



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

جامعة وهران 2 محمد بن أحمد  
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed  
-----  
معهد الصيانة والأمن الصناعي  
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

**Département de Maintenance en Electromécanique**

## **MÉMOIRE**

Pour l'obtention du diplôme de Master

**Filière :** Electromécanique  
**Spécialité :** Electromécanique industrielle

### **Thème**

Elaboration d'un programme de calcul pour la détermination  
des performances des tours de refroidissement

Présenté et soutenu publiquement par :

Nom : .....BOUSOUAR..... Prénom : ...IMAD

Nom : .....BOUMESSAOUD.....Prénom : .....MOHAMMED.

Devant le jury composé de :

<b>Nom et Prénom</b>	<b>Grade</b>	<b>Etablissement</b>	<b>Qualité</b>
BENOMAR Fatima	MAB.	IMSI d'Oran	<b>Président</b>
ABDI Ghezail	MCB	IMSI d'Oran	<b>Encadreur</b>
ADJELOUA Abdelaziz	MAA	IMSI d'Oran	<b>Examinateur</b>

**Juin 2017**

## **Remerciements**

*Nos remerciements s'adressent à :*

- **M<sup>me</sup> BENOMAR Fatima** Président et **Messieurs ADJELOUA Abdelaziz**, membres du Jury, pour l'honneur qu'ils nous font en acceptant d'évaluer ce Travail.

- **M<sup>elle</sup> ABDI Ghezail**, notre encadreur pour avoir dirigé ce travail, et pour toutes les informations et les explications précieuses et ainsi, la fourniture des meilleures conditions pour le déroulement du travail .

- Tous les membres de notre famille chaque'un a son nom ( toute la famille BOUSOUAR surtout mes chères parents et j'oublie pas la famille DJELTI qui m'ont soutenu pour faire continuer mes études et spécialement mon oncle **benbella djelti** ) et ( toute la famille BOUMESSAOUD surtout mes chères parents ainsi la famille BETTAHER et CHOUGUI et mon petit **neveu sid ahmed** )

Nous remercions également nos nombreux '**collègues de souffrance**', qui ont contribué par leur aide, leur soutien, leur compréhension.

- Nos **Professeurs**, du Primaire, jusqu'à ce jour et à tous les niveaux.

- Nos **Amis** ...

**LISTE DES FIGURES**

<b>CHAPITRE I</b>	<b>Principe de Refroidissement évaporatif .....</b>	<b>3-13</b>
Fig.1.	Tour ouverte .....	5
Fig.2.	Tour à circuit fermé .....	6
Fig.3.	Condenseur évaporatif .....	7
Fig.4.	Tour fermé hybrid .....	8
Fig.5.	Schémas de principe de deux tours de refroidissement à circuit ouvert à contre-courant .....	9
<b>CHAPITRE III</b>	<b>Contribution &amp; Résultats et Discussion .....</b>	<b>19-31</b>
Fig.6.	simulation par blocs .....	19
Fig. 7.	Comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de la température de l'eau de sortie $T_{wex}$ en fonction de la température de bulbe humide d'entrée $T_{wbsu}$ .....	25
Fig.8.	Comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de la température de l'eau de sortie $T_{wex}$ en fonction de la température de l'eau d'entrée $T_{wsu}$ .....	26
Fig.9.	Comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de la puissance de ventilateur requis $Q_{fan}$ en fonction de débit d'air $\dot{V}_a$ .....	27
Fig.10.	comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de EFFA en fonction de $T_{wbsu}$ .....	28
Fig.11.	comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de EFFA en fonction de $T_{wsu}$ .....	28
Fig.12.	comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de EFFW en fonction de $T_{wbsu}$ .....	29
Fig.13.	comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de EFFW en fonction de $T_{wsu}$ .....	30

---

**CHAPITRE IV    Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours  
de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée .....32-47**

Fig.14. Organigramme de résolution .....34

Fig.15. Organigramme de fonctionnement de l'interface .....35

Fig.16. la feuille de l'application .....37

Fig.17. l'aspect initial de la fenêtre du programme .....40

Fig.18.Suite1l'aspect de la fenêtre du programme .....40

Fig.19. Capture de la fenêtre Calcul de la température de l'eau de sortie .....41

Fig.20.Suite1 : Capture de la fenêtre Calcul de la température de l'eau de sortie .....41

Fig.21.Suite 2 : Capture de la fenêtre Calcul de la température de l'eau de sortie .....42

Fig.22.Suite 3 : Capture de la fenêtre Calcul de la température de l'eau de sortie .....43

Fig.23. Capture de la fenêtre Calcul de débit d'air requis .....43

Fig.24.Suite 1 : Capture de la fenêtre Calcul de débit d'air requis .....44

Fig.25.Suite 2 : Capture de la fenêtre Calcul de débit d'air requis .....45

Fig.26. Capture de la fenêtre Calcul de débit d'eau requis .....45

Fig.27. Suite 1 : Capture de la fenêtre Calcul de débit d'eau requis .....46

Fig.28. Suite 2 : Capture de la fenêtre Calcul de débit d'eau requis .....47

**LISTE DES TABLEAUX**

**CHAPITRE III    Contribution & Résultats et Discussion .....19-31**

Tab. 1 .les 13 paramètres de Standard ..... 21

Tab.2. les 13 paramètres de Cas1 simplifiée .....22

Tab.3. les 13 paramètres de Cas2 simplifiée .....23

Tab.4. les 13 paramètres de Cas3 simplifiée .....24

---

## Nomenclature

<b>Nom</b>	<b>Description</b>	<b>Unités</b>
$\dot{M}_a$	Débit massique d'air	$\text{kg/s}$
$\dot{M}_w$	Débit massique d'eau	$\text{kg/s}$
twb	température de bulbe humide d'air	$^{\circ}\text{C}$
$\varepsilon$	Efficacité de la tour	-
$\text{NTU}_a$	Nombre d'unités de transfert	-
$k_g$	coefficient de transfert de vapeur	$\text{kg/s.m}^2$
a	Contact de surface de packing	$\text{m}^{-1}$
V	Volume de packing	$\text{m}^3$
$\varepsilon_w$	Efficacité côté eau	-
H	Enthalpy d'air d'entrée	$\text{K}_J/\text{K}_g.\text{d.a}$
$h_s$	Enthalpy d'air saturé d'entrée	$\text{K}_J/\text{K}_g.\text{d.a}$
$w_s$	Humidity absolue	$\text{K}_g/\text{K}_g.\text{d.a}$
$c_{pw}$	Chaleur Spécifique de l'eau	$\text{K}_J/\text{K}_g.^{\circ}\text{k}$
$C_{pa}$	Chaleur Spécifique d'air humide à pression constant	$\text{K}_J/\text{K}_g.^{\circ}\text{k}$
AVFLO	Débit volumique d'air de design	$\text{m}^3/\text{s}$
AVFL	Débit volumique d'air	$\text{m}^3/\text{s}$
WVFL	Débit volumique d'eau	$\text{m}^3/\text{s}$
AMFL	Débit massique d'air	$\text{kg/s}$
WMFL	Débit massique d'eau	$\text{kg/s}$

---

---

## Nomenclature

TWSU	Température de l'eau de sortie	°C
TWBSU	Température de bulbe humide de sortie	°C
TWEX	Température de l'eau de sortie	°C
ELEV	Altitude de la tour de refroidissement	M
QFANO	Puissance de ventilateur de design	KW
QFAN	Puissance de ventilateur requis	KW
RLG	Rapport massique [ masse d'eau/masse d'air]	-
EFFW	Efficacité côté eau	-
EFFA	Efficacité côté air	-
EFFEST	Efficacité approximé	-
QLOAD	Chaleur enlevée de l'eau	KW
HB	Enthalpie d'air d'entrée	$K_j/K_g$
HAEX	Enthalpie d'air de sortie	$K_j/K_g$
C1,C2,CK	Les constantes du Packing	-

---

# SOMMAIRE.

<b>Introduction générale .....</b>	<b>1</b>
<b>CHAPITRE I      Principe de Refroidissement évaporatif .....</b>	<b>3-13</b>
1.1 Technologies de refroidissement.....	3
1.2 Principe et avantages du refroidissement évaporatif.....	4
1.3 Types d'équipements de refroidissement évaporatif .....	4
1.3.1 Tour ouvertes .....	5
1.3.2 Tour à circuit fermé .....	6
1.3.3 Condenseur évaporatif .....	7
1.3.4 Tour à circuit fermé hybride .....	8
1.3.5 Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouverte .....	9
1.4. Description et illustration des composants .....	10
<b>CHAPITRE II    Présentation et discription du modèle de travail.....</b>	<b>14-18</b>
2.1 Introduction .....	14
2.2 Présentation des modèles de travail .....	14
2.2.1    Modèle de Merkel « Transfert de chaleur dans le packing .....	14
2.2.2    Modèle simplifié .....	17
<b>CHAPITRE III    Contribution &amp; Résultats et Discussion.....</b>	<b>19-31</b>
3.1 Introduction .....	19
3.2 Les équations de calcul .....	20
3.3 Contribution .....	21
3.4 Discussion des résultats .....	30

<b>CHAPITRE IV</b>	<b>Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours</b>	
	<b>de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée</b>	<b>.....32-47</b>
4.1	Introduction	.....32
4.2	La conception de l'interface du programme	.....33
4.3	Organigramme des résolution	.....34
4.4	Organigramme de fonctionnement de l'interface	.....35
4.5	Le choix de contrôles pour les fonctionnalités du programme	.....36
4.5.1	La feuille	.....37
4.5.2	Label (étiquette)	.....38
4.5.3	TextBox (zone de texte)	.....38
4.5.4	Command Button (bouton de commande)	.....39
4.6	Exemple établie	.....39
4.7	Fonctionnalité du programme	.....40
	Conclusion	.....47
	<b>CONCLUSION ET PERSPECTIVES</b>	<b>.....48-49</b>
	<b>Références bibliographiques</b>	<b>.....50-51</b>
	<b>Annexe A</b>	<b>.....52-65</b>
	<b>Annexe B</b>	<b>.....66-68</b>



## **Introduction générale :**

Le contexte général de ce mémoire de master est la simulation des tours de refroidissement humides ouvertes à contre courants. Plus précisément, il s'agit de contribuer à un outil d'estimation des performances des tours de refroidissement à contre courants.

Les tours de refroidissement utilisant l'air atmosphérique par voie humide sont employées depuis plus d'un demi-siècle, chaque fois que la chaleur doit être évacuée d'un système thermique tel que centrale thermique, train de refroidissement de tôles en sidérurgie, compresseur d'air, moteur thermique ou machine frigorifique. Donc, l'application de ces appareils s'étend à des domaines divers et variés (industrie, tertiaire, froid, climatisation, ...).

Les tours de refroidissement utilisent la température humide de l'air ambiant, c'est-à-dire une température de 10 à 15 °K inférieure à la température sèche. Ces températures de fonctionnement particulièrement basses permettent d'atteindre les rendements énergétiques les plus élevés. Le gain énergétique lié à l'utilisation des tours de refroidissement peut se traduire également par une réduction d'émission de CO<sub>2</sub>. Ces systèmes consomment peu d'énergie et permettent d'économiser plus de 95 % de l'eau en circulation. Ils sont simples à utiliser et à entretenir.

De plus, grâce à leur haute efficacité énergétique, ces systèmes requièrent, pour leur implantation, un encombrement minimum au sol. Ils sont silencieux en comparaison d'autres solutions de rejet de chaleur. La fabrication, la mise en oeuvre et la destruction des refroidisseurs évaporatifs ont un impact quasi nul sur l'environnement.

L'objectif de ce mémoire est donc de développer à partir d'un code de calcul déjà existant une version adaptée à l'étude et l'estimation des performances des tours de refroidissement ouvertes à contre courant.

Les tours de refroidissement se présentent le plus souvent sous la forme d'échangeurs de chaleur à contre-courant ou à courants croisés, qui permet de rejeter de la chaleur dans l'air environnant. On distingue deux grandes catégories de tours de refroidissement, celles dites à contact direct ou à cycle ouvert, et celles dites à contact indirect ou à cycle fermé.

L'idée de la méthode simplifiée (modèle simplifiée, développé conjointement par Arns et Klenke) consiste à exprimer l'efficacité d'une tour de refroidissement en tant qu'une efficacité

d'un échangeur de chaleur de contre courant de côté eau, en fonction de deux paramètres  $Ck$  « coefficient de packing » et  $\Lambda$  « l'excès d'air » pour chaque configuration d'une tour de refroidissement. On dispose alors d'une fonction générale indépendante des conditions particulières de températures et les débits qui permettent de calculer rapidement les flux mis en jeu sans connaître les températures de l'eau de sortie.

## **Technologies de refroidissement, refroidissement évaporatif :**

En premier lieu, nous présenterons les technologies de refroidissement, en mettant principalement l'accent sur le principe et les avantages du refroidissement évaporatif et les principaux types d'équipements, ensuite nous expliquerons le principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouverte (le cas qui nous intéresse dans ce mémoire).

### **1.1 Technologies de refroidissement : [ 1,9,10,12 ]**

Selon les températures souhaitées pour obtenir le rendement optimal du processus, l'on peut distinguer quatre catégories de technologie de refroidissement :

- l'eau, avec refroidissement par passage unique; aujourd'hui, beaucoup de procédés, particulièrement dans les applications industrielles, utilisent toujours ces systèmes à «eau perdue» entraînant pollution, nuisance pour l'environnement et gaspillage de ce si précieux élément qu'est l'eau. Il est donc primordial de prendre en compte d'autres systèmes;
- l'air évaporatif : ce principe, appelé refroidissement évaporatif, est celui utilisé dans les tours de refroidissement. En réutilisant 95% de l'eau de refroidissement, il est le plus adapté pour le refroidissement de procédés nécessitant des températures comprises entre 25°C et 45°C;
- l'air sec, utilisé dans tous les aéroréfrigérants secs, est destiné au procédé ayant un rendement optimal avec des températures supérieures à 45°C. Dans les applications de conditionnement d'air, beaucoup de procédés utilisent aujourd'hui des condenseurs à air pour évacuer la chaleur générée. Ces systèmes entraînent à la fois des consommations électriques et des coûts d'installation très élevés;
- le refroidissement mécanique par groupes frigorifiques qui sera utilisé pour des températures de refroidissement inférieures à 25°C et pour tout besoin en températures négatives.

## 1.2 Principe et avantages du refroidissement évaporatif : [2,9,10]

Le refroidissement évaporatif est basé sur un principe naturel simple. Dans une tour ouverte l'eau à refroidir est pulvérisée sur une surface de ruissellement alors que de l'air est soufflé ou aspiré au travers de cette surface de ruissellement. Une petite quantité d'eau est évaporée, provoquant ainsi le refroidissement de l'eau restante.

Cette eau froide tombe dans le bac de la tour, et la chaleur est extraite par l'air sortant de la tour. Les tours, ainsi que les condenseurs évaporatifs sont un moyen efficace et peu onéreux pour évacuer la chaleur inutilisable des systèmes industriels. Le refroidissement évaporatif combine une efficacité thermique élevée, des prix attractifs, une température basse du fluide avec une consommation réduite d'énergie et d'eau.

Des températures basses sont essentielles pour beaucoup de systèmes de refroidissement afin d'atteindre des rendements élevés. Ceux-ci consomment moins d'énergie et permettent de réduire les émissions de CO<sub>2</sub>. C'est dans cette perspective que les systèmes de refroidissement évaporatif contribuent à préserver les ressources naturelles de l'environnement.

Le processus de refroidissement évaporatif est fondé sur la température de bulbe humide de l'air ambiant, alors que les systèmes de refroidissement d'air sont basés sur la température de bulbe sec de l'air ambiant. La température de bulbe humide est, généralement, inférieure de 8 à 12°C à la température de bulbe sec. Chaque augmentation de 1°C de la température de rejet permet une réduction de la consommation d'énergie de 1 à 3 %. Ainsi, les systèmes de refroidissement évaporatif permettent jusqu'à 20 % d'économie d'énergie par rapport aux condenseurs refroidis à l'air.

## 1.3 Types d'équipements de refroidissement évaporatif: [2,9,10]

Il existe différents types d'équipements de refroidissement évaporatif à savoir la tour de refroidissement à circuit ouvert, la tour de refroidissement à circuit fermé, les condenseurs évaporatifs et finalement les appareils hybrides.

## 1.3.1 Tour ouverte :

Dans une tour à circuit ouvert, l'eau provenant de la source de chaleur du procédé est distribuée directement sur la surface de ruissellement et entre en contact avec l'air soufflé au travers de la tour, assurant ainsi le refroidissement par évaporation d'une petite partie de cette eau, grâce à l'échange direct obtenu entre l'eau et l'air. La tour ouverte est l'équipement évaporatif qui offre les plus grands avantages en matière de rendement, d'encombrement, de coût unitaire et de consommation énergétique, présentant également le poids d'installation le plus faible.

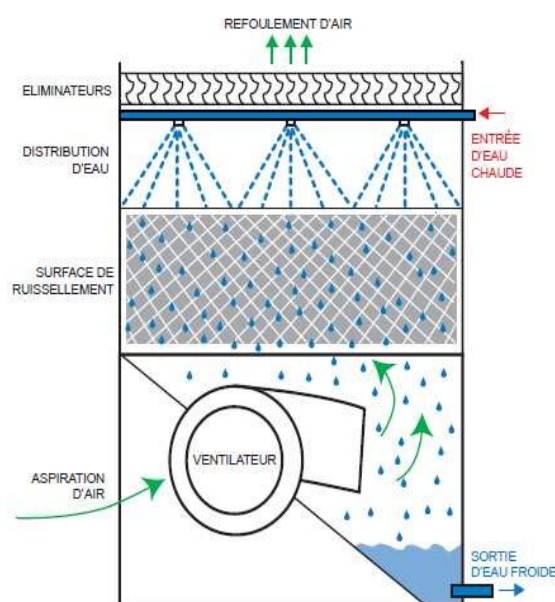


Fig.1. Tour ouverte



Photo.1. tour ouverte

### 1. 3. 2 Tour à circuit fermé :

Dans une tour à circuit fermé, le fluide à refroidir circule dans un échangeur tubulaire étanche, lui-même directement arrosé. Le refroidissement est assuré comme dans une tour ouverte, par évaporation d'une partie de l'eau de pulvérisation. En matière de gestion du risque, la tour fermée avec échangeur arrosé offre donc de nombreux avantages. Ce principe permet ainsi de confiner l'eau de pulvérisation à la seule tour de refroidissement. Le circuit primaire est fermé et totalement confiné, sans entrer en contact avec l'air. L'eau de pulvérisation ne peut donc pas être contaminée par les bactéries qui se développent dans les bras morts des tuyauteries ou dans les autres équipements externes au refroidisseur évaporatif (ex. Condenseur).

De plus, elle se trouve à une température inférieure à celle du procédé. Plus la température d'eau est basse, moins il y a de prolifération bactérienne. Seul le circuit de pulvérisation totalement confiné à la tour de refroidissement doit être traité et géré en terme de qualité d'eau.

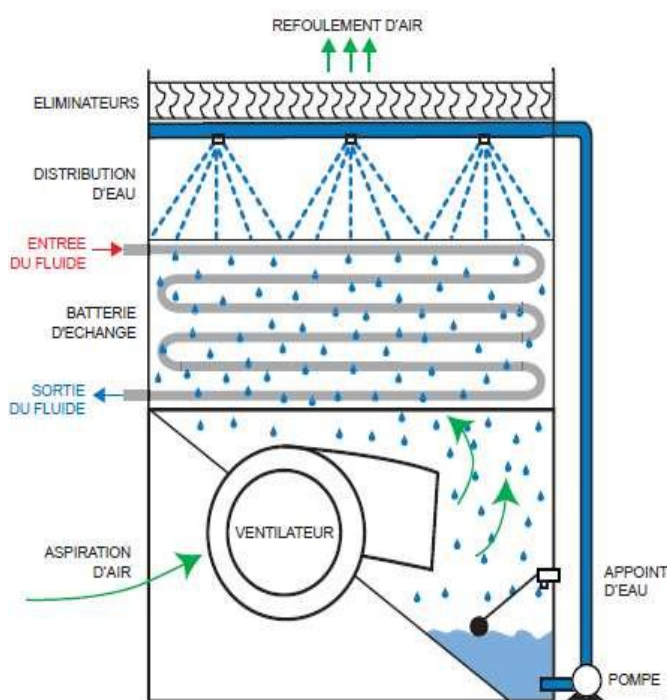


Fig .2. Tour à circuit fermé



Photo.2. Tours fermées

### 1. 3. 3 Condenseurs évaporatifs :

Les condenseurs évaporatifs sont de construction équivalente à celle des tours de refroidissement à circuit fermé. En lieu et place d'une surface d'échange dans une tour de refroidissement conventionnelle, on trouve une batterie de condensation dans laquelle circule le frigorigène. Le refroidissement évaporatif est assuré en recyclant et en pulvérisant de l'eau sur cette batterie de condensation, pendant que de l'air ambiant circule au travers et à l'extérieur de cette batterie, ce qui entraîne l'évaporation d'une faible quantité d'eau de pulvérisation. La chaleur latente prélevée du frigorigène qui se condense est transmise à l'air en circulation. Le condenseur évaporatif, en condensant directement le fluide frigorigène, est la forme d'équipement évaporatif offrant le meilleur rendement .

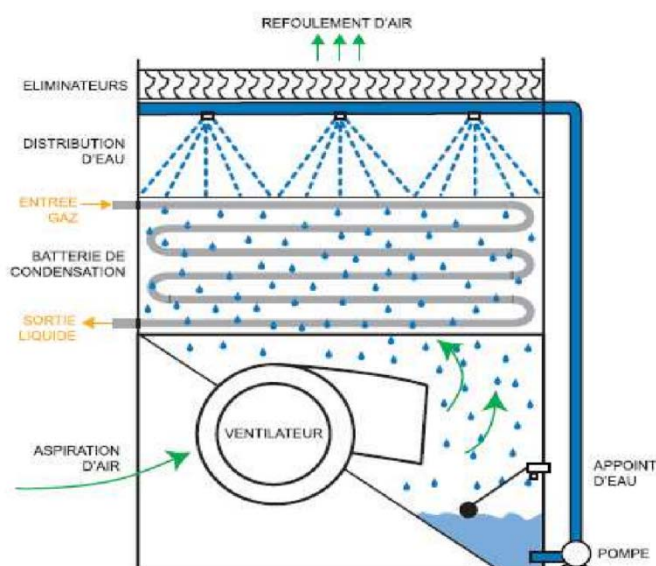


Fig.3. Condenseur évaporatif



Photo.3. Condenseur évaporatif

## 1. 3. 4 Tour à circuit fermé hybride :

Les systèmes de refroidissement hybride conjuguent le meilleur des deux systèmes : le refroidissement évaporatif en été, alliant température basse et consommation d'énergie inférieure et le refroidissement sec dans les saisons plus fraîches. La combinaison de ces deux modes permet de réaliser de substantielles économies d'eau tout au long de l'année. L'utilisation de ce type de systèmes d'une manière contrôlée minimise grandement le risque de contamination bactériologique.

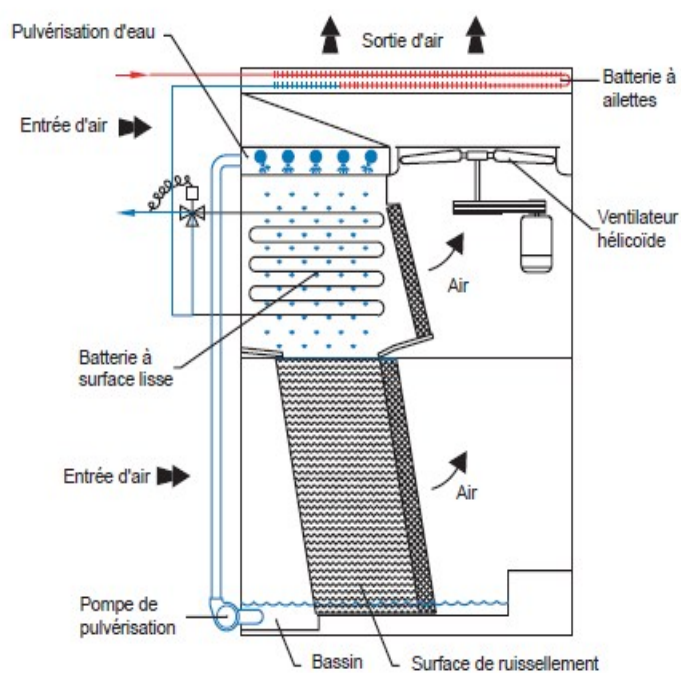


Fig.4. Tour fermé hybride



Photo .4. Tour fermées hybrides



### 1.4 Principe de fonctionnement d'une tour de refroidissement ouverte : [3,4]

L'eau provenant du procédé à refroidir est dispersée en fines gouttelettes par une ou plusieurs rampes de dispersion. L'eau traverse alors de haut en bas une surface d'échange constituée par le packing, c'est-à-dire un ensemble de feuilles obtenues par collage permettant d'augmenter les échanges entre l'air et l'eau. L'eau refroidie est collectée dans un bassin de rétention en bas de la tour avant de retourner vers le procédé à refroidir.

L'air est mis en mouvement par un ventilateur (centrifuge ou hélicoïde) ou par tirage naturel. Il y a donc contact direct de l'eau venant du procédé avec l'air extérieur. Ce flux d'air se charge en humidité prélevant de la chaleur à l'eau pour s'évaporer (dite chaleur latente de vaporisation) et peut entraîner des gouttelettes d'eau. Un pare-gouttelettes est disposé au sommet de la tour afin de limiter l'entraînement vésiculaire des gouttelettes éventuellement contaminées.

Les tours décrites sur la figure 1 suivante sont dites à contre-courant, car le flux d'air montant et le ruissellement de l'eau descendant se font à contre sens.

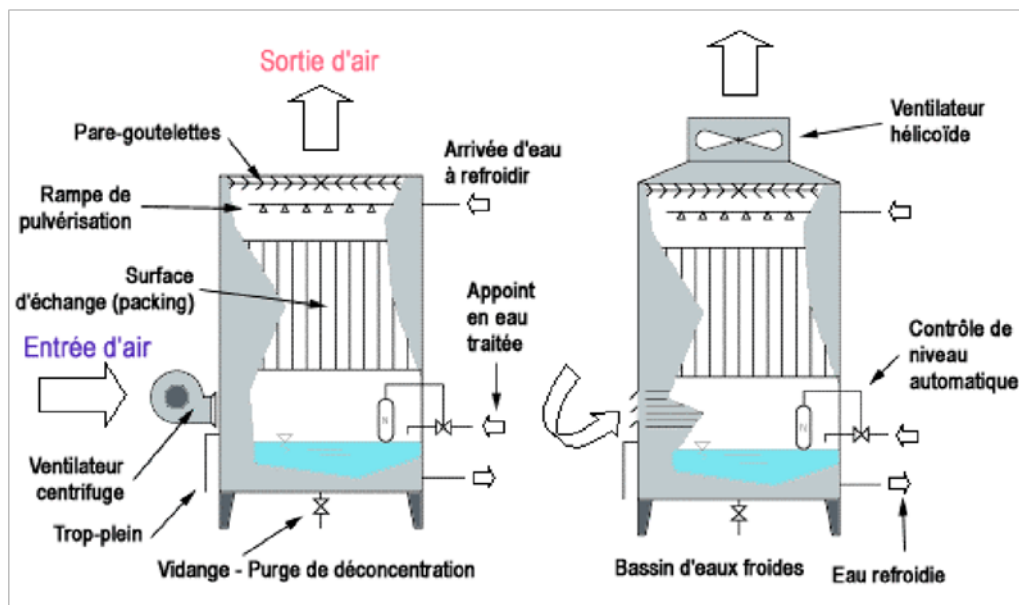


Fig.5. Schémas de principe de deux tours de refroidissement à circuit ouvert à contre-courant.

Les tours de refroidissement nécessitent des appoints d'eau car leur mode de fonctionnement conduit à une quantité d'eau évaporée de 1% (pour un écart thermique de 6 °K) et à des purges de déconcentration du circuit d'eau. L'appoint d'eau permet ainsi de limiter la concentration en

sels dissous dans l'eau présente dans le circuit de la tour. Ce facteur de concentration est un des points à prendre en compte lors de la conception de la tour de refroidissement car il peut influencer sur les conditions de prolifération bactériologique. Généralement, l'appoint d'eau correspond au double de la quantité d'eau évaporée, bien que des aspects économiques tendent à diminuer dans la pratique ce niveau avec un traitement d'eau approprié. Cet appoint d'eau dépend également de la nature de l'eau disponible sur le site et de son traitement.

### 1. 4. 1 Description et illustration des composants : [ 2,13 ]

Les principaux composants d'une tour de refroidissement ouverte sont :

#### 1.4.1.1 Le corps d'échange ou packing :

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



Photo.5. Corps d'échange avec Canaux verticaux. [2]



Photo.6. Corps d'échange type gouttes. [2]

Pour réduire l'encrassement et l'entartrage des corps d'échange, il est recommandé de veiller à garantir une accessibilité optimale, en vue du nettoyage et détartrage (ce dernier est nécessaire

en cas de traitement d'eau non approprié) au minimum une fois par an. Une porte d'accès doit en outre permettre le contrôle visuel de la surface d'échange. Un échange standard du packing peut également s'avérer être une solution économique.

#### 1.4.1.2 Le pare-gouttelettes

Celui-ci est très important pour prévenir le risque d'entraînement de gouttelettes potentiellement infectées par les légionelles. Sa conception doit être telle que le taux d'entraînement soit limité le plus possible. Le taux d'entraînement (appelé également entraînement vésiculaire) ne doit pas être supérieur à 0,01% du débit d'eau en circulation (valeur donnée pour le point de fonctionnement nominal, car le taux d'entraînement varie selon les conditions de fonctionnement d'une tour aéroréfrigérante). Il revient donc aux exploitants de s'assurer auprès du fabricant de la tour de refroidissement que ce seuil est respecté. La même démarche doit être effectuée lors d'un changement d'un des composants de la tour.

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

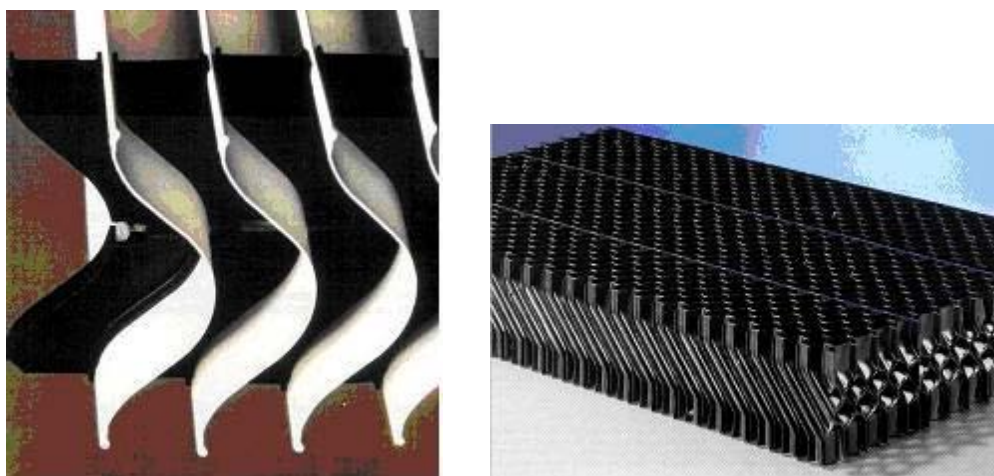


Photo.7. Exemples de pare-gouttelettes en PVC. [2]

#### 1.4.1.3 Les rampes de dispersion (encore couramment appelées 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 légionelles, 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.



Photo.8. Système de dispersion du fluide à refroidir. [2]

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.

#### **1.4.1.4 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'inox, les polyesters et le béton (pour les applications industrielles de puissances thermiques supérieures à 4 MW).

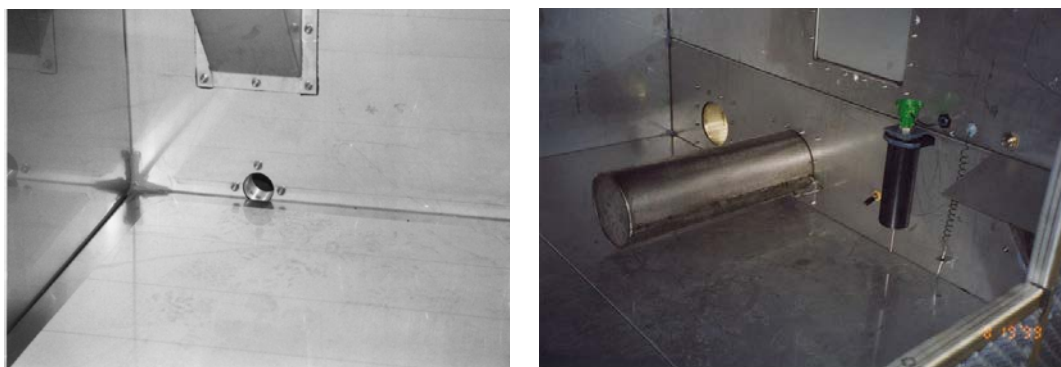


Photo.9. Exemples de bassin de rétention avec point de vidange. [2]

#### 1.4.1.5 Ventilateur :

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 régulée pour maintenir la température de sortie d'eau souhaitée quelles soient les conditions ambiantes.



Photo.10. Photos de ventilateurs centrifuge et axial [2]

## 2.1 Introduction:

La première section de ce chapitre effectue une présentation générale de la théorie de Merkel et présente une formulation finale de leur méthode. Nous présentons ensuite la description de la méthode simplifiée pour les tours de refroidissement de contre-courant.

## 2.2 Présentation des modèles de travail

### 2.2.1 Modèle de Merkel « Transfert de chaleur dans le packing » : [1]

La théorie fondamentale de transfert de la chaleur pour les tours de refroidissement a été développée par Merkel en 1925 et puis adoptée pratiquement par tous les auteurs dans le domaine.

La formulation de Merkel est fondée sur deux hypothèses fondamentales :

- Débits massiques d'eau (d'entrée et de sortie) à travers le packing sont considérées égaux.
- Le nombre de Lewis, représentant le rapport du transfert de la masse et de la chaleur, est égal = 1.

La formulation finale de la théorie de Merkel est décrite, ainsi que la méthode de linéarisation utilisée par Merkel pour la linéarisation de l'enthalpie de l'air saturé pour faciliter la simulation et l'identification des paramètres pour cette méthode. (Sont décrites dans la référence) voir référence [1].

La formulation finale de Merkel :

$$\frac{k_g a V}{\dot{M}_w c_{pw}} = \int_{t_{w,ex}}^{t_{w,su}} \frac{dt_w}{h_s - h} \quad (1)$$

Le côté gauche de l'équation (1) s'appelle NTUa (le nombre disponible d'unités de transfert) Le côté droit s'appelle  $NTUr$  (le nombre requis d'unités de transfert). Les valeurs de  $NTUr$  dépendent des conditions de fonctionnement de la tour de refroidissement en fonction de

débit massique d'air et d'eau, la chaleur dégagée et température d'eau.

Tous les paramètres et les variables du premier terme sont connus ou peuvent être calculés à partir des caractéristiques des fabricants.

Pour le deuxième terme de l'équation (1) la valeur de  $(\Delta h = h_s - h)$  doit être exprimé en fonction de  $t_w$  afin d'obtenir la valeur de la température d'eau de sortie  $t_{w,ex}$ , en résolvant l'équation de l'intégrale avec les valeurs d'essai de  $t_{w,ex}$  jusqu'à la valeur intégrale égale à  $NTU_a$  disponible (le terme gauche de l'équation 1).

Les hypothèses de linéarités aident à trouver une solution analytique de l'équation menant au calcul de l'efficacité d'une tour de refroidissement. Cette efficacité est définie, par analogie, avec un échangeur de chaleur conventionnel. En raison des différentes définitions de  $(\epsilon, \omega$  and  $NTU_a)$ , la formule obtenue ainsi n'est pas entièrement semblable à celle utilisée pour les échangeurs de chaleur à contre-courant.

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-(1-\omega)NTU_a}}{1 - \omega \cdot e^{-(1-\omega)NTU_a}} \quad (2)$$

Comme il est adopté par la plupart des auteurs, l'efficacité d'une tour de refroidissement et le rapport équivalent du débit capacitif ont été définis comme si le débit capacitif de l'eau était le minimum, alors que le nombre d'unités de transfert se base sur le débit massique de l'air. Les manipulations algébriques simples prouvent que l'équation (2) peut être réduite à la formule classique, en employant une définition différente du nombre d'unités de transfert avec :

$$NTU_{a,w} = D_2 \frac{k_g \cdot a \cdot V}{\dot{M}_w} = D_2 \frac{\dot{M}_a}{\dot{M}_w} NTU_a \quad (3)$$

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-(1-\omega)NTU_{a,w}}}{1 - \omega \cdot e^{-(1-\omega)NTU_{a,w}}} \quad (4)$$

Ce qui est équivalent à la relation donnant l'efficacité d'un échangeur de chaleur classique à contre-courant.

$$\text{Avec } \omega = \frac{\dot{M}_w}{D_2 \dot{M}_a} \text{ et } D_2 = \frac{C_{pa}}{C_{pw}}$$

À noter que seulement la valeur de l'expression  $NTU_a = k_g \cdot a \cdot V / \dot{M}_a$ , or  $NTU_a = k_g \cdot a \cdot V / \dot{M}_w C_{pw}$ , est importante pour les simulations de la tour de refroidissement.

La caractéristique de  $NTU_a$  est, habituellement et expérimentalement, déterminée par les fabricants, les valeurs de  $NTU_a$  peuvent être calculées à partir des données contenues dans des documents données par les fabricants.

En effet, les documents contiennent des tables ou des diagrammes permettant le choix approprié d'une tour de refroidissement, quand le débit d'eau, température de l'eau d'entrée et de sortie et la température de bulbe humide d'air sont connus.

Les mêmes tableaux ou graphiques peuvent être employés inversement, commençant par le type de la tour de refroidissement, le débit de l'eau, la température de l'eau d'entrée et la température du bulbe humide pour trouver la température d'eau de sortie de packing.

Une fois que cette température est connue, le produit  $K_g \cdot a \cdot V$  peut être déterminé au moyen des mêmes algorithmes employés pour résoudre l'équation (1).

Et nous avons, aussi, une expression simple donnée par tous les fabricants (corrélant les caractéristiques de transfert dans la tour de refroidissement englobant les débits d'air et d'eau)

Le nombre d'unités de transfert  $NTU_a$  définie dans l'équation (1) est par conséquent décrit par :

$$NTU_a = \frac{k_g a V}{\dot{M}_a} = C_1 \left( \frac{\dot{M}_w}{\dot{M}_a} \right)^{-C_2} \quad (5)$$

Donc les caractéristiques de transfert sont spécifiées par les deux constantes  $C_1$  et  $C_2$

Le modèle proposé par Webb et Villacres dans [1] inclut un sous programme dans lequel les valeurs de  $C_1$  et de  $C_2$  sont calculées en ayant, comme données d'entrée, deux valeurs de  $NTU_a$  à différentes conditions de fonctionnement extraites à partir des données du fabricant.



Le débit massique de l'eau est spécifié par les conditions de fonctionnement de la tour de refroidissement. Les plages de fonctionnement utile des débits de l'eau et d'air pour une tour indiquée sont spécifiées par les fabricants.

Pour HVAC [1], les buts de la simulation du système et les hypothèses de Markel peuvent être acceptées, particulièrement, quand les seules données disponibles au sujet de la tour à simuler sont fournies par les fabricants dans des documents et dans des gammes des conditions de fonctionnement.

### 2.2.2 Modèle simplifié :

L'idée de la méthode simplifiée consiste à exprimer l'efficacité  $\varepsilon$  d'une tour de refroidissement en tant qu'une efficacité d'un échangeur de chaleur à contre courant côté eau (fluide chaud), en fonction de deux paramètres  $C_k$  et  $\Lambda$  pour chaque configuration .

Nous disposons alors d'une fonction générale dépendante des conditions particulières et de débit permettant de calculer rapidement le flux mis en jeu sans connaître les températures de sortie.

La tour de refroidissement est décrite en tant qu'échangeur de chaleur avec une surface constante de transfert de chaleur et un coefficient de transmission de chaleur constant.

$$\varepsilon_w = \frac{t_{w,su} - t_{w,ex}}{t_{w,su} - t_{wb,su}} \quad (6)$$

En référence à [1]  $\varepsilon_w$ , peut être exprimée en termes de deux quantités sans dimension  $C_k$  et  $\Lambda$  :

$$\varepsilon_w = C_k (1 - e^{-\Lambda}) \quad (7)$$

$C_k$  : est une caractéristique du packing avec des valeurs pour un intervalle de [0.65 à 1], la valeur utilisée généralement est de 0.8. La valeur de  $C_k$  augmente avec la hauteur du packing.

$\Lambda$  : Appelé l'excès d'air:  $\Lambda = l_0 / l_{min}$

D'ou  $l_0 = \dot{M}_a / \dot{M}_w$  représente le rapport de débit massique d'air et d'eau [1]:

$$l_{min} = \frac{C_{pw}(t_{w,su} - t_{wb})}{h_s(t_{w,su}) - h_s(t_{wb}) - C_{pw}t_{wb}(w_s(t_{w,su}) - w_s(t_{wb}))} \quad (8)$$

$l_{min}$  : représente la valeur minimum du rapport des débits massiques d'air et de l'eau en conditions idéales d'équilibre thermodynamique entre l'air et l'eau. Ces conditions exigent qu'à la sortie d'eau  $t_{w,ex} = t_{wb}$  et à l'entrée d'eau, le courant d'air est saturé avec une température égale à  $t_{w,su}$ .

Cela signifie, qu'une tour de refroidissement est idéale pour un débit donné, et que la puissance maximum de refroidissement possible est obtenue avec un débit d'air minimum.

Lorsque les paramètres:

- le facteur  $C_k$  du packing (typiquement  $C_k=0.8$ )
- débit massique d'eau et d'air
- la température de l'eau d'admission
- la température de bulbe- humide d'air externe

Sont connus alors  $l_{min}$ ,  $l_0$ ,  $\Lambda$  et  $\varepsilon_w$  peuvent être facilement calculés. Si le facteur  $C_k$  du packing est inconnu, il peut être déterminé à partir d'une condition de fonctionnement donnée extraite à partir des data du fabricant.

Quand,  $\varepsilon_w$  est connu, la température de l'eau de sortie peut être déterminée immédiatement au moyen d'équation (6).

### 3.1 Introduction

Dans cette partie, une nouvelle formulation du modèle simplifié est proposée afin de le rendre capable de modéliser les performances des tours de refroidissement ouvertes à contre-courant pour des conditions de fonctionnement différentes de celles délivrées par les catalogues des constructeurs. Les résultats numériques ont été comparés, avec succès, à ceux obtenus par la méthode standard.

Dans la méthode simplifiée, seulement, un cas était considéré par *Arns* et *Klenke* :

Le cas 1 nous déterminons la température d'eau de sortie connaissant les débits massiques d'eau et d'air et nous avons introduit l'examen des situations suivantes :

- cas 2 : la température d'eau de sortie, débit massique d'air connaissant la température de l'eau d'entrée et le débit massique d'eau.
- cas 3 : la température d'eau de sortie, débit massique d'eau connaissant la température d'eau d'entrée et le débit massique d'air.

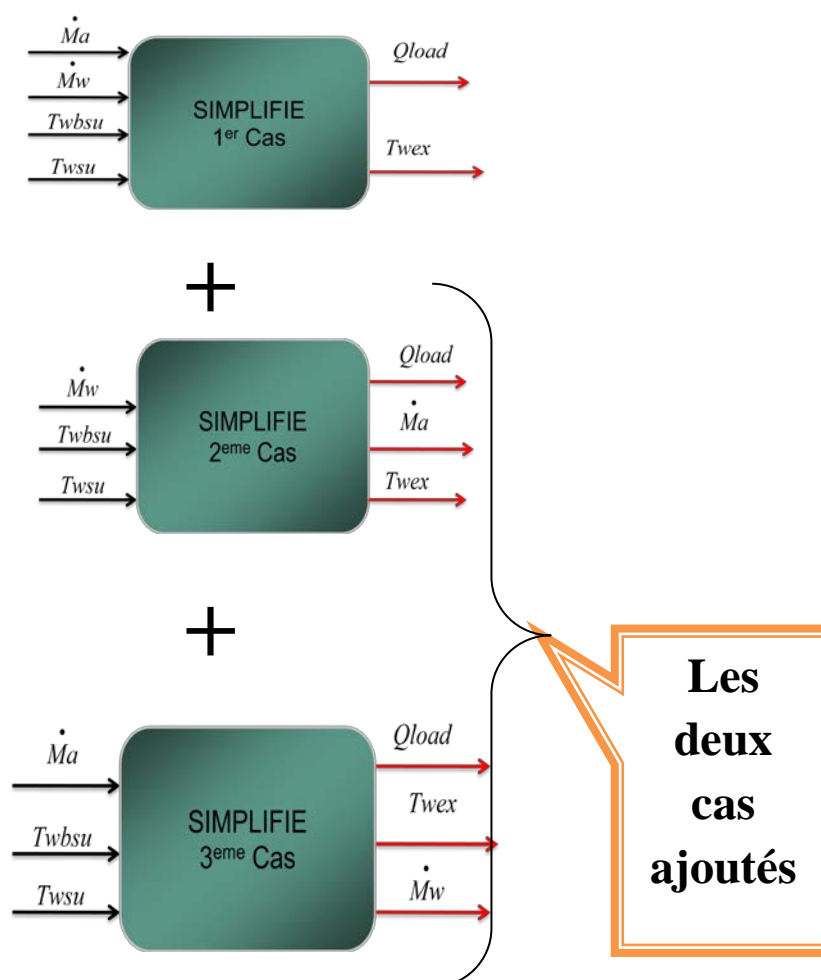


Fig.6 simulation par blocs

### 3.2 Les équations de calcul :

- Température de l'eau qui quitte la tour

$$TWEX = TWSU - R$$

(R = TWSU – TWBSU : écart thermique)

- Rapport des débits eau/air

$$RLG = WMFL / AMFL$$

*Pour le deuxième et le troisième cas RLG = constante*

- Puissance de ventilateur requis

$$QFAN = QFANO * (AVFL / AVFLO)^3$$

- Chaleur enlevée de l'eau

$$QLOAD = WMFL * CPW * (TWSU - TWEX)$$

- Efficacité cote eau et cote eau

$$EFFW = (TWSU - TWEX) / (TWSU - TWBSU)$$

- Efficacité cote eau et cote air

$$HAEX = HB + QLOAD / AMFL$$

$$EFFA = (HAEX - HB) / (CPW * TWSU - HB)$$

### 3.3 Contribution :

Les données du catalogue n'étaient pas disponibles pour la comparaison. , nous avons donc proposé une méthode innovante pour valider les résultats obtenus, en prenant le cas 1 de la méthode Merkel comme référence parce qu'elle reproduit très bien les données des documents des fabricants d'après HVAC [1].

Notre contribution consiste à la proposition d'une méthode permettant de pallier à ce manque de données pour validation. Clairement , si nous prenons , comme hypothèse, que le cas 1 est « correctement » simulé par la méthode standard étant donné que les résultats obtenus sont conformes à ceux obtenus par les constructeurs ,il devient possible de considérer que l'ensemble des valeurs d'input et d'output de la simulation sont ,en fait, les paramètres de fonctionnement de la tour de refroidissement et décrivent un état caractéristique de ses performances.

Ainsi, pour la description du cas 1, par exemple, on a recours au total à 13 paramètres (4 en input et 9 en output), ces mêmes paramètres décrivent aussi les cas 2 et 3 mais différent en statut (input ou output). Cette méthode considère ,en fait, que le groupe des 13 paramètres représente l'état de fonctionnement du système en régime stationnaire et les cas 1 , 2 et 3 ne sont ,véritablement , que des situations de calculs , ou parfois les inputs diffèrent d'un cas à un autre et sont des valeurs connues (donnée ou mesurée ), de même les outputs sont des valeurs inconnues qu'il faudrait calculer. Ainsi, nous effectuerons des simulations au sein de chaque méthode en prenant comme référence les valeurs des 13 paramètres générés par la simulation ayant donné la meilleure validation, en l'occurrence la méthode standard.

N°	Noms de variables	Valeur de reference
1	Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s = 2.98 KG/S
2	Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s = 6.37KG/S
3	Température de bulbe humide d'entrée	17°C
4	Température de l'eau entrée	35.7 °C
5	Chaleur enlevée de l'eau	188.1KW
6	Température de l'eau de sortie	28.6°C
7	Puissance de ventilateur requis	2.2 KW
8	Rapport de débit Massique [eau/air]	2.134
9	Efficacité Coté eau	0.378

10	Efficacité Coté air	0.622
11	Nombre D'unités de transfert	2.001
12	Efficacité Relié à NTU	0.477
13	Efficacité approximée	0.549

Tab. 1 .les 13 paramètres de Standard

Le cas 1 est utilisé lorsque nous connaissons un point de fonctionnement ( $t_{wsu}, t_{wbsu}, \dot{M}a, \dot{M}_w$  en lettre=4 paramètres en input).

Le deuxième cas est utilisé dans la simulation lorsqu'en général il manque aux inputs du cas 1 la donnée relative au débit d'eau.

De même, le cas 3 est examiné lorsque c'est la donnée relative au débit d'air qui fait défaut ou que nous souhaitons calculer.

En fait, la différence entre les cas 1, 2 et 3 réside, donc, dans les inputs et les outputs disponibles pour la réalisation de la simulation (voir Fig6 ),cette remarque s'avérera très utile au moment de la programmation de la simulation par blocs.

### Cas1 de la méthode simplifiée:

dans ce cas les inputs sont 1, 2, 3,4 et les outputs sont 1,5,6,7,8,9,10

Numéro	Norms de variables	Valeur de reference	Valeur calculées par le programme (output)
1	Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s = 2.98 KG/S	Valeur donnée en input
2	Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s = 6.37KG/S	Valeur donnée en input
3	Température de bulbe humide d'entrée	17°C	Valeur donnée en input
4	Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	Valeur donnée en input
5	Chaleur enlevée de l'eau	188.1KW	191.60KW
6	Température de l'eau de sortie	28.6°C	28.5DEG C
7	Puissance de ventilateur requis	2.2 KW	2.2KW
8	Rapport de débit Massique [eau/air]	2.134	Rapport de débit Massique [air/eau] =0.469
9	Efficacité Coté eau	0.378	0.385
10	Efficacité Coté air	0.622	0.633

11	Nombre D'unités de transfert	2.001	Non calculé
12	Efficacité Relié à NTU	0.477	Non calculé
13	Efficacité approximée	0.549	Non calculé

Tab.2. les 13 paramètres de Cas1 simplifiée

**Cas2 de la méthode simplifiée :**

dans ce cas les inputs sont 2,3,4 et les outputs sont 1,5,6,7,8,9,10

Numéro	Norms de variables	Valeur de reference	Valeur calculées par le programme (output)
1	Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s = 2.98 KG/S	2.99KG/S
2	Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s = 6.37KG/S	Valeur donnée en input
3	Température de bulbe humide d'entrée	17°C	Valeur donnée en input
4	Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	Valeur donnée en input
5	Chaleur enlevée de l'eau	188.1KW	191.75KW
6	Température de l'eau de sortie	28.6°C	28.5DEG C
7	Puissance de ventilateur requis	2.2 KW	2.2KW
8	Rapport de débit Massique [eau/air]	2.134	Rapport de débit Massique [air/eau] =0.469
9	Efficacité Coté eau	0.378	0.385
10	Efficacité Coté air	0.622	0.633
11	Nombre D'unités de transfert	2.001	Non calculé
12	Efficacité Relié à NTU	0.477	Non calculé
13	Efficacité approximée	0.549	Non calculé

Tab.3. les 13 paramètres de Cas2 simplifiée

**Cas 3 de la méthode simplifiée:**

dans ce cas les inputs sont 1,3,4 et les outputs sont 2,5,6,7,8,9,10

Input Numéro	Noms de variables	Valeur de reference	Valeur calculées par le programme (output)
1	Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s = 2.98 KG/S	Valeur donnée en input
2	Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s = 6.37KG/S	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s
3	Température de bulbe humide d'entrée	17°C	Valeur donnée en input
4	Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	Valeur donnée en input
5	Chaleur enlevée de l'eau	188.1KW	191.55KW
6	Température de l'eau de sortie	28.6°C	28.5DEG C
7	Puissance de ventilateur requis	2.2 KW	2.2KW
8	Rapport de débit Massique [eau/air]	2.134	Rapport de débit Massique [air/eau] =0.469
9	Efficacité Coté eau	0.378	0.385
10	Efficacité Coté air	0.622	0.633
11	Nombre D'unités de transfert	2.001	Non calculé
12	Efficacité Relié à NTU	0.477	Non calculé
13	Efficacité approximée	0.549	Non calculé

Tab.4. les 13 paramètres de Cas3 simplifiée

Ces tableaux montrent que les valeurs obtenues en output sont très voisines des valeurs prises comme référence. Il est nécessaire de généraliser cela en utilisant toutes les plages de valeurs des différents outputs et inputs et observer les résultats obtenus et les tendances.

Pour cela la méthodologie suivante est adoptée : pour la température de l'eau de sortie  $t_{wex}$ , QFAN puissance de ventilateur, l'efficacité cote eau et cote air.

Situation	Méthode standard	Méthode simplifiée	observation
-----------	------------------	--------------------	-------------



	Cas 1 de référence		
Twex			
3-Twex = f(Twbsu)		(+)	Figure.7
4-Twex = f(Twsu)		(+)	Figure.8
Qfan			
1-Qfan = f( $\dot{V}a$ )		(+)	Figure.9
EFFA			
3- EFFA=f(Twbsu)		(+)	Figure.10
4- EFFA=f(Twsu)		(+)	Figure.11
EFFW			
3- EFFW=f(Twbsu)		(+)	Figure.12
4- EFFW=f(Twsu)		(+)	Figure.13

Pour plus de clarté, tous les graphes obtenus ont été reportés dans ce qui suit :

- La température d'eau de sortie pour les situations 3,4 sera montrée ci-dessous :

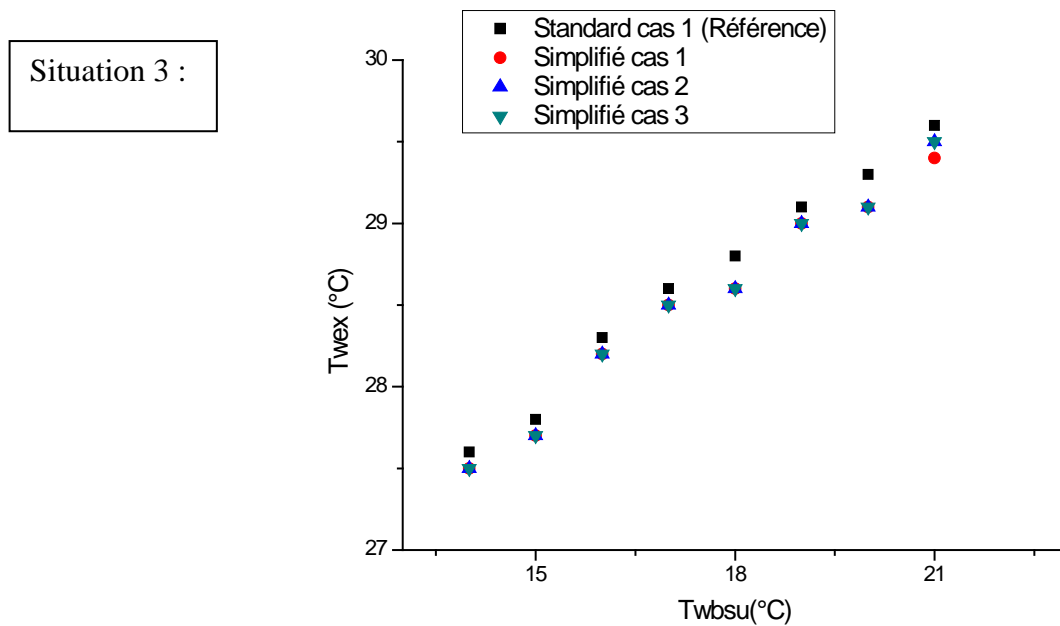


Fig. 7. Comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de la température de l'eau de sortie Twex en fonction de la température de bulbe humide d'entrée Twbsu

**Situation 3 :** la méthode standard de référence, le premier, le deuxième et le troisième cas de la méthode simplifiée donnent des résultats acceptables.

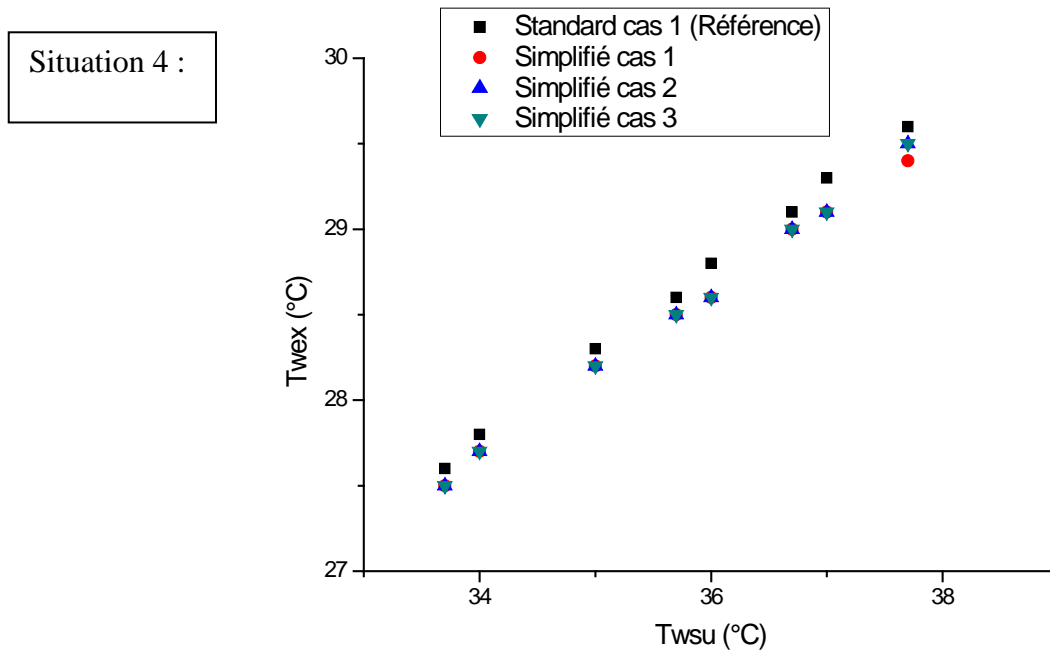


Fig.8 Comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de la température de l'eau de sortie  $T_{wex}$  en fonction de la température de l'eau d'entrée  $T_{wsu}$

**Situation 4 :** la méthode standard de référence avec le premier, le deuxième et le troisième cas de la méthode simplifiée donnent des résultats acceptables.

- La puissance de ventilateur requis pour la situation 1 sera montrée

ci-dessous :

Situation 1 :

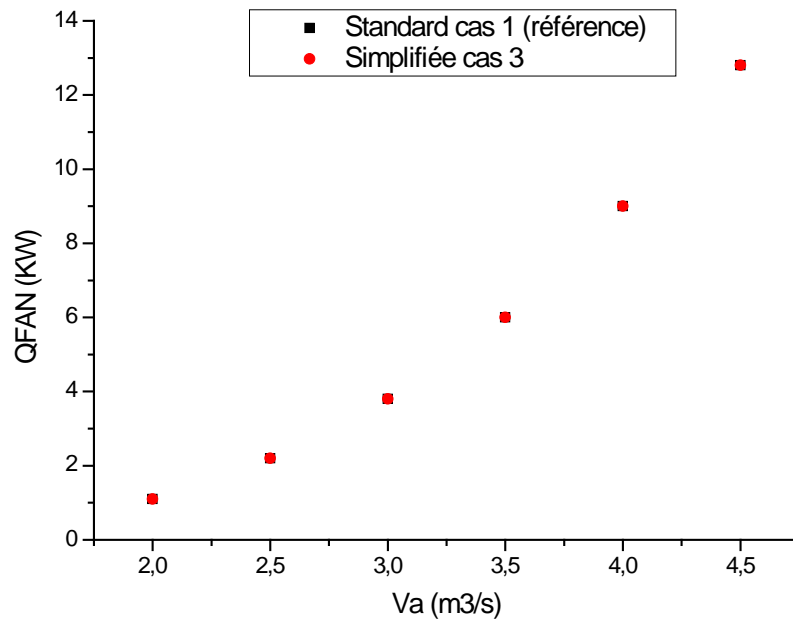


Fig.9. Comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de la puissance de ventilateur requis  $Q_{FAN}$  en fonction de débit d'air  $\dot{V}_a$

**Situation 1** : la méthode standard de référence et le troisième cas de la méthode simplifiée donnent des résultats acceptables.

- L'efficacité côté air pour les situations 3,4 sera montrée ci-dessous :

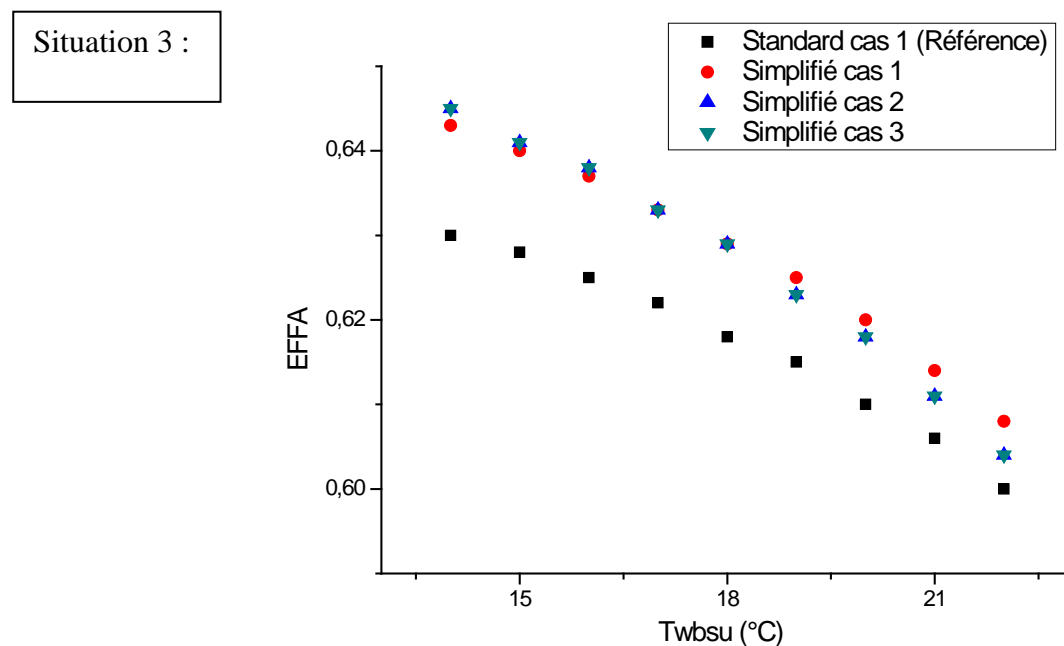


Fig.10. comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de EFA en fonction de Twbsu

**Situation 3** : la méthode standard de référence avec le premier, le deuxième et le troisième cas de la simplifiée donnent des résultats acceptables.

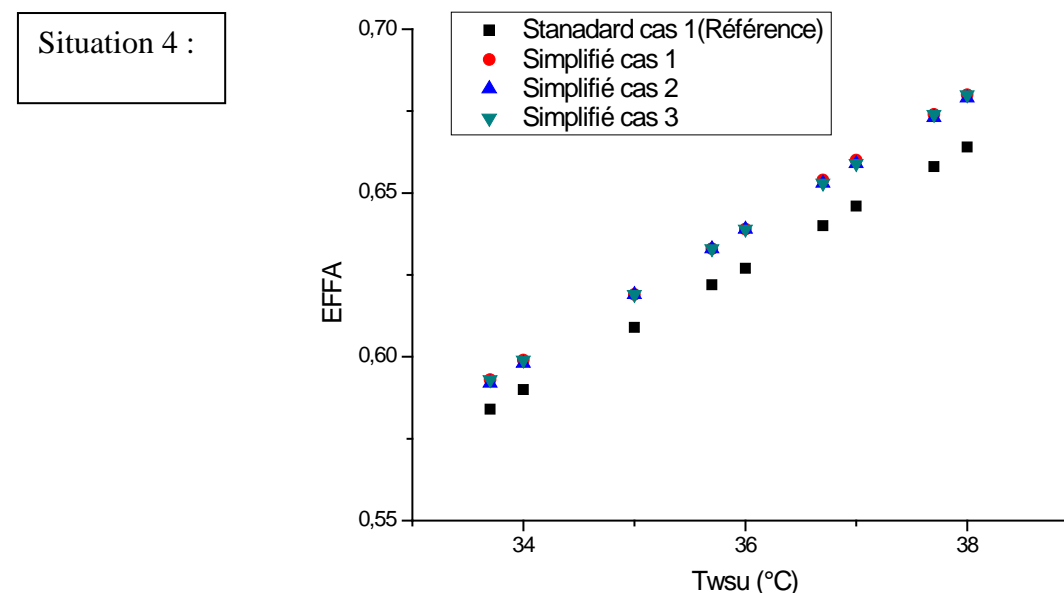
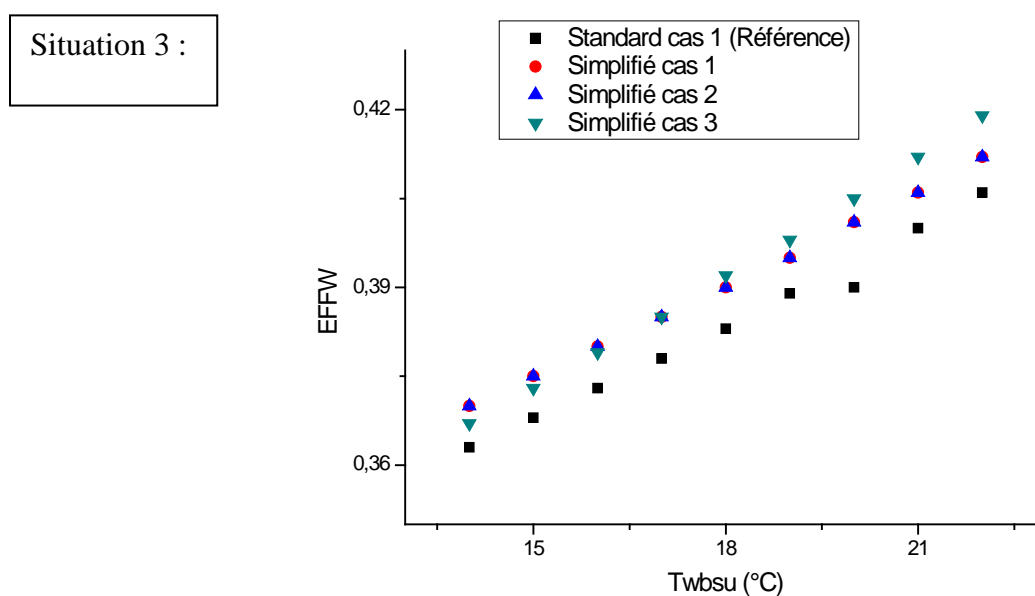


Fig.11. comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de EFA en fonction de Twsu

**Situation 4** :la méthode standard de référence avec le premier, le deuxième et le troisième cas de la simplifiée donnent des résultats acceptables.

- L'efficacité côté eau pour les situations 3,4 sera montrée ci-dessous :



*Fig.12. comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de EFW en fonction de Twbsu*

**Situation 3** :la méthode standard de référence avec le premier, le deuxième et le troisième cas de la méthode simplifiée donnent des résultats acceptables.

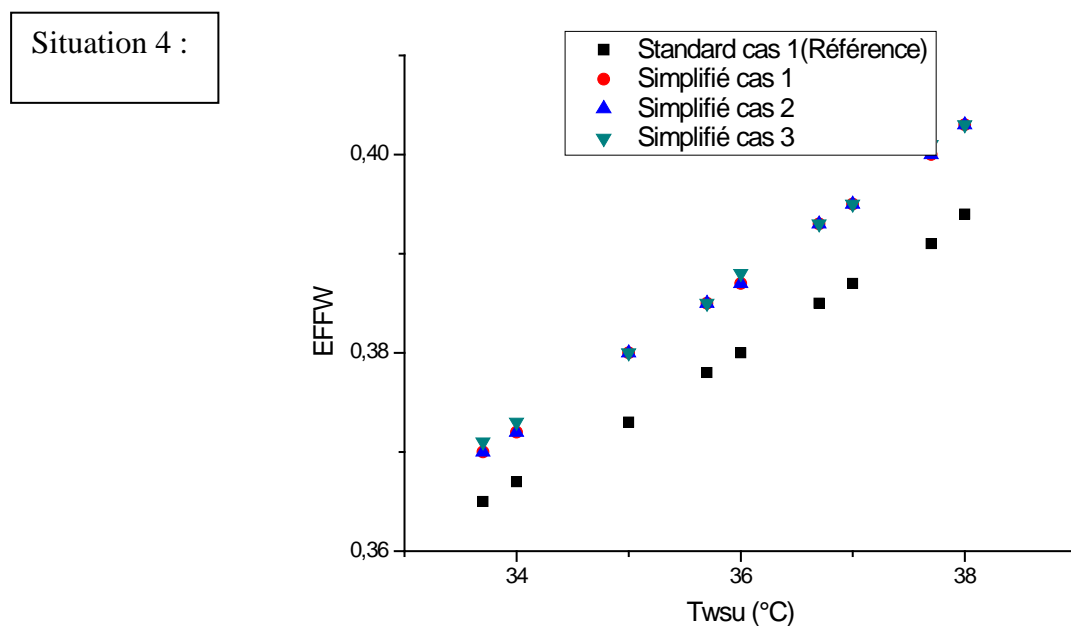


Fig.13. comparaison entre les résultats de la méthode standard et la méthode simplifiée de EFWW en fonction de Twsu

**Situation 4 :** la méthode standard de référence avec le premier, le deuxième et le troisième cas de la méthode simplifiée donnent des résultats acceptables.

### 3.4 Discussion des résultats

Afin de déterminer la méthode la plus précise et justifier le choix que nous avons fait, nous avons procédé à une comparaison entre le premier cas de la méthode standard (cas de référence) contre le deuxième et le troisième cas de la méthode simplifiée pour la température de l'eau de sortie.

Il en ressort que les deux cas de simulation (cas 2 et cas 3 de la méthode simplifiée) donnent des résultats stables et acceptables dans la méthode Simplifiée comparés au cas 1 de Standard pris comme référence.

Cependant, une observation généralisée s'impose comme résultat important de ce travail après traitement des trois graphiques considérés.

Les résultats suivants doivent être soulignés :

- Pour la température de l'eau de sortie en fonction de la température du bulbe humide

d'entrée, la méthode donnent des résultats acceptables.

- Pour la température de l'eau de sortie en fonction la température de l'eau d'entrée, la méthode donnent des résultats acceptables.
  
- Pour la puissance du ventilateur en fonction du débit d'air, la méthode est à 100 pour cent avec les valeurs d'opération donnée par la condition de fonctionnement nominale.
  
- Pour l'efficacité coté air et coté eau en fonction de la température du bulbe humide d'entrée et température de l'eau de d'entrée, la méthode donnent des résultats acceptables.

**Comme résultat généralisé de discussion, nous pouvons admettre que la méthode étendue développée assure une exactitude avec des résultats acceptables avec les valeurs de référence fournis par le constructeur.**

#### **4.1 Introduction :**

Compte tenu des résultats obtenus précédemment il devient possible de se prononcer sur la possibilité de substitution de la méthode standard par celle Simplifiée, moyennant bien entendu, les observations opportunes formulées pour chaque cas.

Cela autorise à se consacrer à la méthode simplifiée qui considère que la tour est un échangeur de chaleur simple, pour toute étude ultérieure, ce qui constitue un apport substantiel par ce présent travail.

L'abandon de la méthode Standard ne signifie pas une simplification exagérée des concepts de la simulation d'une tour de refroidissement mais une sophistication des méthodes de calcul par la réduction des hypothèses trop idéales de la méthode Standard (constance du coefficient d'échange, surface d'échange constante, régime permanent, négligences des pertes de charge)

Ce travail a abouti aussi à la réalisation d'un **outil pédagogique en multimédia** qui accompagnera les étudiants dans leurs études des tours de refroidissement humide à contre-courant en langage Visual Basic.

Le travail accompli a permis de réaliser un outil interactif sous forme d'interface visualisant les paramètres suivants :

- La chaleur enlevée de l'eau
- Température de l'eau de sortie
- Puissance du ventilateur requise
- Le rapport de la masse air/eau
- Efficacité coté eau
- Efficacité coté air
- Perte par entrainement vésiculaire



## **4.2 La conception de l'interface du programme :**

Pour cette interface, il a été privilégié la mise en place d'une fenêtre unique, divisée en deux *GroupBox*, facilitant à l'utilisateur l'introduction des données relatives à chaque partie .

Une importance capitale à été prêtée à la convivialité, en préférant à chaque fois qu'aucun *GroupBox* ne soit visible sauf la liste des menus (*MenuStrip*), cette dernière permet à l'utilisateur de choisir le traitement par la méthode Simplifiée un des trois cas :

- Cas 1 : calcul de la température de l'eau de sortie
- Cas 2 : calcul de débit d'air requis
- Cas 3 : calcul de débit d'eau requis

### **A Noter que pour :**

Le cas 1 : nous déterminons **la température d'eau de sortie** connaissant les débits massiques d'eau et d'air.

Le cas 2 : on calcule la **température d'eau de sortie, débit massique d'air** connaissant la température de l'eau d'entrée et débit massique d'eau.

Le cas 3 : on calcule la **température d'eau de sortie, débit massique d'eau** connaissant la température d'eau d'entrée et débit massique d'air.

Afin de déterminer les performances de la tour.

- **Une fois le cas approprié choisi par l'utilisateur**, le premier *GroupBox* apparaîtra sur la fenêtre de calcul, comme une première étape servant à l'introduction des données.

Une aide contextuelle accompagnera l'utilisateur durant toutes les étapes du programme en apparaissant dans la zone de texte possédant le focus pour indiquer à l'utilisateur la nécessité de renseigner le champ de valeur.

### 4.3 Organigramme de résolution

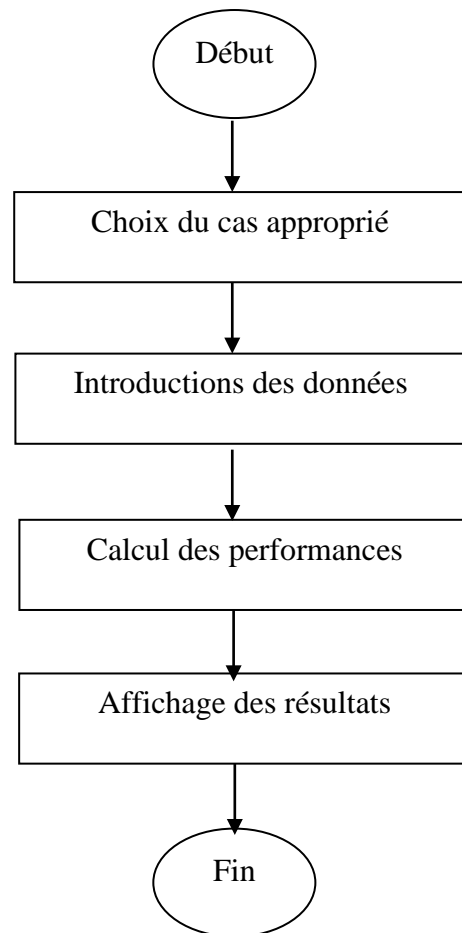


Fig.14. Organigramme de résolution

#### 4.4 Organigramme de fonctionnement de l'interface

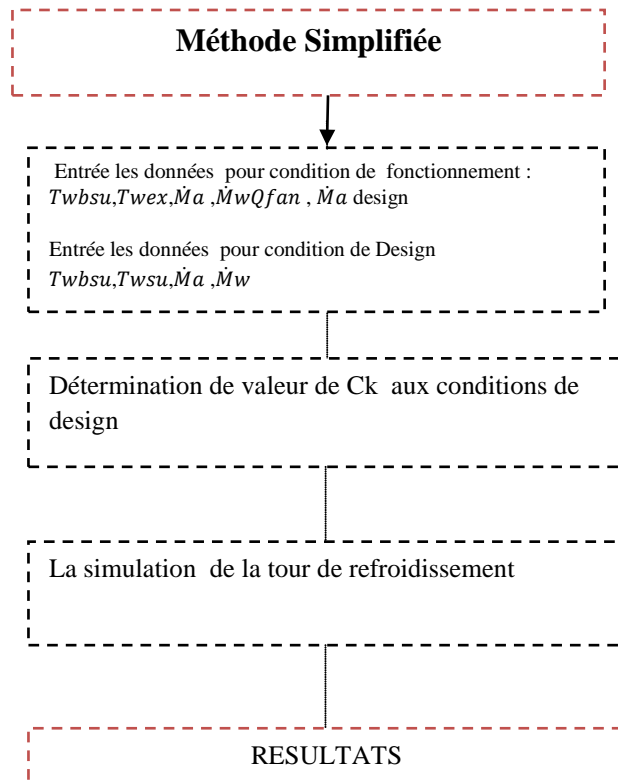


Fig.15. Organigramme de fonctionnement de l'interface

**Par exemple** dans le *GroupBox* « méthode simplifiée cas 1 » l'utilisateur doit saisir les données suivantes :

##### 1- Entrée des Conditions de Fonctionnement

- Altitude d'emplacement de la tour
- Température du bulbe humide d'entrée
- Température de l'eau d'entrée
- Température de l'eau sortie
- Débit volumique de l'air

## CHAPITRE IV    Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée

- Débit volumique de l'eau
- Puissance de ventilateur de design
- Débit volumique de l'air de design

### **2- Entrée des Conditions de design**

- Température du bulbe humide d'entrée
- Température de l'eau d'entrée
- Débit volumique de l'air
- Débit volumique de l'eau

A l'issue de la saisie des données, un click sur le bouton « calcul » fera apparaître les résultats suivants:

- La chaleur enlevée de l'eau
- Température de l'eau de sortie
- Puissance de ventilateur requis
- Le rapport de la masse air/eau
- Efficacité coté eau
- Efficacité coté air
- Perte par entrainement vésiculaire

### **4.5 Le choix de contrôles pour les fonctionnalités du programme**

Ce paragraphe décrit les propriétés et les fonctionnalités de certains contrôles utilisés dans l'application.

## CHAPITRE IV Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée

### 4.5.1 La feuille

L'objet feuille constitue le bloc fonctionnel de base d'une application Visual Basic, c'est-à-dire la fenêtre permettant à l'utilisateur de dialoguer avec l'application pendant son exécution.(Voir figure 16)

Méthode	
Méthode Simplifiée cas 1	
Entrée Condition de Fonctionnement	
Altitude d'emplacement de la tour	0 Jusqu'à 2500 M
Température de bulbe humide d'entrée	17 °C
Température de l'eau d'entrée	35,5 °C
Température de l'eau de sortie	29,7 °C
Débit volumique de l'air	2,5 M3/S
Débit volumique de l'eau	8,03e-3 M3/S
Puissance de ventilateur de design	2,2 KW
Débit volumique de l'air de design	2,5 M3/S
Entrée Condition de design	
Température de bulbe humide d'entrée	17 °C
Température de l'eau d'entrée	35,7 °C
Débit volumique de l'air	2,5 M3/S
Débit volumique de l'eau	6,38e-3 M3/S

Résultats	
La valeur de coefficient Ck	0,973
La chaleur enlevée de l'eau	191,6 KW
Température de l'eau de sortie	28,5 °C
Puissance de ventilateur requis	2,2 KW
Le rapport de la masse air/eau	0,468
Efficacité coté eau	0,385
Efficacité coté air	0,633
Perte par entraînement vésiculaire	22,919

Fig.16. la feuille de l'application

Les feuilles ont leurs propres propriétés, événement et méthodes à l'aide desquels nous pouvons contrôler leur aspect et comportement.

La première étape pour l'obtention d'une feuille consiste à définir ses propriétés, en renseignant la fenêtre propriétés lors de sa création, ou lors de l'exécution de l'application en rédigeant le code. Par exemple, la propriété « *caption* » définit le texte figurant dans la barre de titre de la feuille et la propriété « *Icon* » s'affiche lorsque nous réduisons la feuille [15].

## CHAPITRE IV    Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée

La propriété « *name* » définit le nom désignant la feuille dans le code.

### **Evénement de la feuille :**

En tant qu'objets, les feuilles peuvent exécuter des méthodes et répondre à des événements.

Par exemple l'événement « *Resize* » se déclenche chaque fois qu'une feuille est redimensionnée par l'utilisateur ou par le code. Nous pouvons ainsi exécuter des actions telles que déplacer ou redimensionner les contrôles de la feuille, lorsque sa taille a été modifiée, et l'événement « *Activate* » se produit chaque fois qu'une feuille devient active par contre l'événement « *Deactivate* » se produit lorsqu'une autre application ou une autre feuille deviennent *actives*. Ces événements s'avèrent particulièrement utiles pour initialiser ou mettre fin au comportement d'une feuille. Par exemple, l'événement « *Load* » permet d'exécuter le code au chargement de la feuille.

### **4.5.2 Label (étiquette)**

Permet de définir un texte que l'utilisateur ne peut pas modifier, par exemple la légende qui figure sous un élément graphique. La propriété « *visible* » renvoie ou définit une valeur indiquant si un objet est visible ou caché [15].

### **4.5.3 TextBox (zone de texte)**

Contient un texte que l'utilisateur peut saisir ou modifier, le contrôle zone de texte est l'outil de Visual Basic. Pour saisir une entrée numérique ou une entrée de texte à partir du clavier [15].

L'événement *change* modifie le contenu du contrôle *TextBox*. Alors que l'événement *GetFocus* se produit lorsqu'on reçoit le focus (devient actif) soit à la suite d'une action de l'utilisateur (lorsqu'il utilise la touche tab pour atteindre un objet ou qu'il clique dessus), soit parce que le focus a été modifié dans le code à l'aide de la méthode *SetFocus*. Une feuille ne reçoit le focus que lorsque tous les contrôles visibles sont désactivés.

#### 4.5.4 Command Button (bouton de commande)

Permet d'afficher des choix multiples parmi lesquels l'utilisateur n'a qu'un seul choix, la propriété *Value* pour Contrôle Option *Button* : renvoie ou définit l'état du contrôle, la mention *true* indique que le bouton est sélectionné et la mention *False* indique qu'il ne l'est pas [15].

#### 4.6 Exemple établie

Un exemple complet d'application du programme de simulation pour la tour de refroidissement est montré dans les pages suivantes. La tour de refroidissement utilisée pour cet exemple est BALTIMORE VXT-25.

Les conditions de fonctionnement de design ou nominales sont :

- Débit volumique de l'eau =  $6.38 \cdot 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/s
- Débit volumique de l'air = 2.50 m<sup>3</sup>/s
- Température de bulbe-humide d'air d'admission = 17 °C
- Température d'eau d'entrée = 35.7°C
- Puissance de ventilateur = 2.2 KW
- Choix de factor = 0.75

Ces conditions sont montrées dans le diagramme 1 par la ligne à tiret entre les deux lignes continues (l'autre ligne à tiret est un exemple donné par le fabricant). (voir annexe B)

Les deux conditions de fonctionnement utilisées pour le calcul des constantes C1 et C2 sont également montrées dans le diagramme 1 (lignes continues) et sont choisies autour de la condition de fonctionnement nominale. Le débit de volume de l'air et la température de bulbe humide demeurent sans changement à 2.50 m<sup>3</sup>/s et 17 °C respectivement. Les autres valeurs sont :

Condition 1) :

- débit volumique de l'eau =  $5.94 \cdot 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/s  
(De diagramme 2 avec choix factor = 0.8)
- Température d'eau d'entrée = 35.7 °C
- Température d'eau de sortie = 27.7°C
- Range (différence entre la température à l'entrée et celle à la sortie de la tour de refroidissement) = 8°C
- Approche (différence de la température de l'eau froide et celle de bulbe- humide d'air) = 10.7°C

Condition 2) :

- débit volumique de l'eau =  $8.08 \cdot 10^{-3}$  m<sup>3</sup>/s  
(De diagramme 2 avec choix factor = 0.6)
- Température d'eau d'entrée = 35.7 °C
- Température d'eau de sortie = 29.7°C  
Range = 6°C  
Approche = 12.7°C

## CHAPITRE IV Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée

La condition de fonctionnement 2) est employée pour déterminer les  $C_k$  dans la méthode simplifiée.

### 4.7 Fonctionnalité du programme

Dans ce paragraphe nous allons détailler la fonctionnalité de notre programme.

Quand on exécute le programme, la feuille apparaîtra :

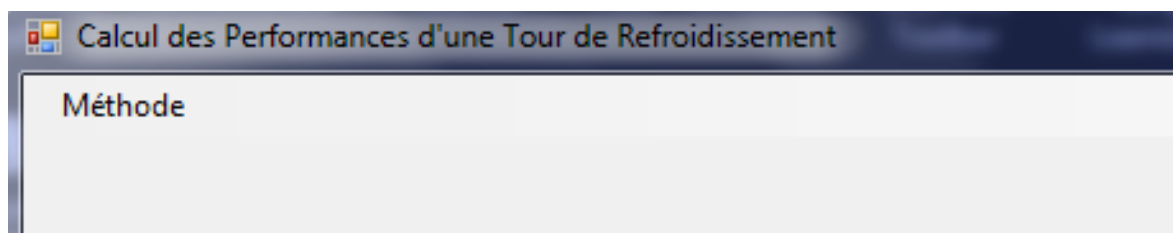


Fig.17. l'aspect initial de la fenêtre du programme

Il apparaît sur la feuille le menu « *Méthode* », qui nous affiche les trois cas de la méthode Simplifiée

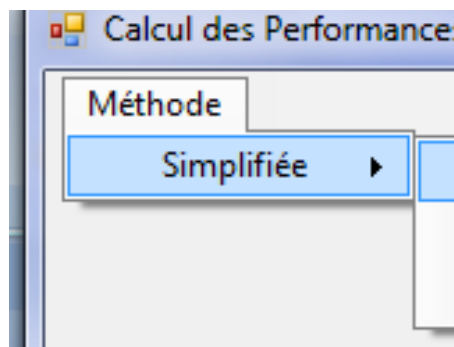


Fig.18. Suite1 l'aspect de la fenêtre du programme

L'étudiant a le choix de choisir le cas approprié pour son exercice.



## CHAPITRE IV    Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée

- ✓ Si l'étudiant clique sur le premier cas de la méthode Simplifiée « calcul de la température de l'eau de sortie »

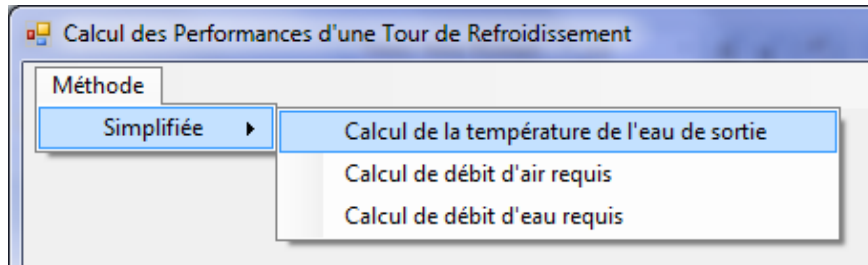


Fig.19. Capture de la fenêtre Calcul de la température de l'eau de sortie

Le premier *GroupBox* apparaîtra avec le bouton « Calcul »

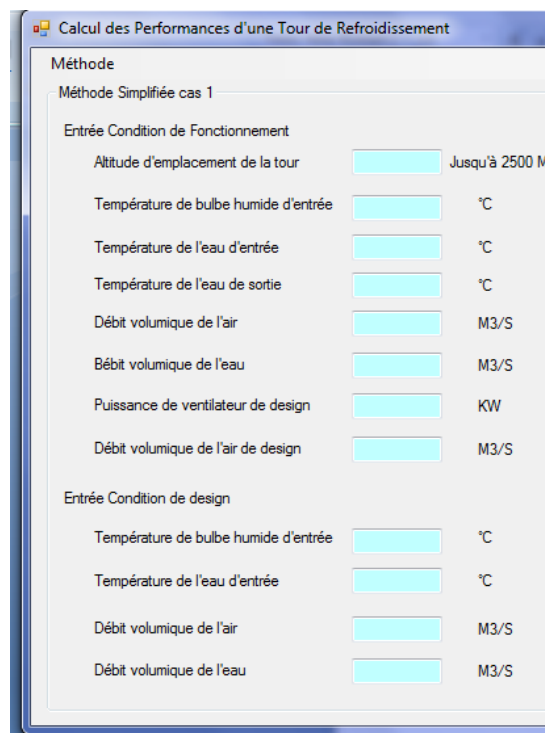


Fig.20.Suite1 :Capture de la fenêtre Calcul de la température de l'eau de sortie

## CHAPITRE IV    Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée

Une fois les données saisies par l'étudiant suivant l'exemple d'estimation

The screenshot shows a software interface for calculating cooling tower performance. It is titled "Calcul des Performances d'une Tour de Refroidissement". The interface is divided into two main sections for input data:

- Entrée Condition de Fonctionnement (Operating Condition):**
  - Altitude d'emplacement de la tour: 0 (Jusqu'à 2500 M)
  - Température de bulbe humide d'entrée: 17 °C
  - Température de l'eau d'entrée: 35,5 °C
  - Température de l'eau de sortie: 29,7 °C
  - Débit volumique de l'air: 2,5 M3/S
  - Débit volumique de l'eau: 8,03e-3 M3/S
  - Puissance de ventilateur de design: 2,2 KW
  - Débit volumique de l'air de design: 2,5 M3/S
- Entrée Condition de design (Design Condition):**
  - Température de bulbe humide d'entrée: 17 °C
  - Température de l'eau d'entrée: 35,7 °C
  - Débit volumique de l'air: 2,5 M3/S
  - Débit volumique de l'eau: 6,38e-3 M3/S

A pink "Calcul" button is located at the bottom right of the input area.

Fig.21.Suite 2 : Capture de la fenêtre Calcul de la température de l'eau de sortie

Cliquer sur le sur le bouton « Calcul » pour obtenir les résultats qui s'afficheront sur *GroupBox* « Résultats »

## CHAPITRE IV Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée

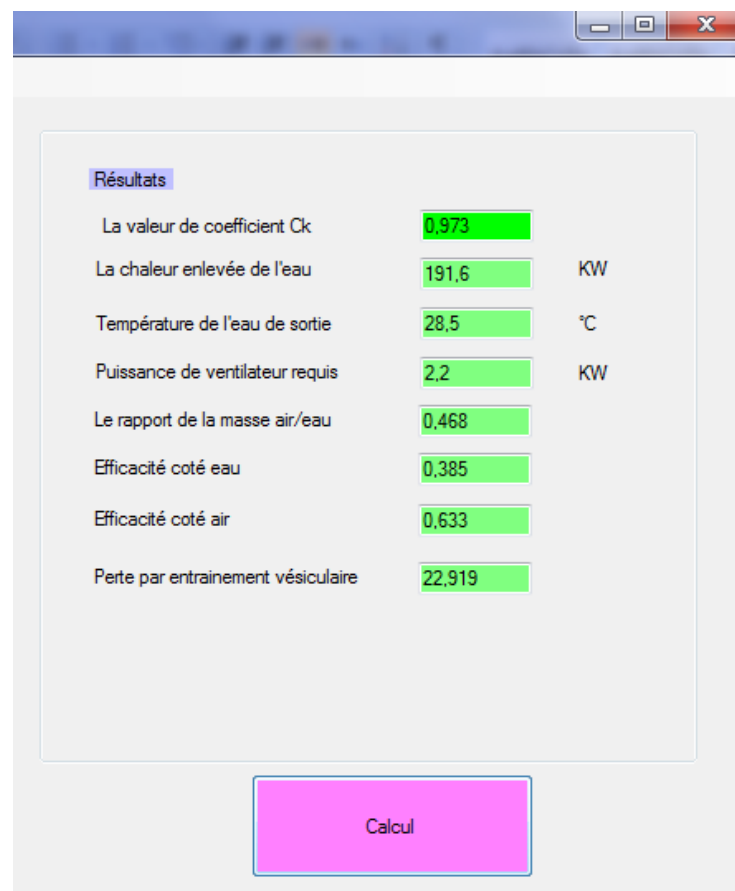


Fig.22.Suite 3 : Capture de la fenêtre Calcul de la température de l'eau de sortie

- ✓ Si l'étudiant clique sur le deuxième cas de la méthode Simplifiée « calcul de débit d'air requis »

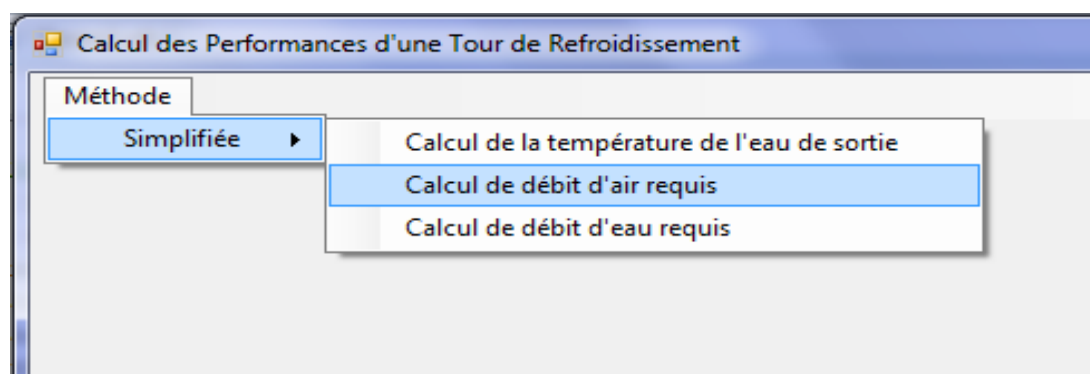


Fig.23. Capture de la fenêtre Calcul de débit d'air requis

## CHAPITRE IV Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée

- Une fois l'utilisateur clique sur « Calcul de débit d'eau requis », Form2 apparaîtra

Form2

Méthode Simplifiée cas 2

Entrée Condition de Fonctionnement

Altitude d'emplacement de la tour  Jusqu'à 2500 M

Température de bulbe humide d'entrée  °C

Température de l'eau d'entrée  °C

Température de l'eau de sortie  °C

Débit volumique de l'air  M3/S

Bébit volumique de l'eau  M3/S

Puissance de ventilateur de design  KW

Débit volumique de l'air de design  M3/S

Entrée Condition de design

Température de bulbe humide d'entrée  °C

Température de l'eau d'entrée  °C

Débit volumique de l'eau  M3/S

Résultats

La valeur de coefficient Ck

La chaleur enlevée de l'eau  KW

Température de l'eau de sortie  °C

Puissance de ventilateur requis  KW

Le rapport de la masse air/eau

Efficacité coté eau

Efficacité coté air

Perte par entrainement vésiculaire

Débit volumique de l'air  Kg/S

Calcul



Fig.24.Suite 1 : Capture de la fenêtre Calcul de débit d'air requis

**Il doit remplir les données d'entrées, notant que le deuxième cas de la méthode Simplifiée est utilisé si on n'a pas la valeur de débit d'air d'entrée, celle-ci va être calculée à la sortie comme output.**

## CHAPITRE IV Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée

Et on aura comme résultat :

The screenshot shows a software window titled "Form2" with the following content:

**Méthode Simplifiée cas 2**

**Entrée Condition de Fonctionnement**

Altitude d'emplacement de la tour	0	Jusqu'à 2500 M
Température de bulbe humide d'entrée	17	°C
Température de l'eau d'entrée	35,5	°C
Température de l'eau de sortie	29,7	°C
Débit volumique de l'air	2,5	M3/S
Bébit volumique de l'eau	8,03e-3	M3/S
Puissance de ventilateur de design	2,2	KW
Débit volumique de l'air de design	2,5	M3/S

**Entrée Condition de design**

Température de bulbe humide d'entrée	17	°C
Température de l'eau d'entrée	35,7	°C
Débit volumique de l'eau	6,38e-3	M3/S

**Résultats**

La valeur de coefficient Ck	0,973	
La chaleur enlevée de l'eau	191,6	KW
Température de l'eau de sortie	28,5	°C
Puissance de ventilateur requis	2,216	KW
Le rapport de la masse air/eau	0,469	
Efficacité coté eau	0,386	
Efficacité coté air	0,631	
Perte par entrainement vésiculaire	22,92	
Débit volumique de l'air	2,99	Kg/S

Calcul

Fig.25.Suite 2 : Capture de la fenêtre Calcul de débit d'air requis

- ✓ Si l'étudiant clique sur le troisième cas de la méthode Simplifiée « calcul de débit d'eau requis »

The screenshot shows a software window titled "Calcul des Performances d'une Tour de Refroidissement". A dropdown menu is open under the "Méthode" tab, showing three options:

- Simplifiée
- Calcul de la température de l'eau de sortie
- Calcul de débit d'air requis
- Calcul de débit d'eau requis

Fig.26. Capture de la fenêtre Calcul de débit d'eau requis

## CHAPITRE IV Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée

- Une fois que l'utilisateur clique sur « Calcul de débit d'air requis », Form3 apparaîtra

Form3

Méthode Simplifiée cas 3

Entrée Condition de Fonctionnement

Altitude d'emplacement de la tour  Jusqu'à 2500 M

Température de bulbe humide d'entrée  °C

Température de l'eau d'entrée  °C

Température de l'eau de sortie  °C

Débit volumique de l'air  M3/S

Bébit volumique de l'eau  M3/S

Puissance de ventilateur de design  KW

Débit volumique de l'air de design  M3/S

Entrée Condition de design

Température de bulbe humide d'entrée  °C

Température de l'eau d'entrée  °C

Débit volumique de l'air  M3/S

Résultats

La valeur de coefficient Ck

La chaleur enlevée de l'eau  KW

Température de l'eau de sortie  °C

Puissance de ventilateur requis  KW

Le rapport de la masse air/eau

Efficacité coté eau

Efficacité coté air

Perte par entraînement vésiculaire

Débit volumique de l'eau  Kg/S

Calcul



Fig.27. Suite 1 : Capture de la fenêtre Calcul de débit d'eau requis

**Il doit remplir les données d'entrées, notant que le troisième cas de la méthode Simplifiée est utilisé si la valeur de débit d'eau d'entrée est inconnue elle sera être calculé à la sortie comme output.**

## CHAPITRE IV    Elaboration d'un programme de calcul des performances des tours de refroidissement sur VB pour la Méthode Simplifiée

Et on aura comme résultat :

Méthode Simplifiée cas 3		
Entrée Condition de Fonctionnement		
Altitude d'emplacement de la tour	0	Jusqu'à 2500 M
Température de bulbe humide d'entrée	17	°C
Température de l'eau d'entrée	35,5	°C
Température de l'eau de sortie	29,7	°C
Débit volumique de l'air	2,5	M3/S
Bébit volumique de l'eau	8,03e-3	M3/S
Puissance de ventilateur de design	2,2	KW
Débit volumique de l'air de design	2,5	M3/S
Entrée Condition de design		
Température de bulbe humide d'entrée	17	°C
Température de l'eau d'entrée	35,7	°C
Débit volumique de l'air	2,5	M3/S
Résultats		
La valeur de coefficient Ck	0,973	
La chaleur enlevée de l'eau	191,3	KW
Température de l'eau de sortie	28,5	°C
Puissance de ventilateur requis	2,2	KW
Le rapport de la masse air/eau	0,469	
Efficacité coté eau	0,386	
Efficacité coté air	0,631	
Perte par entraînement vésiculaire	22,88	
Débit volumique de l'eau	6,36	Kg/S

Fig.28. Suite 2 : Capture de la fenêtre Calcul de débit d'eau requis

### Conclusion:

Arrivé à la fin de ce chapitre qui traite l'élaboration d'une interface de calcul des performances des tours de refroidissement à l'aide de la programmation oriente-objet en « Visual Basic », les constatations suivantes apparaissent :

- Nous estimons que nous avons réalisé un outil à double usage : simulation et calcul.

## Conclusion générale

L'objectif principal de ce travail était de Contribuer aux Modèles de Systèmes de Refroidissement Industriels, dans le cas des Tours de Refroidissement.

Le modèle Arns et Klenke se distinguant par l'aspect hautement simplificateur du modèle de Merkel suggérait d'envisager la substitution du modèle Standard par celui Simplifié.

Cependant Arns et Klenke n'ont abordé qu'un seul sur les trois cas étudiés par Merkel, et notre contribution de procéder à l'extension aux deux autres cas restants.

Pour ce faire, une modélisation à été réalisé durant cette thèse et un code de calcul substituant la méthode standard par la méthode simplifiée appliqué afin d'estimer les performances des tours de refroidissement opératives.

Comme résultats généralisés, il a été développé une méthode améliorée de Arns et Klenke assurant une bonne exactitude au delà de 15% des valeurs de référence.

Cette thèse a permis la réalisation d'un outil d'ingénierie software automatisant les simulations des tours de refroidissement humide de contre-courant.

Cette interface permet de visualiser les paramètres suivants :

- La chaleur enlevée de l'eau
- Température de l'eau de sortie
- Puissance de ventilateur requis
- Le rapport de la masse air/eau
- Efficacité coté eau
- Efficacité coté air
- Perte par entrainement vésiculaire

Cet ouvrage s'achève par une conclusion générale décrivant les résultats obtenus en les contrastant avec les objectifs assignés au départ ainsi qu'une énumération des perspectives souhaitées pour la continuité de ce travail.



Arrivé au terme de ce travail, Nous croyons que nous avons contribué à une meilleure simulation des tours de refroidissement par :

L'innovation en surmontant l'indisponibilité des manuels des fabricants qui présentent des tours de refroidissement en mode opérationnel permanent, nous pensons, ainsi, que ce travail aide à donner au modèle Simplifié plus de poids et de meilleurs arguments quant à son usage pendant l'étape de conception, à savoir la simulation de la tour de refroidissement à installer ou déjà installée et viser à prévoir son comportement hors des conditions de fonctionnement nominales.

Cette tentative a réussi et représente un progrès substantiel et une contribution de ce travail.

**En perspective,** plus d'études devraient être réalisées afin d'aller plus loin et augmenter l'extension du modèle Simplifié, en étudiant les paramètres de référence restants, comme par exemple débit massique de l'eau dû à l'impact de la réduction de la quantité de l'eau utilisée dans la tour de refroidissement.

# BIBLIOGRAPHIE

- [1] P.ARNEODO, V.GIARTO. ET A.MAZZA  
SYSTEM SIMULATON, *INTERNATIONL ENERGY AGENCY 1990*
  
- [2] Dominique Hantz, Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielle et tertiaires , Groupe de travail CETIAT .2005
  
- [3] A.LIBERT, Le calcul des charges calorifiques en conditionnement d'air ; Numéro spécial de chaud –froid-plomberie , Édit.E.D.I.P.A 1966
  
- [4] JEAN LEBRUN , Thermodynamique Appliquée ,Notes de cours ;Liège, Janvier 1989
  
- [5] Michel FEIDT, Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés, Technique et documentation, Lavoisier Paris
  
- [6] A.MOHIER, Thermodynamique Édit. DELAGRAVE Paris 1965
  
- [7] R.Gicquel, Fiche –guide de TD sur la modélisation de tours de refroidissement ,mai 2006
  
- [8] Pascal STABAT, Dominique MARCHIO , Tour aéroréfrigérante humide ouverte, CENERG École des Mines de Paris, version1.2 du 2 août 2001
  
- [9] BALTIMORE Aircoil, Avenir des refroidisseurs d'eau atmosphériques, B.A.C.BALTICARE 2004
  
- [10] BALTIMORE Aircoil, Tours de refroidissement à circuit ouvert ,B.A.C.BALTICARE 2004
  
- [11] H.C. PEITSMAN ,U.J.NICOLAS  
System simulation “Liquid chilling system” ,TNO Institute of Applied Pyhsics  
April 19,1988

- [12] Refroidissement évaporatif et Legionella ,Institut international du froid ,Février 2006
- [13] Kai.W, Fenz-zhong.S, Yuan-Bi.Z, Ming.G, Yue-Tao.S, Three-dimensional regularities of distribution of air-inlet characteristic velocity in natural-draft wet cooling tower, Journal of Hydrodynamics, Vol.20, pp.323-330, 2008.
- [14] G. ABDI, T. BENABDALLAH, New Extended Simulation Method at Out-Design Operating Conditions for Cooling Towers. International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.), Vol. 9, n. 1 , January 2015
- [15] Michael Halvorson, *Microsoft Visual Basic.Net Etape par Etape*, Edition Dunod, 2002
- [16] [WWW.sfen.org/fr/into/comment.htm](http://WWW.sfen.org/fr/into/comment.htm)

**Liste des tableaux**

Étude de l'effet de différents paramètres pour le premier cas de la Méthode Standard et la méthode Simplifiée:

Tableau 1.1 : Influence de débit d'air pour **méthode Standard (cas1)**

<i>Débit volumique d'air</i>	<i>6 valeurs</i>	<i>input</i>
<b>Puissance de ventilateur de design</b>	2.2 KW	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'air de design</b>	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
<b>Température de bulbe humide d'entrée</b>	17°C	<b>input</b>
<b>Température de l'eau d'entrée</b>	35.7 °C	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'eau</b>	6.38E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>

<i>Débit volumique d'air</i> <i>[m<sup>3</sup>/s]</i>	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i> <i>[KW]</i>	<i>Température de l'eau de sortie</i> <i>[°C]</i>	<i>Puissance de ventilateur requis</i> <i>[KW]</i>	<i>Efficacité</i> <i>Coté eau</i>	<i>Efficacité</i> <i>Coté air</i>
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
<b>2</b>	156.0	29.8	1.1	0.313	0.645
<b>2.5</b>	188.1	28.6	2.2	0.378	0.622
<b>3.0</b>	217.5	27.5	3.8	0.437	0.599
<b>3.5</b>	244.2	26.5	6	0.491	0.577
<b>4</b>	268.8	25.6	9	0.540	0.555
<b>4.5</b>	290.9	24.8	12.8	0.584	0.334

Tableau 1.2 : Influence de débit d'air pour **méthode Simplifiée (cas 1)** :

<i>CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Température de l'eau de sortie	29.7°C	input
Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	input
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	input
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
<i>CONDITIONS DE DESIGN</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Débit volumique d'air	6 valeurs	input
Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	input

<i>Débit volumique d'air</i> [m <sup>3</sup> /s]	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i> [KW]	<i>Température de l'eau de sortie</i> [°C]	<i>Puissance de ventilateur requis</i> [KW]	<i>Efficacité Côté eau</i>	<i>Efficacité Côté air</i>
input	output	output	output	output	output
2	160.42	29.7	1.1	0.323	0.663
2.5	191.4	28.5	2.2	0.385	0.633
3.0	219.40	27.4	3.8	0.441	0.604
3.5	244.72	26.5	6	0.492	0.578
4	267.61	25.6	9	0.538	0.553
4.5	288.30	24.9	12.8	0.580	0.529

Tableau 1.3 : Influence de débit d'air pour la **méthode Simplifiée (cas 3)**:

<i>CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Température de l'eau de sortie	29.7°C	input
Débit volumique d'AIR	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	input
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	input
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
<i>CONDITIONS DE DESIGN</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Débit volumique d'air	6 valeurs	input

<i>Débit volumique d'air</i> [m <sup>3</sup> /s]	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i> [KW]	<i>Température de l'eau de sortie</i> [°C]	<i>Puissance de ventilateur requis</i> [KW]	<i>Efficacité Coté eau</i>	<i>Efficacité Coté air</i>
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
2	153.12	28.5	1.1	0.469	0.633
2.5	191.4	28.5	2.2	0.469	0.633
3	229.67	28.5	3.8	0.469	0.633
3.5	267.95	28.5	6	0.469	0.633
4	306.23	28.5	9	0.469	0.633
4.5	334.51	28.5	12.8	0.469	0.633

Tableau 1.4: Influence de débit d'eau pour la **méthode Standard (cas 1)** :

<i>Débit volumique d'air</i>	<i>2.5 m<sup>3</sup>/s</i>	<i>input</i>
<b>Puissance de ventilateur de design</b>	2.2 KW	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'air de design</b>	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
<b>Température de bulbe humide d'entrée</b>	17°C	<b>input</b>
<b>Température de l'eau d'entrée</b>	35.7 °C	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'EAU</b>	10 valeurs	<b>input</b>

<i>Débit volumique d'eau</i> [m <sup>3</sup> /s]	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i> [KW]	<i>Température de l'eau de sortie</i> [°C]	<i>Puissance de ventilateur requis</i> [KW]	<i>Efficacité Coté eau</i>	<i>Efficacité Coté air</i>
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
<b>4.5 e-3</b>	173.9	26.4	2.2	0.495	0.575
<b>4.8 e-3</b>	176.8	26.9	2.2	0.472	0.584
<b>5.2 e-3</b>	180.2	27.4	2.2	0.444	0.596
<b>5.45 e-3</b>	182.3	27.7	2.2	0.429	0.603
<b>5.8 e-3</b>	184.6	28.1	2.2	0.408	0.610
<b>6.2 e-3</b>	187	28.5	2.2	0.387	0.618
<b>6.38 e-3</b>	188.1	28.6	2.2	0.378	0.622
<b>7.45 e-3</b>	193.1	29.5	2.2	0.332	0.638
<b>7.80 e-3</b>	194.3	29.7	2.2	0.319	0.642
<b>8 e-3</b>	195	29.9	2.2	0.312	0.645

Tableau 1.5: Influence de débit d'eau pour la **méthode Simplifiée (cas 1)** :

<i>CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Température de l'eau de sortie	29.7°C	input
Débit volumique d'AIR	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	input
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	input
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
<i>CONDITIONS DE DESIGN</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	10 valeurs	input

<i>Débit volumique d'eau</i> [m <sup>3</sup> /s]	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i> [KW]	<i>Température de l'eau de sortie</i> [°C]	<i>Puissance de ventilateur requis</i> [KW]	<i>Efficacité Coté eau</i>	<i>Efficacité Coté air</i>
input	output	output	output	output	output
4.5 e-3	174.11	26.4	2.2	0.496	0.576
4.8 e-3	177.59	26.6	2.2	0.475	0.587
5.2 e-3	181.72	27.3	2.2	0.448	0.601
5.45 e-3	184.06	27.6	2.2	0.433	0.608
5.8 e-3	187.05	28	2.2	0.414	0.618
6.2 e-3	190.12	28.3	2.2	0.393	0.628
<b>6.38 e-3</b>	191.88	28.6	2.2	0.382	0.634
7.45 e-3	197.90	29.3	2.2	0.341	0.654
7.80 e-3	199.96	29.6	2.2	0.329	0.650
8 e-3	200.65	29.7	2.2	0.322	0.663



Tableau 1.6: Influence de débit d'eau pour la **méthode Simplifiée (cas 2)** :

<i>CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Température de l'eau de sortie	29.7°C	input
Débit volumique d'AIR	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	input
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	input
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
<i>CONDITIONS DE DESIGN</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Débit volumique d'eau	10 valeurs	input

<i>Débit volumique d'eau</i> [m <sup>3</sup> /s]	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i> [KW]	<i>Température de l'eau de sortie</i> [°C]	<i>Puissance de ventilateur requis</i> [KW]	<i>Efficacité Côté eau</i>	<i>Efficacité Côté air</i>
input	output	output	output	output	output
4.5 e-3	135.00	28.5	0.8	0.385	0.633
4.8 e-3	144.00	28.5	0.9	0.385	0.633
5.2 e-3	156.00	28.5	1.2	0.385	0.633
5.45 e-3	163.50	28.5	1.4	0.385	0.633
5.8 e-3	174.00	28.5	1.7	0.385	0.633
6.2 e-3	186.15	28.5	2	0.385	0.633
6.38 e-3	194.60	28.5	2.2	0.385	0.633
7.45 e-3	223.5	28.5	3.5	0.385	0.633
7.80 e-3	234.01	28.5	4	0.385	0.633
8 e-3	240.01	28.5	4.3	0.385	0.633

Tableau 1.7 : Température de bulbe humide d'entrée pour la méthode Standard (cas 1):

<i>Débit volumique d'air</i>	2.5 m <sup>3</sup> /s	<i>input</i>
<b>Puissance de ventilateur de design</b>	2.2 KW	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'air de design</b>	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
<b>Température de bulbe humide d'entrée</b>	10 valeurs	<b>input</b>
<b>Température de l'eau d'entrée</b>	35.7 °C	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'eau</b>	6.38E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>

<i>Température de bulbe humide d'entrée</i>	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i>	<i>Température de l'eau de sortie</i>	<i>Puissance de ventilateur requis</i>	<i>Efficacité Coté eau</i>	<i>Efficacité Coté air</i>
[°C]	[KW]	[°C]	[KW]		
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
14.5	206.1	28	2.2	0.365	0.629
15.5	199.0	28,2	2,2	0,370	0,626
16.5	191.8	28,5	2,2	0,375	0,623
17.5	184.4	28,8	2,2	0,381	0,620
18.5	176.7	29.1	2,2	0,386	0,617
19.5	168.8	29,4	2,2	0,392	0,613
20.5	160.7	29.7	2.2	0.397	0.608
21.5	152.3	30	2.2	0.403	0.603
22.5	143.8	30.3	2.2	0.409	0.597
23.5	134.9	30.6	2.2	0.416	0.591
24.5	125.8	31	2.2	0.422	0.584

Tableau 1.8 : Température de bulbe humide d'entrée pour la méthode Simplifiée (cas 1) :

<i>CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Température de l'eau de sortie	29.7°C	input
Débit volumique d'AIR	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	input
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	input
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
<i>CONDITIONS DE DESIGN</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	10 valeurs	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	input

<i>Température de bulbe humide d'entrée</i>	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i>	<i>Température de l'eau de sortie</i>	<i>Puissance de ventilateur requis</i>	<i>Efficacité Coté eau</i>	<i>Efficacité Coté air</i>
[°C]	[KW]	[°C]	[KW]		
input	output	output	output	output	output
14.5	210.10	27.7	2.2	0.373	0.641
15.5	202.77	28.1	2,2	0.378	0.638
16.5	195.24	28.4	2,2	0.382	0.635
17.5	187.5	28.6	2,2	0.387	0.631
18.5	179.55	28.9	2,2	0.393	0.627
19.5	171.38	29.3	2,2	0.398	0.622
20.5	162.98	29.6	2,2	0.403	0.617
21.5	154.35	29.9	2,2	0.409	0.611
22.5	145.47	30.2	2,2	0.414	0.604
23.5	136.32	30.6	2,2	0.420	0.597
24.5	126.91	30.9	2,2	0.426	0.588

Tableau 1. 9 : Température de bulbe humide d'entrée pour la **méthode Simplifiée (cas 2)** :

<i>CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Température de l'eau de sortie	29.7°C	input
Débit volumique d'AIR	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	input
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	input
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
<i>CONDITIONS DE DESIGN</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	10 valeurs	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	input

<i>Température de bulbe humide d'entrée</i>	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i>	<i>Température de l'eau de sortie</i>	<i>Puissance de ventilateur requis</i>	<i>Efficacité Coté eau</i>	<i>Efficacité Coté air</i>
[°C]	[KW]	[°C]	[KW]		
input	output	output	output	output	output
14.5	208.23	27.9	2.1	0.369	0.643
15.5	201.69	28.1	2,2	0.376	0.639
16.5	194.90	28.4	2,2	0.382	0.635
17.5	187.85	28.6	2,2	0.388	0.630
18.5	180.53	28.9	2,2	0.395	0.625
19.5	172.9	29.2	2,3	0.402	0.620
20.5	165.06	29.5	2,3	0.408	0.614
21.5	156.88	29.8	2,3	0.416	0.608
22.5	148.40	30.1	2,3	0.423	0.600
23.5	139.58	30.5	2,4	0.430	0.592
24.5	130.41	30.8	2,5	0.438	0.583

Tableau 1.10 : la température de bulbe humide d'entrée pour **la méthode Simplifiée (cas 3)** :

<i>CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Température de l'eau de sortie	29.7°C	input
Débit volumique d'AIR	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	input
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	input
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
<i>CONDITIONS DE DESIGN</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	10 valeurs	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	input

<i>Température de bulbe humide d'entrée</i>	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i>	<i>Température de l'eau de sortie</i>	<i>Puissance de ventilateur requis</i>	<i>Efficacité Coté eau</i>	<i>Efficacité Coté air</i>
[°C]	[KW]	[°C]	[KW]		
input	output	output	output	output	output
14.5	210.64	27.9	2.2	0.369	0.643
15.5	203.09	28.1	2.2	0.376	0.639
16.5	195.3	28.4	2.2	0.382	0.635
17.5	187.40	28.6	2.2	0.388	0.630
18.5	179.25	28.9	2.2	0.395	0.625
19.5	170.89	29.2	2.2	0.402	0.620
20.5	162.31	29.5	2.2	0.408	0.614
21.5	153.51	29.8	2.2	0.416	0.608
22.5	144.47	30.1	2.2	0.423	0.600
23.5	135.20	30.5	2.2	0.430	0.592
24.5	125.76	30.8	2.2	0.438	0.583

Tableau 1.11 : Température de l'eau d'entrée pour la méthode Standard (cas1) :

<i>Débit volumique d'air</i>	2.5 m <sup>3</sup> /s	<i>input</i>
<b>Puissance de ventilateur de design</b>	2.2 KW	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'air de design</b>	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
<b>Température de bulbe humide d'entrée</b>	17°C	<b>input</b>
<b>Température de l'eau d'entrée</b>	10 valeurs	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'eau</b>	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>

<i>Température de l'eau d'entrée</i> [°C]	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i> [KW]	<i>Température de l'eau de sortie</i> [°C]	<i>Puissance de ventilateur requis</i> [KW]	<i>Efficacité Coté eau</i>	<i>Efficacité Coté air</i>
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
33.5	159.5	27.5	2.2	0.363	0.580
34.5	172.3	28	2.2	0.370	0.599
35.2	181.4	28.4	2.2	0.375	0.612
35.7	188.1	28.6	2.2	0.378	0.622
36.2	194.9	28.9	2.2	0.381	0.631
36.6	200.3	29.1	2.2	0.384	0.639
37.2	208.6	29.4	2.2	0.388	0.649
37.8	217.1	29.6	2.2	0.392	0.660
38.2	222.7	29.8	2.2	0.395	0.668
39	234.4	30.2	2.2	0.400	0.682

Tableau 1.12 : Température de l'eau d'entrée pour la méthode Simplifiée (cas 1) :

<i>CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Température de l'eau de sortie	29.7°C	input
Débit volumique d'AIR	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	input
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	input
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
<i>CONDITIONS DE DESIGN</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	10 valeurs	input
Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	input

<i>Température de l'eau d'entrée</i> [°C]	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i> [KW]	<i>Température de l'eau de sortie</i> [°C]	<i>Puissance de ventilateur requis</i> [KW]	<i>Efficacité Coté eau</i>	<i>Efficacité Coté air</i>
input	output	output	output	output	output
33.5	161.79	27.4	2.2	0.369	0.588
34.5	174.96	27.9	2.2	0.376	0.608
35.2	184.46	28.3	2.2	0.381	0.623
35.7	192.80	28.5	2.2	0.386	0.635
36.2	198.45	28.7	2.2	0.389	0.643
36.6	204.19	28.9	2.2	0.392	0.651
37.2	212.95	29.2	2.2	0.396	0.663
37.8	221.89	29.5	2.2	0.401	0.675
38.2	227.15	29.6	2.2	0.404	0.683
39	240.36	30	2.2	0.411	0.699

Tableau 1.13 Température de l'eau d'entrée pour la **méthode Simplifiée (cas 2)** :

<i>CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT</i>		
<b>Température de bulbe humide d'entrée</b>	17°C	<b>input</b>
<b>Température de l'eau d'entrée</b>	35.7 °C	<b>input</b>
<b>Température de l'eau de sortie</b>	29.7°C	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'AIR</b>	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'eau</b>	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
<b>Puissance de ventilateur de design</b>	2.2 KW	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'air de design</b>	2.5 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>
<i>CONDITIONS DE DESIGN</i>		
<b>Température de bulbe humide d'entrée</b>	17°C	<b>input</b>
<b>Température de l'eau d'entrée</b>	10 valeurs	<b>input</b>
<b>Débit volumique d'eau</b>	6.38 E-3 m <sup>3</sup> /s	<b>input</b>

<i>Température de l'eau d'entrée</i>	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i>	<i>Température de l'eau de sortie</i>	<i>Puissance de ventilateur requis</i>	<i>Efficacité Coté eau</i>	<i>Efficacité Coté air</i>
<i>[°C]</i>	<i>[KW]</i>	<i>[°C]</i>	<i>[KW]</i>		
<b>input</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>	<b>output</b>
<b>33.5</b>	161.80	27.4	2.2	0.369	0.588
<b>34.5</b>	174.97	27.9	2.2	0.376	0.608
<b>35.2</b>	184.47	28.3	2.2	0.381	0.623
<b>35.8</b>	192.81	28.5	2.2	0.386	0.635
<b>36.2</b>	198.46	28.7	2.2	0.389	0.643
<b>36.2</b>	204.20	28.90	2.2	0.392	0.651
<b>36.6</b>	212.95	29.2	2.2	0.396	0.663
<b>37.2</b>	221.90	29.5	2.2	0.401	0.675
<b>37.8</b>	227.97	29.6	2.2	0.404	0.683
<b>38.2</b>	240.36	30	2.2	0.411	0.699



Tableau 1.14 : Température de l'eau d'entrée pour la méthode Simplifiée (cas 3) :

<i>CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	35.7 °C	input
Température de l'eau de sortie	29.7°C	input
Débit volumique d'AIR	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
Débit volumique d'eau	8.03 E-3 m <sup>3</sup> /s	input
Puissance de ventilateur de design	2.2 KW	input
Débit volumique d'air de design	2.5 m <sup>3</sup> /s	input
<i>CONDITIONS DE DESIGN</i>		
Température de bulbe humide d'entrée	17°C	input
Température de l'eau d'entrée	10 valeurs	input
Débit volumique d'air	2.5 m <sup>3</sup> /s	input

<i>Température de l'eau d'entrée</i> [°C]	<i>La chaleur enlevée de l'eau</i> [KW]	<i>Température de l'eau de sortie</i> [°C]	<i>Efficacité</i> Coté eau	<i>Efficacité</i> Coté air
input	output	output	output	output
33.5	161.79	27.4	0.369	0.588
34.5	174.96	27.9	0.376	0.608
35.2	184.46	28.3	0.381	0.623
35.8	192.80	28.5	0.386	0.635
36.2	198.45	28.7	0.389	0.643
36.2	204.19	28.9	0.392	0.651
36.6	212.18	29.2	0.396	0.663
37.2	221.89	29.5	0.401	0.675
37.8	227.96	29.6	0.404	0.683
38.2	240.35	30.0	0.411	0.699

Diagramme 1 :

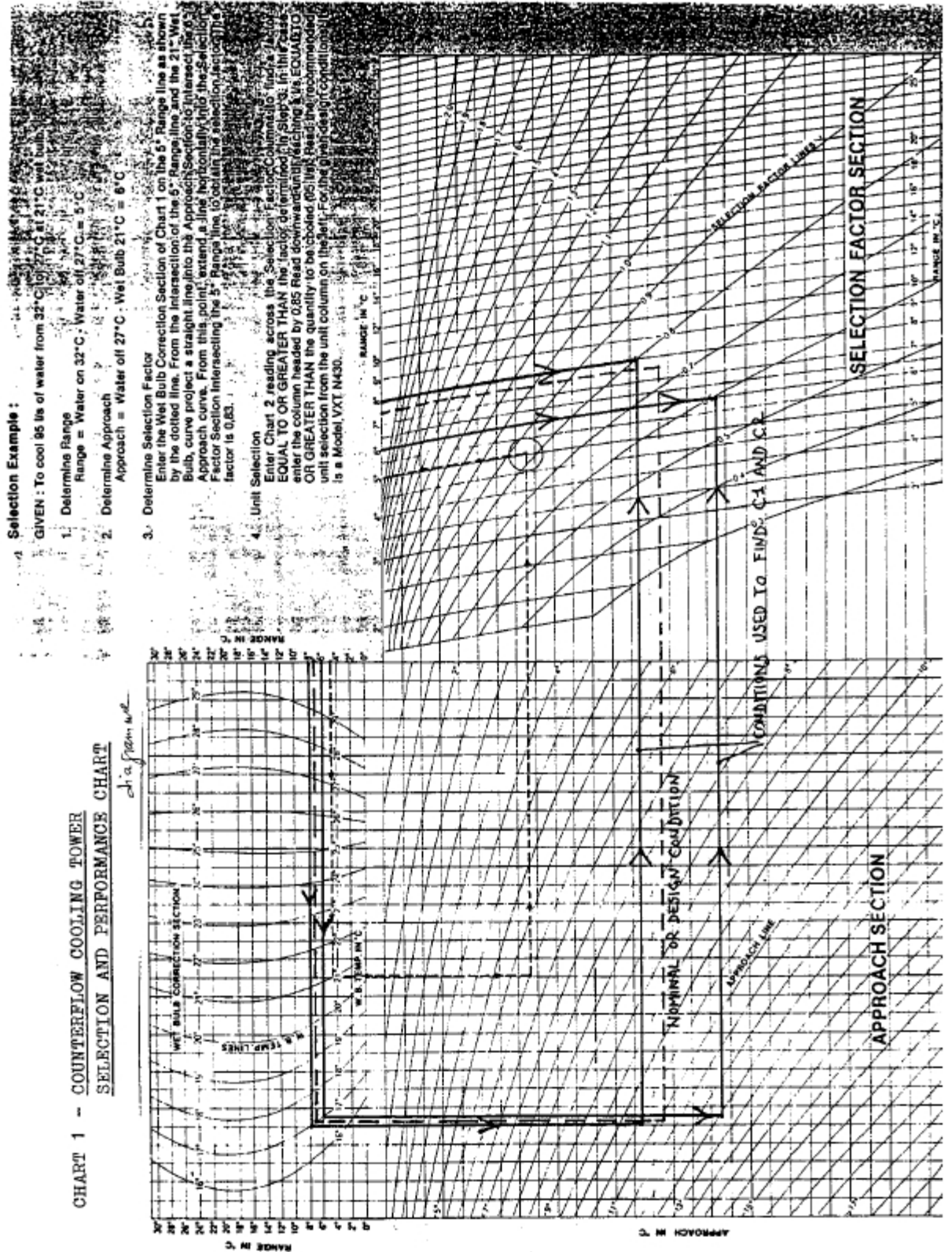


Diagramme 2 :

CHART 2 - RECOMMENDED SELECTIONS IN L/s  
SELECTION FACTORS 0.40 TO 0.85

UNIT	SELECTION FACTOR												
	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85			
VXT-315	110.4	110.4	110.4	110.4	100.9	94.64	87.06	82.02	76.02	71.29			
VXT-350	110.4	110.4	110.4	110.4	110.4	102.8	95.58	89.27	83.91	78.86			
VXT-375	110.4	110.4	110.4	110.4	110.4	110.4	108.2	100.9	94.64	88.96			
VXT-400	110.4	110.4	110.4	110.4	110.4	138.8	130.6	121.1	113.6	106.0			
VXT-470	164.0	164.0	164.0	164.0	164.0	154.6	143.8	134.4	126.2	118.0			
VXT-525	164.0	164.0	164.0	164.0	164.0	164.0	152.0	142.0	133.1	126.2			
VXT-560	164.0	164.0	164.0	164.0	164.0	164.0	162.1	152.0	142.6	133.8			
VXT-600	220.8	220.8	220.8	220.8	201.9	189.3	174.1	164.0	152.0	142.6			
VXT-630	220.8	220.8	220.8	220.8	220.8	205.0	191.2	178.5	167.8	157.7			
VXT-700	220.8	220.8	220.8	220.8	220.8	220.8	203.8	189.3	178.5	167.8			
VXT-750	220.8	220.8	220.8	220.8	220.8	220.8	216.4	201.9	189.3	177.9			
VXT-800	220.8	220.8	220.8	220.8	220.8	220.8	220.8	216.4	201.9	189.3			
VXT-870	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2			
VXT-945	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2			
VXT-1050	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2			
VXT-1125	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2			
VXT-1200	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2	331.2			
VXT-1260	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6			
VXT-1400	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6			
VXT-1500	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6			
VXT-1600	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6	441.6			
VXT-1740	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4			
VXT-1890	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4			
VXT-2100	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4			
VXT-2250	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4			
VXT-2400	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4	662.4			
VXT-2520	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3			
VXT-2800	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3			
VXT-3000	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3			
VXT-3200	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3	883.3			
VXT-3480	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325			
VXT-3780	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325			
VXT-4200	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325			
VXT-4500	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325			
VXT-4800	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325			

Enter chart reading across the selection factor  
Columns to find a factor EQUAL TO OR GREATER  
THAN the design selection factor. Read downward  
until reaching the flow in L/s EQUAL TO OR GREATER  
THAN design. Read the recommended unit selection  
from the unit column on the left. Interpolation is  
permitted between Selection Factors only.

UNIT	SELECTION FACTOR												
	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85			
VXT-10	6.62	5.87	5.30	4.73	4.23	3.85	3.47	3.22	2.84	2.59			
VXT-15	8.20	7.26	6.62	5.93	5.43	4.92	4.54	4.23	3.85	3.60			
VXT-20	8.52	8.52	8.08	7.32	6.69	6.12	5.68	5.30	4.92	4.61			
VXT-25	8.52	8.52	8.52	8.52	8.01	7.32	6.81	6.37	5.93	5.62			
VXT-30	16.40	14.83	13.31	12.11	10.98	9.97	9.27	8.58	7.82	7.32			
VXT-40	17.67	17.67	16.09	14.70	13.50	12.37	11.56	10.73	9.91	9.34			
VXT-45	17.67	17.67	17.67	16.02	14.70	13.56	12.74	11.80	10.98	10.35			
VXT-55	17.67	17.67	17.67	17.67	17.54	16.09	15.02	14.07	13.12	12.43			
VXT-65	27.13	27.13	25.87	23.53	21.64	19.87	18.42	17.16	15.84	14.89			
VXT-70	27.13	27.13	27.13	24.98	23.15	21.26	19.81	18.38	16.97	15.90			
VXT-75	27.13	27.13	27.13	26.50	24.42	22.46	20.95	19.56	18.11	17.03			
VXT-85	27.13	27.13	27.13	27.13	24.98	23.34	21.77	20.31	19.18				
VXT-95	36.28	36.28	36.28	34.07	31.23	28.71	26.81	24.92	23.34	21.83			
VXT-105	36.28	36.28	36.28	36.28	34.07	31.23	29.34	27.19	25.49	23.97			
VXT-120	36.28	36.28	36.28	36.28	36.28	35.33	32.81	30.60	28.77	27.07			
VXT-135	36.28	36.28	36.28	36.28	36.28	36.28	36.28	34.07	31.86	30.22			
VXT-150	51.10	51.10	51.10	51.10	48.26	44.79	41.64	38.80	36.28	34.07			
VXT-165	51.10	51.10	51.10	51.10	51.10	48.58	45.42	41.95	39.43	37.22			
VXT-185	51.10	51.10	51.10	51.10	51.10	51.10	50.16	46.69	43.85	41.32			
VXT-N215	71.92	71.92	71.92	71.92	68.45	63.41	58.67	54.89	51.42	48.26			
VXT-N240	71.92	71.92	71.92	71.92	70.35	64.98	60.88	57.10	53.63				
VXT-N265	71.92	71.92	71.92	71.92	71.92	71.92	71.61	66.88	62.46	58.99			
VXT-N310	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8			
VXT-N345	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8			
VXT-N370	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8			
VXT-N395	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8	109.8			
VXT-N430	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8			
VXT-N480	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8			
VXT-N510	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8			
VXT-N535	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8	143.8			

Note : la forme sous laquelle les données sont fournies par les fabricants dans leurs catalogues peut varier considérablement ,les diagrammes montrent ici juste un exemple

# Introduction

CHAPITRE I  
Principe de Refroidissement  
évaporatif

# CHAPITRE II

## Présentation et description du modèle de travail

# CHAPITRE III

## Contribution & Résultats et Discussion



# CHAPITRE IV

Elaboration d'un  
programme de calcul des  
performances des tours de  
refroidissement sur VB  
pour la Méthode  
Simplifiée

CONCLUSION

ET PERSPECTIVES