffement de l'eau** : quand la température d'entrée d'eau est inférieure à la température de bulbe humide.
- **Refroidissement de l'eau** : quand la température d'entrée d'eau est inférieure à la température de bulbe humide.

Un cas particulier où la température de l'eau s'établie à une température constante, c'est-à-dire que les températures d'entrée et de sortie de l'eau sont identiques.

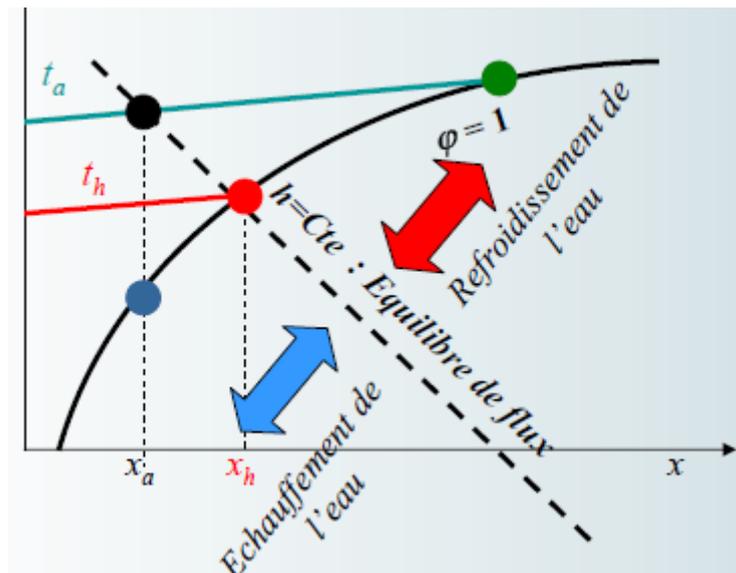


Figure (IV-15) : Evolution de la température de l'eau.

Dans notre cas on s'intéresse juste au cas où l'eau se refroidit. D'après le graphique de la figure (IV-13) l'eau sort plus froide pour des climats plus secs (à humidités relatives plus basses).

Cela s'explique par le fait que le déficit de saturation de l'air ambiant devient important, ce qui joue en faveur de la vaporisation de l'eau.

Aussi la figure (IV-14) montre que l'eau sort plus froide pour des climats plus chauds.

4. Conclusion :

Dans ce chapitre on a pu mettre en évidence l'évolution des différents paramètres commande le fonctionnement de la tour de refroidissement le long de cette dernière, aussi l'influence des variables de conceptions sur le refroidissement de l'eau.

Le potentiel de refroidissement de la tour étudiée dépend de la température humide de l'air. C'est un facteur de contrôle de l'aspect de la température minimum d'eau froide auquel l'eau peut être refroidie par la méthode évaporative.

Conclusion générale

La modélisation d'une tour de refroidissement est une tâche assez ardue, vu la complexité de plusieurs phénomènes qui y interviennent simultanément.

Le but de notre étude était de développer un modèle de simulation qui permettra d'exposer une approche complète pour une conception optimale d'une tour de refroidissement humide à tirage mécanique. Ce modèle est obtenu en développant plusieurs méthodes de calculs basés sur des équations de conservation.

L'étude de ce type de dispositifs, nous a offert l'opportunité d'aborder le mécanisme du transfert de chaleur combiné au transfert de masse. Ainsi le modèle de simulation peut être employé pour prévoir les propriétés physiques d'air et d'eau mobiles à l'intérieur de la tour de refroidissement.

L'intérêt de ce modèle de conception est qu'il permet d'utiliser une série de matériaux d'empilage pour choisir le type optimum. Ainsi il permet également l'influence des conditions environnementales et d'autres paramètres.

Le refroidissement de l'eau est obtenu grâce à l'échange de chaleur sensible qui a lieu entre l'air et l'eau et transfert de la chaleur latente par évaporation d'une petite partie de cette eau. De cette manière, il est possible d'obtenir une eau à une température plus basse que la température sèche de l'air ambiant, parfois, elle approche la température humide. Ce qui donne un avantage important aux tours par rapport aux échangeurs classiques.

La température de bulbe humide, de l'air ambiant, est un facteur important dans l'exécution de l'équipement évaporatif, elle dépend essentiellement de l'hygrométrie. Pour les températures humides basses le refroidissement obtenu est important.

Bibliographie :

- [1] : M.ADEL & M.SADAOUI. Étude d'une TR humide. Mémoire d'ingénieur. U.M.M.T.O.2001
- [2] : A.AMARI & M. SELLAMI. Contribution a la modélisation du dimensionnement d'une tour de refroidissement humide à tirage induit fonctionnant à contre courant. Mémoire d'ingénieur U.M.M.T.O. 1992/1993.
- [3] : G-RIGOT. Transmission et échangeurs de chaleur. 1991
- [4] : R.NEBBALI Cours de master I transfert de masse (2010-2011)
- [5] : Electrical energy Equipement :Cooling Towers. © UNEP 17 2006
- [6] : K. Kolmetz.. Cooling Towers selection and sizing. Juillet 2011.
- [7] : J BOUTELOUP, M LE GUAY, J.LIGEN. Climatisation conditionnement d'air. 1996
- [8] : P. ISELT-U. ARNDT-J.-L.CAUCHEPIN. Manuel de l'humidification de l'air. 1996
- [9] : Y JANNOT. L'AIR HUMIDE (PDF). Septembre 2005
- [10] : R VAN PRUISSEN. Evaporative Cooling. May 2010
- [11] : D. Hantz. Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires. Guide technique.
- [12] : M. HAMON & M.CLIMESPACE-ELYO guide des bonnes pratiques. Legionella et tours aéroréfrigérantes. République française Juin 2001
- [13] : R FEIDT Réfrigérants atmosphériques. Tours aéroréfrigérantes indirectes.Technique de l'ingénieur. 2012.
- [14] : B CRETINON & B BLANQUART. air humide-notions de base et mesures.Technique de l'ingénieur. 2012.
- [15] : P.A.F. Bougleux et al Simulation of a direct evaporative cooler and a cooling tower by the effectiveness-NTU methode International journal of Mechanical Engineering Education 35/3.



DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE

Pression: 100 000 Pa (Altitudes: 200 à 250 m)

LÉGENDE

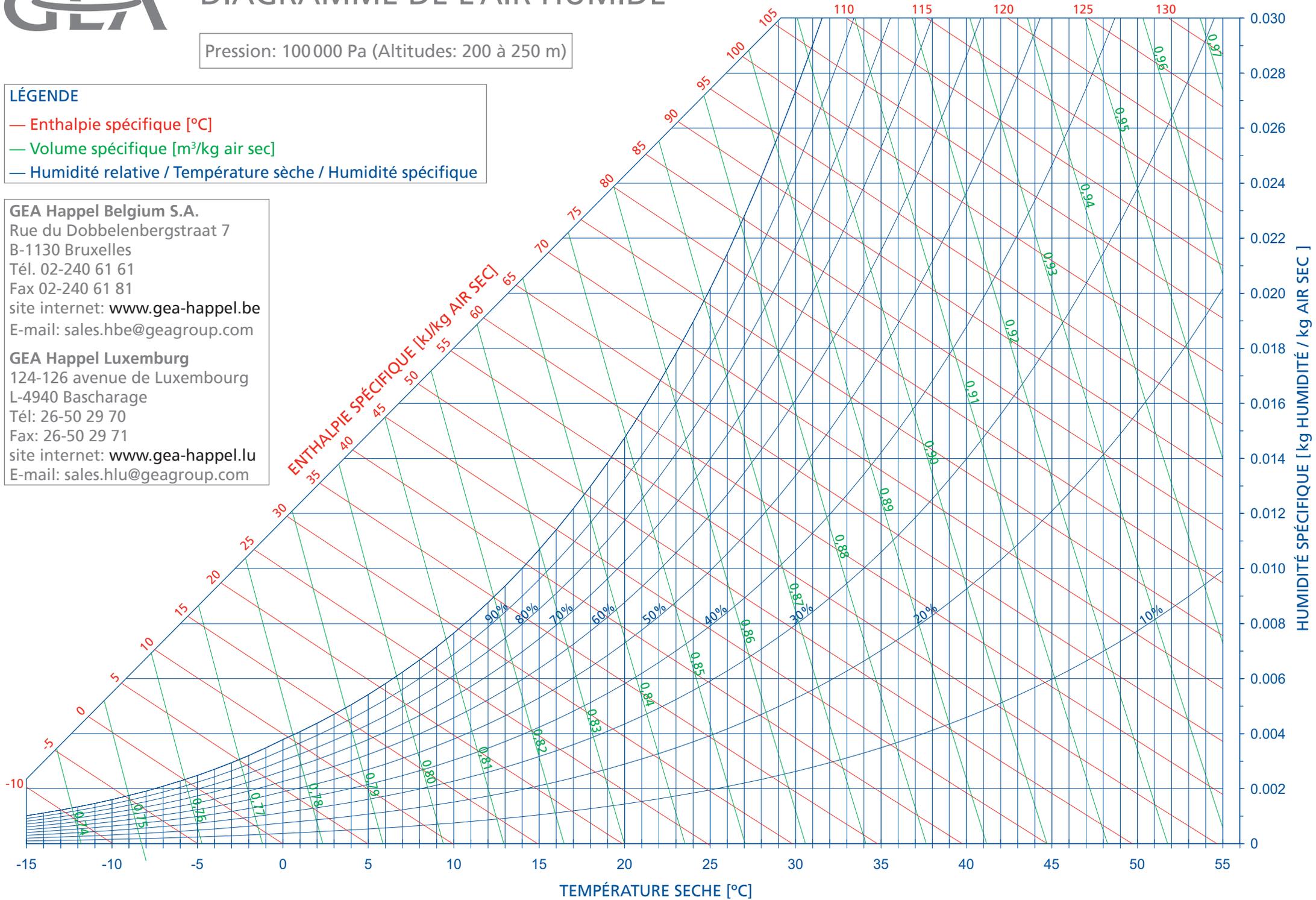
- Enthalpie spécifique [°C]
- Volume spécifique [m³/kg air sec]
- Humidité relative / Température sèche / Humidité spécifique

GEA Happel Belgium S.A.

Rue du Dobbelenbergstraat 7
B-1130 Bruxelles
Tél. 02-240 61 61
Fax 02-240 61 81
site internet: www.gea-happel.be
E-mail: sales.hbe@geagroup.com

GEA Happel Luxembourg

124-126 avenue de Luxembourg
L-4940 Bascharage
Tél: 26-50 29 70
Fax: 26-50 29 71
site internet: www.gea-happel.lu
E-mail: sales.hlu@geagroup.com



LOIS DES VENTILATEURS

CHANGEMENT DE LA VITESSE POUR LE MÊME VENTILATEUR ET LE MÊME POIDS SPÉCIFIQUE DE MÉDIUM TRANSPORTE

1. Le volume d'air change en proportion de la vitesse

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

2. Les pressions changent proportionnellement au carré de la vitesse (resp. volume d'air)

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^2$$

3. La puissance absorbée change proportionnellement au cube de la vitesse (resp. volume d'air)

$$\frac{P_{w1}}{P_{w2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^3$$

CHANGEMENT DU POIDS SPÉCIFIQUE POUR LE MÊME VENTILATEUR ET LA MÊME VITESSE DE ROTATION

1. Le débit d'air reste constant $V_1 = V_2 = \text{constant}$

2. Les pressions changent proportionnellement aux poids spécifiques

$$\frac{\Delta Pt_1}{\Delta Pt_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{T_2}{T_1}$$

3. La puissance absorbée change avec le poids spécifique

$$\frac{P_{w1}}{P_{w2}} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{T_2}{T_1}$$

4. Le rendement reste constant $\eta_1 = \eta_2 = \text{constante}$

La puissance absorbée à l'axe est déterminée par la formule suivante:

$$P_w = \frac{V \times \Delta Pt}{3600 \times \eta \times 1000} = kW$$

Rapport des poulies et vitesse de rotation

$$n_1 \times d_1 = n_2 \times d_2$$

SIGNIFICATION DES SYMBOLES

<u>Symbole</u>	<u>Unité</u>	<u>Nomination</u>
V	m ³ /h	volume d'air
n	r.p.m.	vitesse de rotation
P	Pa	pression
Pw	kW	puissance absorbée
ρ	kg/m ³	poids spécifique
T	K	température Kelvin
d	mm	diamètre
η	-	rendement