RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Dr. YAHIA Farés de Médéa



Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Mécanique

Projet de Fin d'Etudes

POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DU MASTER 2

Génie Mécanique, Energétique et thermique des systèmes

Gestion d'une tour du refroidissement ouverte

Encadré par

PR.BOUAZIZ MOHAMED NADJIB

présente par

MOHAMMEDI SAMIHA

SELLOUM HAMIDA

Juin 2015

Remerciement

En premier lieu, nous disons bien que ce n'est que grâce à ALLAH .le tout puissant, que ce travail a pu être terminé
et qu'il est entre vos mains aujourd'hui.

Au terme de ce travail, nous voudrons exprimer notre profonde gratitude à notre promoteur monsieur Pr. BOUAZIZ MOHAMED NADJIB d'avoir dirigé ce travail et pour tous ces conseils qu'il n'a pas cessé de nous prodiguer avec tout le empsqu'il a consacré pour l'élaboration de ce projet,
dont nous exprimons toute notre gratitude et nos respects.

Nos remerciements s'adressent également à monsieur le président de jury et le membre du jury pour l'honneur qu'ils nous font d'avoir assister à notre soutenance.
Un grand merci à tout l'ensemble des enseignants de la spécialité « Génie Mécanique » qui ont contribué à notre formation.
Que tous ce qui a contribué de loin ou de prés à ce projet

veuillent bien accepter ici de nos sincères salutations

SAMIHA ET HAMIDA

Résume

Dans ce travaille On se propose dans une première étape de modéliser le fonctionnement des tours de refroidissement ouvertes équipées de ventilateurs à une ou deux vitesses .dans une seconde étape il s'agit de déterminer le temps des ventilateurs en Mode 01 vitesse ou 02 vitesses lorsqu'une température de consigne est imposée enfin un fonctionnement en charge partielle est aussi envisagé . En conséquence. Un planning horaire peut être fixé pour une meilleure gestion de la consommation énergétique des tours.

Mots clés : tours de refroidissement, ventilateurs, vitesse, temps planning.

ملخص

في هذا العمل قمنافي المرحلة الأولى بعملية نمذجة لتشغيل أبراج التبريد المفتوحة بتجريبها بسرعة أو سرعتين للمروحة,أما فالمرحلة الثانية فتتعلق بتحديد وقت المروحة في الوضع 1أو 2 للسرعة عندما تكون درجة الحرارة مضبوطة مسبقا

أخيرا فكرنا أيضا في عملية التحميل الجزئي وفقا لذلك ,مما سبق يمكن لنا تعيين الجدول الزمني لإدارة أفضل إستهلاك للطاقة لأبراج التبريد

كلمات البحث: أبراج التبريد، والمراوح، السرعة، والجدول الزمني

Abstract

In this work it is proposed as a first step to model the operation of open cooling towers equipped with fans to one or two speeds .in a second step it is to determine the time of Mode speed fans 01 or 02 speeds when a set point temperature is finally imposed a partial load operation is also contemplated. Accordingly. A time schedule can be set for better management of energy consumption towers.

Keywords: cooling towers, fans, speed, time schedule.

Table de matière		
Remerciements		
Résume		
Sommaire		
Liste des tableaux		
Liste des figures		
Introduction Général		
Chapitre I : Généralités sur les tours de refroidissements **Partie 1 : les centrales thermiques**		
I.1.1	définition d'une centrale thermique.	3
I.1.2	Type des centrales thermiques.	3
I.1.2.a	centrales nucléaires	3
I.1.2.b	centrales à flamme (charbon, fioul ou gaz)	4
I.1.3	utilisation d'un système de refroidissement dans le central thermique	4
I.1.4	Principe de fonctionnement d'une centrale thermique « classique»	5
Partie 2 : tours de refroidissements		
I.2.1	introduction	6
I.2.2	Description d'un tour de refroidissement	6
I.2.3	Définition	7
I.2.4	Rôle	7
I.2.5	Construction	7
I.2.6	Les composants de tour de refroidissement	8
I.2.6.1	Corps d'échange	8
I.2.6.2	Séparateurs de gouttelettes	9
I.2.6.3	La distribution d'eau complète (tuyauteries, gicleurs, éclateurs)	9
I.2.6.4	Autres composants	9
I.2.7	Comment Fonctionne une Tour de Refroidissement	9
I.2.8	Différents types des tours de refroidissements	10
I.2.9	Circuit ouvert, fermé ou hybride	18

Partie 3 : Tours de refroidissements ouvertes		
I.3.1	Tour de refroidissement ouverte	20
I.3.2	Description technique	20
I.3.3	Puissance de refroidissement	21
I.3.4	Aspects environnementaux	22
I.3.5	Application	22
I.3.6	Les différents types de circuits frigorifiques	22
I.3.7	Tour de refroidissement d'eau à circuit ouvert à convection forcée	23
I.3.8	Caractéristiques de la tour de refroidissement à tirage forcé	25
	Chapitre II : Les ventilateurs	
II.1	Introduction	26
II.2	les Ventilateurs	26
II.3	Utilisation	26
II.4	Types de ventilateur	27
II.4.1	Les ventilateurs axiaux ou hélicoïdes	28
II.4.2	Les ventilateurs centrifuges	32
II.4.3	Les ventilateurs tangentiels	34
II.5	Systèmes de ventilation dans les tours de refroidissement	35
Chapitre III : Modélisation et Gestion d'une tour de refroidissement ouverte		
III.1	Détermination de l'humidité spécifique de l'air à partir de la température sèche et de la température humide	36
III.1.1	Domaine technologique	36
III.1.2	Description mathématique	36
III.2	Détermination de la température de l'air humide à saturation à partir de l'enthalpie spécifique	37
III.2.1	Domaine technologique	37
III.2.2	Description mathématique	37
III.3	Détermination de la température humide de l'air à partir de la température sèche et de l'humidité spécifique	38

III.3.1	Domaine technologique	38
III.3.2	Description mathématique	38
III.4	Gestion d'une tour ouverte	39
III.4.1	Domaine technologique TAO	39
III.4.2	Objectif	40
III.4.3	Description générale	40
III.5	Description mathématique	41
III.5.1	Caractéristique de la tour	41
III.5.2	Calcul des performances de la tour	42
III.5.3	Calcul de la consommation d'eau de la tour	45
III.6	Gestion d'une tour de refroidissement ouverte GTRO	46
III.6.1	Domain technologie	46
III.6.2	Description générale	47
III.6.3	Description mathématique	47
Chapitre IV : résultat et discussion		
IV .1	résultats et discussions (TAO)	49
IV .1 .1	Variation suivant le débit d'air d'entre	49
IV.1.2	Variations suivant le débit d'eau Mee	51
IV.1. 3	Variations suivant la température d'air d'entre tae	52
IV.1.4	Variations suivant la température d 'entre d'eau tee	54
IV.1.5	Variations suivants de coefficient n	56
IV.2	Discussions et résultats (GTRO)	57
IV.2.1	Variations suivant le début d'eau Me	58
IV.2.2	Variations suivant le débit d'air Ma1	59
IV.2.3	Variations suivant la température d'entrée d'eau	62
IV .2.4	Variations suivant la température d'entrée d'air.tae	63
IV .2.5	Variations suivant l'humidité de l'air à l'entrée wae	65
IV.2.6	Variation suivant la température de consigne Tset	66
Conclusion		68
Bibliographie		

Liste des tableaux :

Chapitre II : Les ventilateurs		
Tab II.1	classification du ventilateur d'après la pression	**27**
Tab II.2	classification du ventilateur d'après le rapport de moyeu	**29**
Tab II.3	domaine d'application	**34**
Chapitre III : modélisation et gestion d'une tour de refroidissement ouverte		
Tab III.1	type du courant	**43**
Chapitre IV : résultat et discussion		
Tab IV.1	Exemple d'excusions	**57**

.

Liste des figures :

Chapitre I : Généralités sur les tours de refroidissements		
Figure I.1	centrale thermique	3
Figure I.2	centrale nucléaire a Cattenom	4
Figure 1.3	Schéma de fonctionnement d'une centrale thermique	5
Figure 1.4	schéma d'un tour de refroidissement	6
Figure I.5	schéma caractéristique de la composante d'un tour	8
Figure I.6	corps d'échange	8
Figure 1.7	tour de refroidissement atmosphérique	11
Figure I.8	tour de refroidissement courant d'air forcé	12
Figure I.9	tour de refroidissement à courant d'air induit	13
Figure 1.10	tour de refroidissement à courant d'air hybride	13
Figure I.11	tour de refroidissement Contre courant	14
Figure I.12	tour de refroidissement à courant croisés	15
Figure I.13	tour de refroidissement à courant double flux	15
Figure I.14	tour de refroidissement à courant croiser « Spray filled »	16
Figure I.15	tour rectiligne	17
Figure I.16	tour a rond mécanique	18
Figure I.17	schéma du Tour de refroidissement ouverte	20
Figure I.18	Installation de refroidissement de type circuit ouvert	23
Figure I.19	Tour de refroidissement à tirage naturel, assistée par ventilateur	23
Figure I.20	Circuit de refroidissement	24
Figure I.21	Tour de refroidissement à circuit ouvert avec ventilateur hélicoïde aspirant	25
Figure I.22	Tour de refroidissement à circuit ouvert avec	25

	ventilateur centrifuge soufflant	
	Chapitre II : les ventilateurs	
Figure II.1	Ventilateurs	27
Figure II .2	Les ventilateurs axiaux ou hélicoïdes	28
Figure II.3	Courbes caractéristiques d'un ventilateur hélicoïde avec ou sans pavillon à l'aspiration	30
Figure II .4	Courbes caractéristiques et rendement d'un ventilateur hélicoïde en fonction de la variation de l'angle de calage des pales.	30
Figure II.5	Ventilateur hélicoïde de conduit hélicoïde mural	31
Figure II.6	Insertion d'un ventilateur hélicoïde dans un conduit	31
Figure II.7	ventilateur centrifuge	32
Figure II.8	Roue de ventilateur centrifuge à aubes inclinées vers l'arrière Roue de ventilateur double ouïe	33
Figure II.9	schéma d'un ventilateur tangentiel	34
	Chapitre III : modélisation et Gestion d'une tour de refroidissements	
Figure III.1	tour de refroidissement ouverte	39
Figure III.2	Etats en entrée et en sortie de l'air et l'eau sur un diagramme de l'air humide	40
Figure III.3	tour de refroidissement ouverte	47
	Chapitre IV :Résultat et discussion	
Figure IV.1	évolution de tas et tes en fonction de Mae	49
Figure IV.2	évolution de was en fonction de Ma	50
Figure IV.3	évolution de Qtot et ce en fonction de Ma	50
Figure IV.4	Evolution de tas et tes en fonction de Mee	51
Figure IV.5	évolution de was en fonction de Mee	51
Figure IV.6	évolution de Qtot et ce en fonction de Me	52
Figure IV.7	évolution de tas et tes en fonction de tae	52

Figure IV.8	évolution de was en fonction de tae	53
Figure IV.9	évolution de Qtot et ce en fonction de tae	53
Figure IV.10	évolution de tas et tes en fonction de tee	54
Figure IV.11	évolution de was en fonction de tee	55
Figure IV.12	évolution de Q_{tot} et ce en fonction de tee	55
Figure IV.13	Variation du tes et tas en fonction coefficient n	56
Figure IV.14	la variation de tes en fonction de me	58
Figure IV.15	la variation de pos en fonction de Me	58
Figure IV.16	variation de pe et ce en fonction de Ma1	59
Figure IV.17	variation de pos en fonction de Ma1	59
Figure IV.18	variation de Ce et Pe en fonction de Ma2	60
Figure IV.19	variation de pos en fonction de Ma2	60
Figure IV.20	variation de teta en fonction de Ma2	61
Figure IV.21	variation de température en fonction de Ma2	61
Figure IV.22	variation de pos en fonction de tee	62
Figure IV.23	variation de fraction de temps en fonction de tee	62
Figure IV.24	variation de Ce et Pe en fonction de tae	63
Figure IV.25	variation de tes en fonction de tae	63
Figure IV.26	variation de pos en fonction de tae	64
Figure IV.27	variation de teta en fonction de tae	64
Figure IV.28	variation de Pe et Ce en fonction de wae	65
Figure IV.29	variation de pos en fonction de wae	65
Figure IV.30	variation de Ce et Pe en fonction de Tset	66
Figure IV.31	variation de pos en fonction de Tset	66
Figure IV.32	variation de fraction de temps en fonction de Tset	67

INTRODUCTION

Les tours de refroidissement peuvent être considérés comme des **échangeurs de chaleur** utilisés pour la dissipation de larges charges thermiques vers l'atmosphère. Elles sont des équipements très importants dans beaucoup d'applications industrielles mais popularisées par les **grandes tours visuels et dominants dans les centrales nucléaires.**

Lorsque **l'eau est utilisée** comme agent du transfert thermique, que ce soit humide ou évaporative, les tours de refroidissement sont les plus adaptées pour évacuer vers un milieu extérieur de quantités de chaleur issues du système. L'air étant le deuxième fluide de cet échangeur particulier et c'est l'agent de refroidissement de l'eau.

On cite souvent les **tours humides** en référence à la vaporisation de l'eau par le biais de la chaleur latente, comme moyen principal de l'échange thermique entre le procédé et l'air passant par la tour, car les tours secs ont une performance limitée, en raison du manque de cette chaleur latente de vaporisation supplémentaire et qui permet dans le cas des tours humides à l'eau d'absorber plus de chaleur.

Dans cette étude, on se préoccupe des tours humides ouvertes, en référence à l'eau à refroidir qui est directement pulvérisée que ce soit à contre-courant ou croisée avec l'air.

Le problème est d'accélérer l'échange thermique entre l'air et l'eau à refroidir et pour cette raison, on utilise la convection forcée par l'intermédiaire de ventilateurs d'air. Par conséquent, le **dimensionnement et la gestion** de ces tours est une tache très importante, car son impact sur le procédé est capital.

On se propose donc de présenter une modélisation simplifiée du fonctionnement de ces tours d'une part avec des configurations en termes d'écoulement des fluides en présence différents. D'autre part, pour la gestion de cette tour, on s'attèlera à déterminer dans le cas d'utilisation d'un ventilateur marche/arrêt et du ventilateur à deux vitesses, le temps de fonctionnement de ces derniers équipements pour l'obtention de la température de consigne – les seuls inputs d'énergie consommatrices – en vue de l'estimation de l'électricité totale utilisée.

Le mémoire se présente selon les chapitres suivants

au premier chapitre **Généralité sur les tours de refroidissement** on a étudie les centrales thermique dans le 1ere partie et nous passerons en revue tous les types de tours de Refroidissement et les systèmes associés Une classification sera alors établie pour permettre d'une part de situer le type retenu et d'envisager les possibilités offertes quant au système de transfert thermique, pour la 3eme partie insistant sur les tours de refroidissement ouvertes

Dans seconde chapitre **les ventilateurs** on a étudie les types de ventilateurs ainsi que l'utilisation d'un ventilateur dans le système de refroidissement.

Dans le 3eme chapitre **Modélisation et Gestion de tours de refroidissement** qui concerné a modélisation mathématique et détermination par des programme qui gère les tours .

Le 4eme chapitre **résultats et discussion** sera consacré à une modélisation avancée, basée sur des hypothèses plus réalistes et pertinentes. Après avoir passé en revue les différentes corrélations disponibles pour les échanges thermiques et de masse dans les deux cotés du système d'échange, une description élaborée des équations mathématiques sera aussi développée. Par la suite, un organigramme pourra être arrangé pour faciliter une écriture des programmes simples en Matlab et sous forme « m-files » reprenant toutes les équations de la modélisation des tours de refroidissement fermées. Cette tache sera grandement facilitée si on pourra s'affranchir de la détermination plus ou moins simple et sur la base de données réelles, des coefficients de transfert. Dans ce même chapitre, nous aurons à conduire une étude paramétrique sur les principales grandeurs telles les débits d'eau et d'air, les températures d'entrée et de sortie, l'humidité de l'air ainsi que les niveaux de consommations d'eau de pulvérisation. Une possibilité sera offerte pour l'examen de la tour en régime sec, cas où le fluide à refroidir ne nécessite pas une grande charge de dissipation.
Une **conclusion** terminera ce mémoire avec des possibilités d'extension.

Chapitre I

Généralités sur les tours de refroidissement



Introduction

Dans de nombreux procédés industriels (central thermique), de la chaleur doit être évacuée par un système de transfert de la chaleur ou un système de refroidissement. Le refroidissement devrait être considéré comme une partie intégrante de la gestion énergétique.



Figure I.1 : centrale thermique

I.1.1. Définition d'une centrale thermique :

Une centrale thermique est une centrale électrique qui produit de l'électricité à partir d'une source de chaleur selon le principe des machines. Certaines installations utilisent une partie de cette chaleur pour d'autres applications : on parle alors de cogénération.

L'origine de cette source de chaleur dépend du type de centrale thermique.

I.1.2.Types des centrales thermiques :

I.1.2.a. Central nucléaire :

Les centrales nucléaires utilisent également des cycles de conversion thermodynamique dans le réacteur nucléaire, l'énergie obtenue à la suite de la réaction de fission de l'uranium et du plutonium est la source de chaleur utilisée. Un circuit primaire permet de refroidir le réacteur et de transférer la chaleur dégagée à un générateur de vapeur (chaudière) qui produit la vapeur d'eau alimentant la turbine à vapeur, comme dans une centrale thermique

Conventionnelle. Actuellement, les centrales nucléaires produisent environ 15 % de l'électricité mondiale. Elles n'émettent pas de gaz carbonique (CO_2) contrairement aux centrales conventionnelles à flamme, mais elles engendrent des déchets radioactifs, qui doivent être confinés, et tout risque d'accident, comme dans toute entreprise, ne peut être exclu. La probabilité d'occurrence d'un tel accident.



Figure I.2 : Central nucléaire, Cattenom

I.1.2.b. Centrales à flamme (charbon, fioul ou gaz) :

Dans les centrales à flamme, le combustible est brûlé

- ✓ soit dans une chaudière utilisant la chaleur dégagée par la combustion pour produire de la vapeur d'eau sous pression, qui entraîne la turbine accouplée à l'alternateur,
- ✓ soit dans une turbine à combustion turbine à gaz qui entraîne un alternateur.

-Centrales récupérant de la chaleur préexistante (solaire, géothermique…). [INT 1]

I.1.3.Utilisation d'un système de refroidissement dans le central thermique :

Tous les procédés industriels et centraux thermique qui utilisent de l'énergie transforment plusieurs formes d'énergie mécanique, chimique, électrique, etc.) En chaleur et en bruit. Selon le procédé choisi, cette chaleur ne peut pas toujours récupérée et/ou réutilisée, mais elle doit être extraite du procédé par refroidissement. La quantité de chaleur non récupérable peut être appelée chaleur résiduelle, et elle doit être rejetée dans l'environnement qui sert de puits

thermique. Plusieurs procédés ayant une production élevée de chaleur résiduelle et ayant des besoins importants en refroidissement. Dans de nombreux procédés, différentes sources de chaleur résiduelle existent et à différents niveaux : élevé (plus de 60°C), moyen (25-60°C) et faible (10-25°C). De plus, différents procédés avec des demandes spécifiques peuvent se trouver sur un même site de production. Des systèmes de refroidissement de grande taille sont utilisés dans les grandes installations de combustion (sites de production électrique, dans l'industrie chimique, les raffineries, la sidérurgie, l'agro-alimentaire, l'industrie papetière, les incinérateurs et l'industrie du verre. [1]

I.1.4.Principe de fonctionnement d'une centrale thermique « classique » :

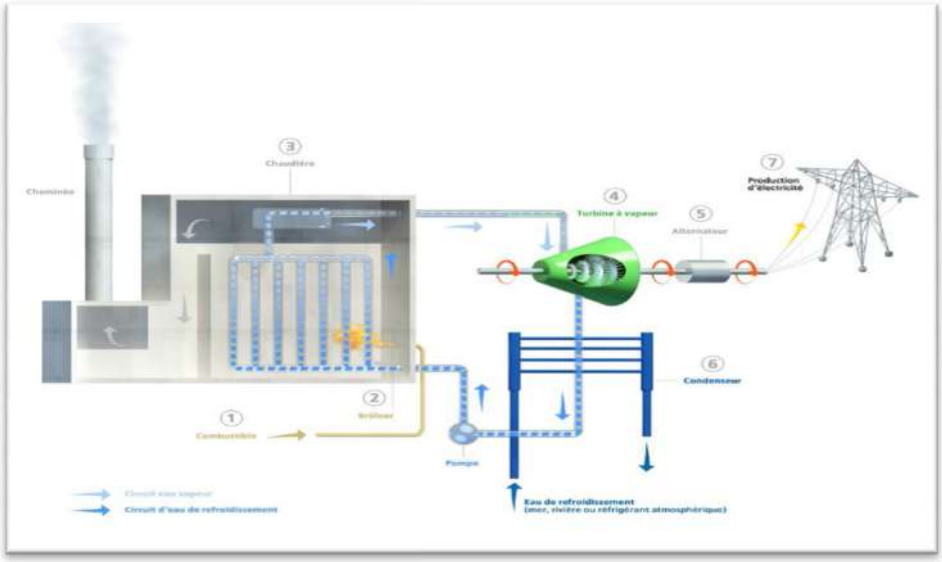


Figure I.2 :Schéma de fonctionnement d'une centrale Thermique.

Quel que soit le combustible (1), celui-ci brûle (2) dans une chaudière (3) – pouvant atteindre 90 mètres de hauteur et un poids de 9 000 tonnes – tapissée de tubes à l'intérieur desquels circule l'eau à chauffer. Sous l'effet de la chaleur, l'eau se transforme en vapeur, laquelle est alors envoyée sous pression vers les turbines. Les turbines (4) tournent grâce à la vapeur. Elles entraînent un alternateur (5) qui produit de l'électricité à une tension de 20 000 volts. L'électricité est injectée sur le réseau après avoir été portée à 225 000 volts, ou à 400 000 volts, à l'aide d'un transformateur de puissance. La vapeur qui a été utilisée est envoyée vers un condenseur (6), dans lequel circule de l'eau froide. Au contact de celle-ci, la vapeur se transforme en eau, qui est récupérée et envoyée à nouveau dans la chaudière. L'eau utilisée pour le refroidissement est restituée au milieu naturel ou renvoyée dans le condenseur. [INT 2]

I.2.1.Introduction

Les systèmes de refroidissement sont fondés sur les principes de la thermodynamique. Ils Facilitent les échanges de chaleur entre le fluide de procédé et le réfrigérant ainsi que le rejet de la chaleur non récupérable dans l'environnement. Les systèmes de refroidissement industriel peuvent être classés selon leur conception et le type de réfrigérant utilisé: eau ou air ou une combinaison des deux.

Les systèmes à une passe sont généralement utilisés dans des installations de grande capacité localisées sur des sites disposant de sources d'eau de refroidissement, on utilise des systèmes de refroidissement forcé ou naturelle (tours de refroidissement, également appelées aéroréfrigérants).[1]

I.2.2.Description d'un tour de refroidissement :

La partie de la centrale qui sert à condenser la vapeur et évacuer la chaleur non transformée en travail. C'est le seul organe qui fonctionne en continu, car il faut assurer un refroidissement permanent afin que la pression due à la vapeur du circuit secondaire ne soit pas trop importante. C'est pour cela qu'on y utilise un condenseur. C'est un appareil formé de Milliers de tubes dans lesquels circule de l'eau froide prélevée à une source extérieure (rivière, mer, ...) et d'autres tubes contenant la vapeur arrivant du circuit secondaire, qui va se décondenser au contact des premiers tubes pour ensuite refaire un cycle, et ainsi de suite. [4]

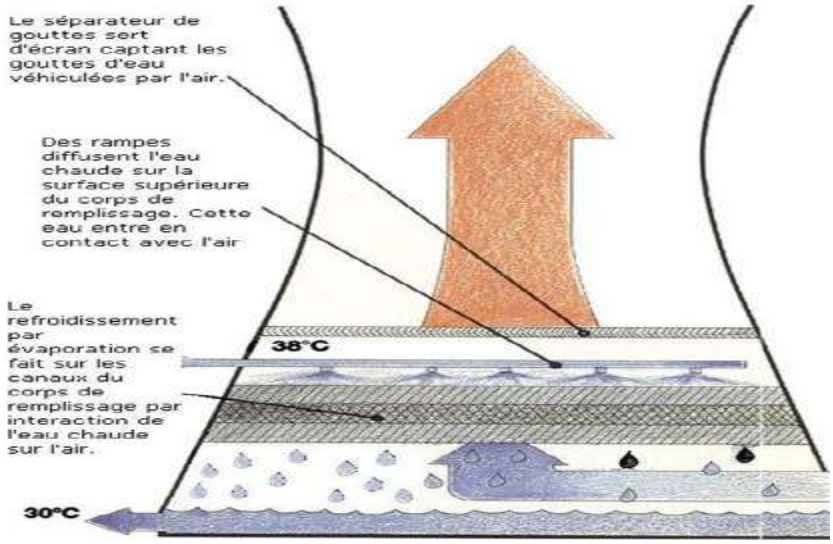


Figure I.4 : schéma d'un tour de refroidissement

I.2.3.Définition :

Les tours aéroréfrigérantes ou TAR, aussi appelées tours de refroidissement sont utilisées pour refroidir un liquide, généralement de l'eau à l'aide d'un gaz généralement l'air ambiant. Il s'agit d'un cas particulier d'un échangeur de chaleur où le transfert thermique s'effectue par contact direct ou indirect entre les flux. Les tours de refroidissement sont des équipements courants, présents dans des installations de climatisation, ou dans des procédés industriels et énergétiques (centrales électriques, installations de combustion, sucreries, chimie...).[INT 4]

I.2.4.Rôle :

Les tours de refroidissement ou tours aéro-réfrigérantes sont utilisées pour refroidir un fluide (liquide ou gaz) à l'aide d'un moyen de refroidissement. Il s'agit d'un cas particulier d'un échangeur de chaleur où le transfert thermique s'effectue par contact direct ou indirect entre les flux. Le moyen de refroidissement de telles installations est le plus souvent l'air ambiant. Les tours de refroidissement sont des équipements courants, présents dans des installations de climatisation, ou dans des procédés industriels et énergétiques (centrales électriques, installations de combustion, sucreries, chimie...). [INT 5]

I.2.5.Construction :

Bien que ce ne soit pas la construction la plus fréquente, on entend souvent par tours aéro-réfrigérantes une grande tour en béton ayant le plus souvent la forme d'un hyperboloïde à une nappe : L'eau à refroidir est amenée par une conduite.

en haut de la tour a partir de cette arrivée elle est dispersé à l'aide d'un réseau de rampes percées, puis tombe par écoulement gravitaire sur un garnissage en nid d'abeille afin d'obtenir une grande surface de contact entre le liquide et l'air.

Un flux d'air circule à contre courant. Une partie de l'eau va s'évaporer, ce qui provoque l'abaissement de la température. Cette construction spectaculaire admet de nombreuses variantes : elle peut être réalisée en acier, mais aussi en bois. Sa forme peut être cylindrique ou tronconique. Des sections hexagonales ou rectangulaires sont également rencontrées.

[INT 4]

I.2.6.Les composant de tour de refroidissement :

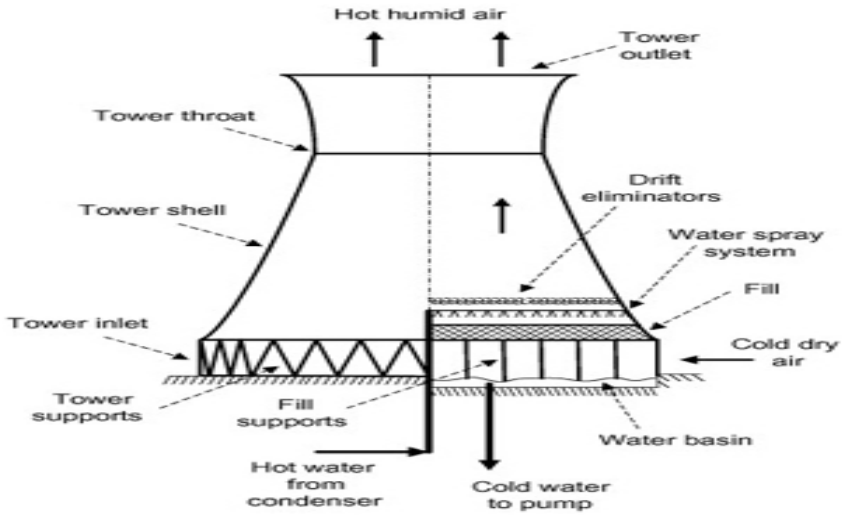


Figure I.5 : schéma caractéristique de la composante d'un tour

I.2.6.1.Corps d'échange :

Le corps d'échange est la partie importante de la tour créant la surface de contact pour l'échange de chaleur de l'eau vers l'air. Il peut s'agir d'un échangeur sur lequel les gouttelettes d'eau s'écoulent en formant un film, ou sur lequel l'eau s'éclate en gouttes successives. L'échangeur de type film se compose habituellement d'un empilement de parois ondulées et verticales ou de parois en matériaux organiques, qui entraînent l'eau à travers la tour dans un film très mince. Ce corps est très efficace et peut être utilisé dans de nombreuses des applications. Quelques types peuvent nécessiter une certaine qualité d'eau car ils sont susceptibles de s'encrasser. Le corps de type gouttes peut se trouver dans différentes configurations et peut être conçu dans différents matériaux (par exemple, le bois). Ce type de corps a une efficacité bien inférieure à celle de type film, mais il est plus particulièrement utilisé dans des situations où l'eau est fortement contaminée ou de faible qualité, ou lorsque l'échangeur de type film aurait des problèmes en raison d'une surface contaminée. Lorsque la teneur en particules en suspension est élevée, des parois fibrociment sont également.



Figure I.6 : corps d'échange

I.2.6.2.Séparateurs de gouttelettes :

Les séparateurs de gouttelettes empêchent les gouttes d'eau de sortir de la tour. Ils sont également utilisés dans les laveurs de gaz. Dispositifs qui, en changeant la direction du flux d'air, utilisent la force centrifuge pour séparer les gouttelettes d'eau provenant.

I.2.6.3.La distribution d'eau complète (tuyauteries, gicleurs, éclateurs) :

L'eau qui revient de l'échangeur de chaleur est apportée dans la tour grâce à un système de distribution d'eau. Ce système crée de fines gouttelettes ou un film d'eau. La distribution uniforme améliore l'échange de chaleur. Des options sont proposées pour le fonctionnement partiel du système de distribution d'eau, afin de réduire si besoin la puissance de refroidissement. De plus, des modes de fonctionnement hivernaux sont proposés, se basant sur le préchauffage de l'air .

I.2.6.4.Autres composants :

- ✓ Le groupe moteur-ventilateur.
- ✓ Le pavillon d'aspiration.
- ✓ Le caisson du ventilateur.
- ✓ La résistance anti-gel.
- ✓ Le contacteur de niveau.
- ✓ La sonde de température.[INT 6]

I.2.7.Comment Fonctionne une Tour de Refroidissement :

Une tour de refroidissement est un échangeur par lequel on prélève de la chaleur de l'eau en mettant cette eau en contact avec de l'air. La transmission de chaleur se produit par un échange de chaleur entre l'air et l'eau et par l'évaporation d'une petite partie de l'eau à refroidir. De cette manière, il est possible de refroidir à une température plus basse que la température sèche ambiante. Cette possibilité de refroidir l'eau à une température plus basse que la température ambiante constitue un avantage important des tours par rapport aux aéroréfrigérants secs (dry coolers).

Par conséquent une tour de refroidissement n'est pas une cheminée par laquelle s'échappe de la fumée. Le panache que l'on voit parfois au dessus d'une tour n'est autre que de la vapeur d'eau ayant la même composition qu'un nuage.[6]

I.2.8. Différents types des tours de refroidissements :

Les machines et les différents procédés industriels sont des sources de production de chaleur importante qui doit être canalisée ou évacuée continuellement de manière à ne pas altérer le fonctionnement et diminuer le rendement de la machine. Pour récupérer cette chaleur on procède à un échange de chaleur avec de l'eau par exemple. Après évaporation, les vapeurs sont relâchées dans l'atmosphère. Les tours de refroidissement ont une surface d'échange limitée et leur efficacité dépend du facteur très aléatoire : le vent.

- **Les différents types de tours de refroidissement**

Tours de refroidissement atmosphériques	Tour de refroidissement à courant d'air mécanique

- **Les différents types de flux d'air**

Contre courant	Courant croisé	Spray-filled (jet)

- **les différents types de construction**

Construction sur chantier	assemblage en usine

- **Les différents types par forme**

Rectiligne	Mécanique ronde

- **Les différents types par méthodes de transfert de chaleur**

Evaporation	tour sèche

I.2.8.1. Atmosphérique

Les tours de refroidissement atmosphériques n'utilisent pas de ventilateur mécanique pour créer l'air dans la tour, son air est dérivé d'un écoulement d'induction naturel fournit par un jet de pression. Nous pouvons le voir sur la figure 2.1 suivante

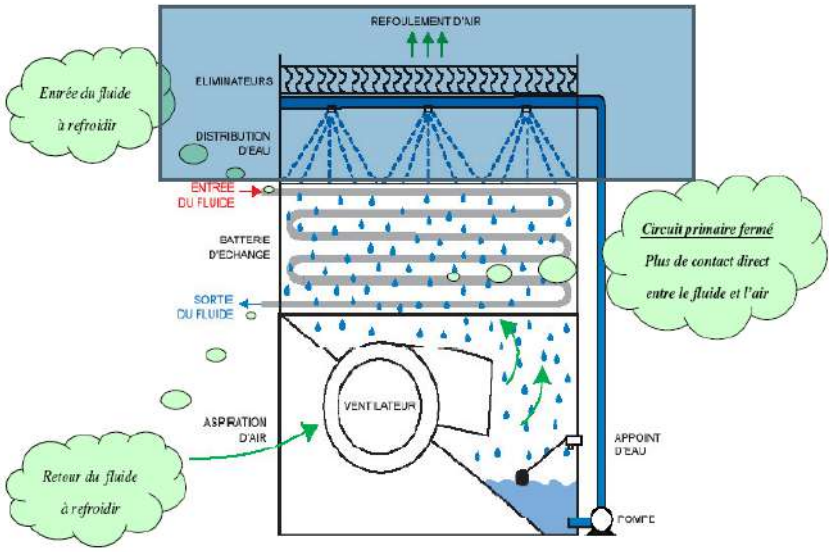


Figure I.7 : tour de refroidissement atmosphérique

I.2.8.2. à courant d'air mécanique :

Les tours de refroidissement à courant d'air mécanique utilisent des ventilateurs pour bouger les grandes quantités d'air à travers la tour. Il y a deux différentes classes :

- Tours de refroidissement à air forcé
- Tours de refroidissement à air induit

La circulation d'air dans l'une ou l'autre des classes peut être à contre-courant ou à courant croisé en ce qui concerne l'eau de chute. Le croisement de flux indique que le flux d'air est horizontal dans la partie remplie de la tour tandis que le contre-courant signifie que le flux d'air est dans la direction opposée de l'eau de chute.

La tour de contre-courant occupe moins de surface au sol qu'une tour de croisement de flux mais elle est plus grande pour une capacité donnée. Les principaux avantages de la tour de croisement de flux sont une basse pression par rapport à sa capacité et une demande faible en énergie pour les ventilateurs menant à abaisser les coûts énergétiques.

Toutes les tours mécaniques doivent être localisées de sorte que l'air de décharge se répande librement sans passer par la tour de recirculation, et ainsi les admissions d'air ne sont pas restreintes. Les tours de refroidissements devraient être localisées aussi près que possible des systèmes de réfrigération qu'elles servent, mais ne Devraient jamais être localisées au-dessous d'eux afin de permettre à l'eau du Condensateur de sortir hors du système par la tour de bassin quand le système est arrêté.

a. à courant d'air forcé :

La tour à air forcé, montrée sur la figure I.8, a le ventilateur, le bassin et la canalisation localisés dans la structure de la tour. Dans ce modèle, le ventilateur est localisé à la base. Il n'y a pas de murs extérieurs à claire-voie. Au lieu de cela, l'acier de construction ou le bois d'encadrement est couvert de panneaux d'aluminium, d'acier galvanisé ou de panneaux de ciment et d'amiante.

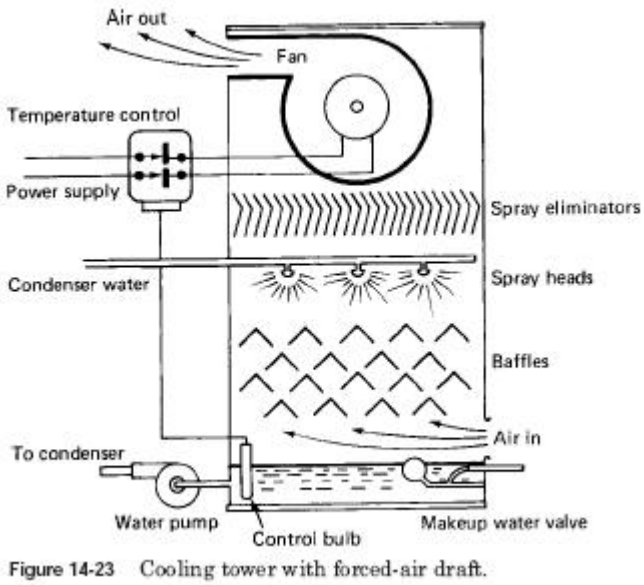


Figure I.8 : tour de refroidissement courant d'air forcé

Pendant l'opération, le ventilateur aère à une basse vitesse horizontalement à travers l'emballage et ensuite verticalement contre l'écoulement du flux d'eau qui se produit de chaque côté du ventilateur. Les suppresseurs de dérive situés au-dessus de la tour enlèvent l'eau entraînée dans l'air. La vibration et le bruit sont minimes puisque l'équipement tournant est construit sur une base pleine. Les ventilateurs manipulent la plupart du temps de l'air sec, réduisant considérablement l'érosion et les problèmes de condensation de l'eau.

b. à courant d'air induit

La tour à air induit, figure 2.3, a un ou plusieurs ventilateurs, localisés au sommet de la tour, qui aspirent l'air vers le haut contre l'écoulement du flux d'eau passant autour du bois ou de l'emballage. Puisque le flux d'air est à l'opposé de l'écoulement de l'eau, l'eau la plus froide au fond est en contact avec l'air le plus sec tandis que l'eau la plus chaude au dessus est en contact avec l'air moite. Ainsi, le transfert de chaleur augmente efficacement.

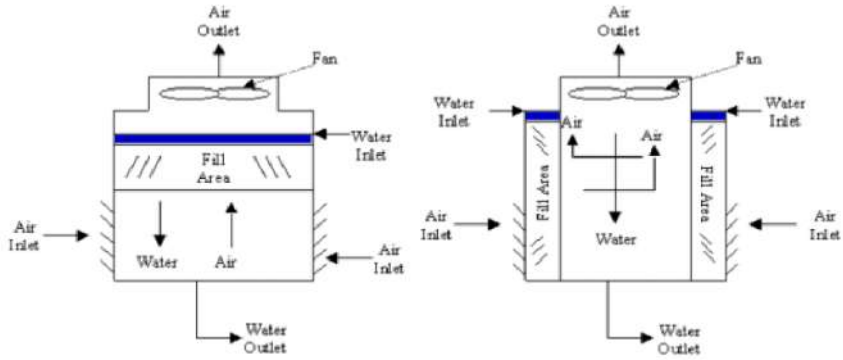


Figure I.9 : tour de refroidissement à courant d'air induit

c. à courant d'air hybride

Les tours sont équipées avec des ventilateurs mécaniques pour augmenter le flux d'air. Le design permet de réduire au minimum la puissance requise pour le mouvement d'air, mais aussi de faire le moins d'impact possible sur le coût de la pile. S'ils sont correctement conçus, les ventilateurs peuvent être actionnés seulement pendant les périodes de pointes.



Figure I.10 : tour de refroidissement à courant d'air hybride

I.2.8.2. Caractérisation par flux d'air :

Les tours de refroidissement sont divisées en plusieurs groupes par le flux relatif.

I.2.8.2.1. Contre courant :

Dans les tours à contre-courant, l'air se déplace verticalement en montant à travers le réservoir, contrairement à la chute de l'eau de haut en bas. En raison du besoin d'espaces prolongés de prise et de décharge; de l'utilisation des systèmes à haute pression de jet; et des pertes typiquement plus élevées de la pression Atmosphérique, certaines des plus petites tours de contre-courant sont physiquement plus hautes; exigez plus de tête de pompe; et utilisez plus de puissance de ventilateur que pour les croisements de flux, figure 2.5. Cependant dans les tours à contre-courant plus larges, la basse pression gravitaire des systèmes de distribution, plus la disponibilité des secteurs de prises et des espaces pour la gestion de l'air, tend à s'égaliser ou même inverser cette situation. Le fait que le contre-courant soit inclus dans la tour restreint aussi l'exposition de l'eau directement au soleil, et réduit ainsi la croissance des algues.

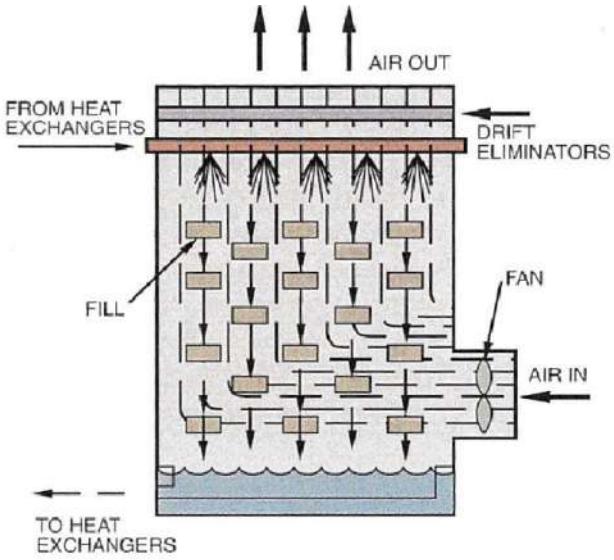


Figure I.11 : tour de refroidissement Contre courant

I.2.8.2.2.à courant croisés :

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

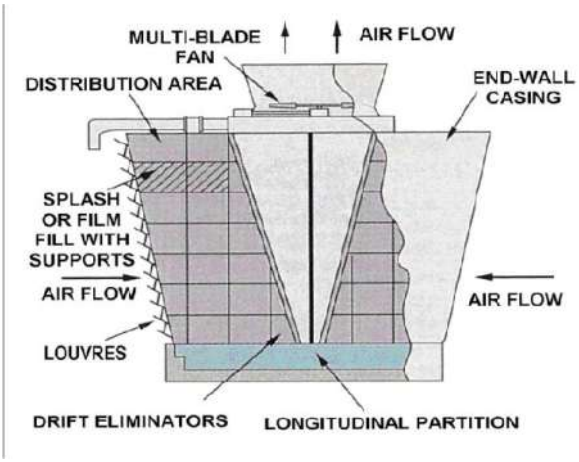


Figure I.12 : tour de refroidissement à courant croisés

Les tours à courant croisé peuvent être divisées comme suit :

a. Double flux:

Dans ce type de tours, le ventilateur établit l'air à travers deux tuyaux et deux banques de suffisance.

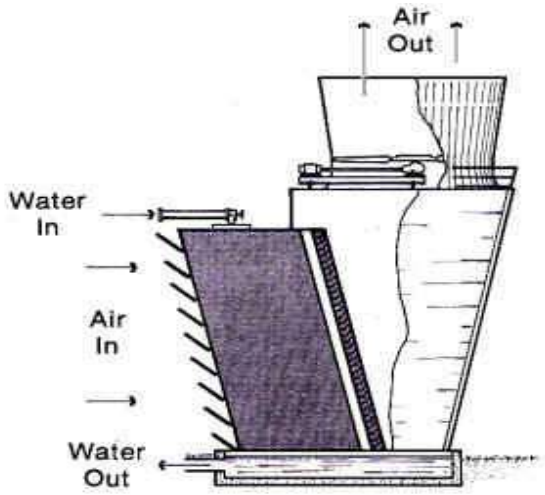


Figure I.13 : tour de refroidissement à courant

Double flux

b. Simple flux:

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

c. « Spray –filled » (JET) :

Ce type de tours n'a pas de surface de transfert thermique, cela dépend seulement de la dissolution de l'eau accordée par le système de distribution pour favoriser au maximum le contact eau à air.

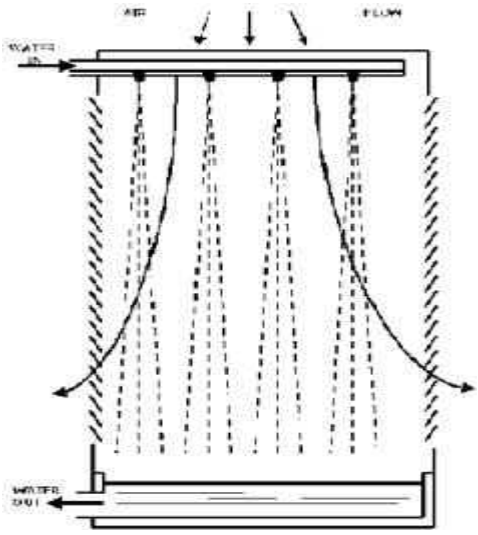


Figure I.14 : tour de refroidissement à courant croiser
« Spray filled »

I.2.8.3. Caractéristique par construction :

On peut distingue deux déférents types de tour de refroidissement par construction

- Construction sur chantier
- Assemblage en usine

a. Construction sur chantier

Les tours de refroidissement construites sur chantier sont celles sur lesquelles l activité primaire de construction à lieu sur l emplacement de l utilisation final.

Toutes les grandes tours, et plusieurs petites tours ,sont préfabriquées et transportées sur le site et la fabriquant des tours de refroidissement fournit habituellement l assemblage finale **.**

b. Assemblage en usine

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

I.2.8.4. Caractéristique par forme

Il ya deux différents types :

- Rectiligne : ces tours sont construites en mode cellulaire, augmentant linéairement la longueur et le nombre de cellules nécessaire pour accomplir une performance thermale spéciale .

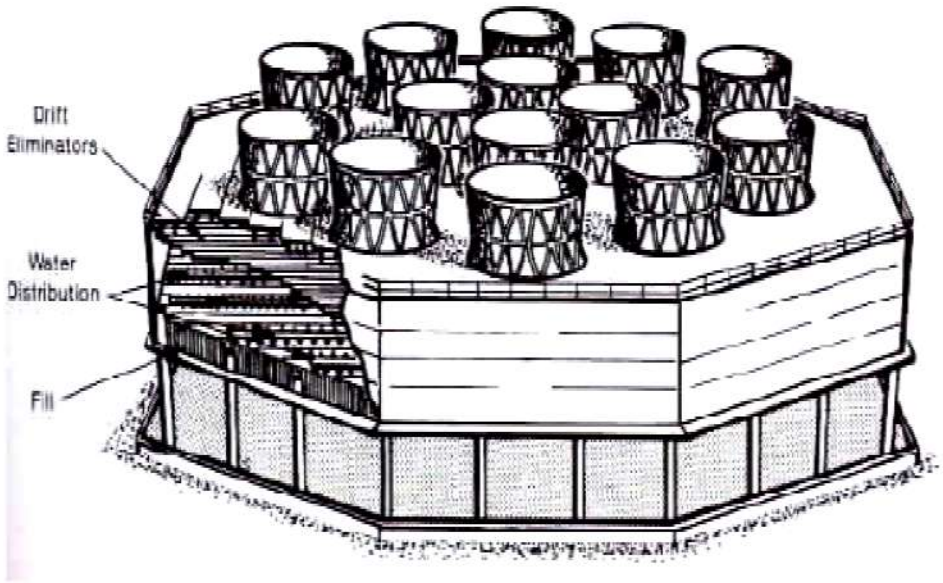


Figure I.15: tour rectiligne

- **Mécanique rond :**

Se sont est tours comme nom l'indique, qui sont essentiellement en rond dans la configuration de plan, avec les ventilateurs groupés au centre de la tour, les tours sont à multi- facette, comme la version mécanique octogonale (omd) qui est classé généralement dans les tours rondes .

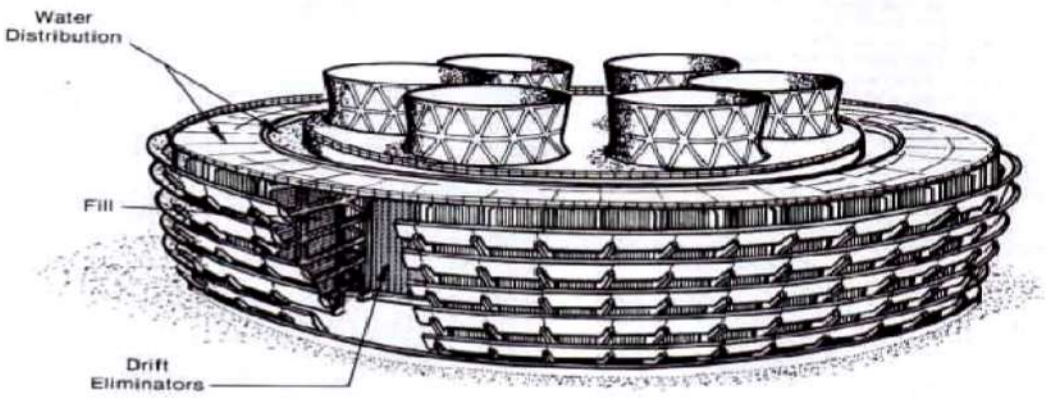


Figure I.16 : tour a rond mécanique

I.2.8.5. **Caractérisation par méthode transfert de Chaleur :**

Toutes les tours de refroidissement décrites ici sont des tours de type évaporatif, de ce fait elles dérivent leur premier effet de refroidissement de l'évaporation qui a lieu quand l'air et l'eau sont mis en contact direct. D'un autre côté, le spectre est la tour sèche, où, par la pleine utilisation des sections extérieures sèches d'enroulement, aucun contact direct (et donc pas d'évaporation) ne se produit entre l'air et l'eau. Par conséquent, le transfert thermique refroidit l'eau totalement.

Entre ces deux extrémités se trouvent les tours de réduction et de conservation de l'eau, où des parties progressivement plus grandes des sections extérieures sèches d'enroulement sont introduites dans le système de transfert thermique global pour alléger des problèmes spécifiques ou pour accomplir des conditions spécifiques.[7]

I.2.9. Circuit ouvert, fermé ou hybride :

Une tour de refroidissement représente souvent l'équipement terminal d'une installation frigorifique équipée d'un condenseur à eau ou encore d'un système de pompe à chaleur sur boucle d'eau. Son but est d'évacuer la chaleur rejetée par le condenseur à eau d'une machine frigorifique dans l'atmosphère. Pour cela, elle utilise le principe du refroidissement-évaporatif par voie humide qui est basé sur le contact entre l'air et l'eau du procédé à refroidir. L'air non saturé entre dans la tour et s'humidifie en se refroidissant de sa température sèche à sa température humide. Ceci permet de refroidir l'eau plus facilement, et ce à un niveau de température inférieur, tout en nécessitant moins de surface d'échange. Suivant le procédé de refroidissement mis en ouvre, on distingue les tours de refroidissement à circuit ouvert, à circuit fermé, hybrides etc..

- ✓ Ouvert :

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

- ✓ Fermé :

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

- ✓ Hybride :

Dans les tours hybrides (aussi bien pour les circuits ouverts que fermés), on ajoute une batterie de refroidissement supplémentaire. Le refroidissement sec partiel ou complet qui en résulte permet de fonctionner en économisant de l'eau. [INT 8]

I.3.1. Tour de refroidissement ouverte :

On parle de tour "ouverte" si c'est l'eau de refroidissement elle-même, venant du condenseur, qui est pulvérisée. C'est le système le plus efficace qui entraîne le refroidissement le plus élevé. Mais le contact entre l'eau et l'atmosphère est source de corrosion (oxygénation de l'eau, introduction de poussières et de grains de sable qui risquent de se déposer dans le condenseur, risque de gel accru,...).

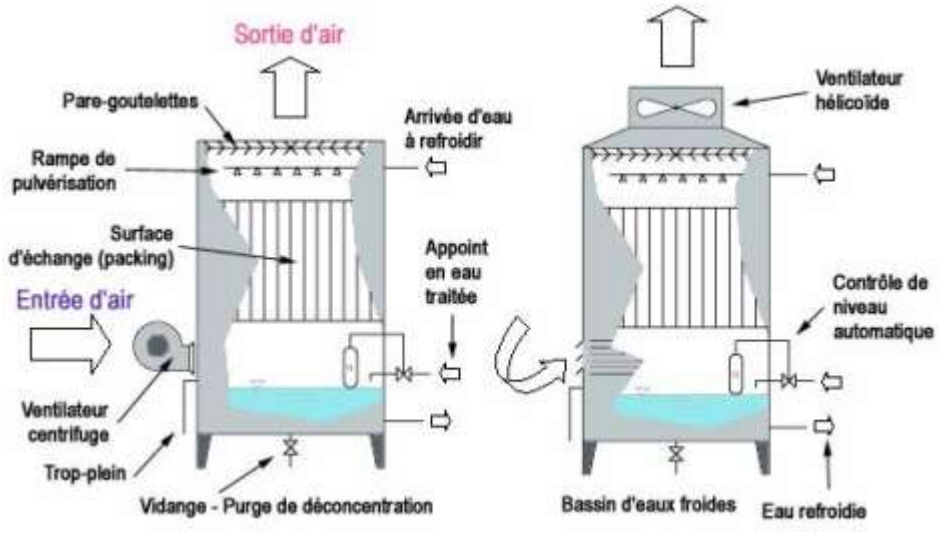


Figure I.17 : **schéma du Tour de refroidissement ouverte**

A noter qu'il existe des tours ouvertes sans ventilateurs. La pulvérisation d'eau est réalisée avec une pression assez élevée et cette pulsion d'eau entraîne l'air avec elle par effet induit (effet Venturi). L'avantage premier est la diminution des bruits et des vibrations. [2]

I.3.2. Description technique

Les tours de refroidissement ouvertes sont également appelés systèmes de refroidissement évaporatifs ouverts. Dans ce type de système, l'eau de refroidissement qui traverse l'échangeur de chaleur est refroidi dans une tour de refroidissement où l'essentiel de la chaleur sera rejeté dans l'environnement. Dans la tour de refroidissement, l'eau chauffée est dispersée sur le corps de refroidissement de la tour, puis est refroidie par contact avec de l'air, et est Collectée dans un réservoir. Après quoi elle sera pompée de nouveau vers la source de chaleur pour être réutilisée en tant que réfrigérant. Le mouvement de l'air est créé naturellement,

Ou à l'aide de ventilateurs qui poussent/aspirent l'air Dans la tour. Le refroidissement de l'eau est le résultat de l'évaporation d'une petite partie de l'eau et de la perte de chaleur sensible par refroidissement direct de l'eau par l'air, également appelé convection. Les températures de bulbe humide et sec influencent largement le niveau auquel ces systèmes peuvent fonctionner. Une grande partie de l'eau (pas toute) qui est refroidie dans la tour recerclé et peut être utilisée à nouveau comme eau de refroidissement. Les principales causes de perte d'eau sont l'évaporation, l'extraction (entraînement vésiculaire, purge (déconcentration intentionnelle)) et les fuites. La purge de déconcentration intentionnelle est le drainage de l'eau du circuit qui permet d'éviter l'épaississement de l'eau de refroidissement. Pour compenser la purge de déconcentration et l'évaporation, on ajoute de l'eau, appelée eau d'appoint. En général, le flux d'eau d'appoint utilisé par un système ouvert aéroréfrigérant représente entre 1 et 3 % du flux d'un système à passage unique ayant la même puissance de refroidissement. Pour l'industrie de production électrique, il peut être de 1 à 5 %. Cela correspond à un besoin d'environ « 0,25 % x plage de refroidissement » qui est la quantité d'eau d'appoint exprimée sous forme de pourcentage du flux d'eau circulant. La purge représente en général entre 0,15 et 0,80 m3/s par tranche de 1 000 MWth refroidi (la demi-vie de l'eau varie entre un et quatre jours). Ce système nécessite des quantités d'eau disponibles suffisantes toute l'année et, en général, un traitement de l'eau de refroidissement s'avère nécessaire.[1]

I.3.3. Puissance de refroidissement

Les systèmes tours de refroidissement ouverts sont principalement utilisés pour les applications industrielles ayant une puissance thermique comprise entre 1 et 100 MWth, mais également pour les centrales électriques ayant des puissances plus importantes. Ces systèmes sont surtout utilisés à l'intérieur des terres où la quantité d'eau disponible reste insuffisante, ou lorsque aucune hausse supplémentaire de la température de l'eau de réception n'est acceptable, une situation que l'on trouve au bord des rivières avec de faibles débits au cours des mois d'été [3]. Les tours de refroidissement par voie humide transfèrent dans l'atmosphère environ 80 % de la chaleur résiduelle sous forme de chaleur latente (vapeur d'eau) et environ 20 % par chaleur sensible. [4]

I.3.4.Aspects environnementaux :

Les aspects environnementaux des systèmes à circulation forcée dépendent notamment du type de tour de refroidissement et de la façon dont elle fonctionne. Ce sont :

• les additifs dans l'eau de refroidissement et leurs émissions via les purges vers l'eau de surface,

• l'utilisation d'énergie pour les pompes et les ventilateurs,

• les émissions dans l'air,

• la formation de panache, la condensation et la formation de glace,

• le bruit,

• les déchets liés au remplacement du remplissage des tours de refroidissement

• les aspects sanitaires pour l'homme.[1]

I.3.5.Application :

Les systèmes de refroidissement ouvert sont utilisés dans une vaste gamme de procédé. Une caractéristique est la réduction de la charge thermique vers un cours d'eau de réception, en faisant passer une partie de la chaleur résiduelle de l'eau de surface vers l'air. Une autre caractéristique est la réduction de la quantité d'eau utilisée pour le refroidissement. Une pratique commune consiste toutefois à transformer les systèmes de refroidissement à passage unique en systèmes de refroidissement évaporatifs ouverts par évaporation en utilisant une ou plusieurs tours de refroidissement.

Les configurations tours de refroidissement ouvertes sont :

- les tours de refroidissement ouvertes par voie humide.
- les tours de refroidissement ouvertes hybrides (humide/sèche)[1]

I.3.6.Les différents types de circuits frigorifiques *:*

Les installations qui ne sont pas du type circuit primaire fermé sont des installations pour lesquelles le circuit d'eau en contact avec l'air va de la tour vers un échangeur ou un procédé éloigné de la tour (non accolé à cette dernière).

Dans ce cas, le volume d'eau en contact avec l'air, et dans lequel la concentration des légionelles doit être maîtrisée, est significatif et suppose une surface de canalisation où serait susceptible de se former du biofilm plus grande que dans le cas des installations qui sont du type circuit primaire fermé.

Il est entendu qu'une tour hybride (fonctionnement voie sèche/voie humide) peut être du type circuit primaire fermé si la tour est fermée (circuit d'eau en contact avec l'air restreint à la

tour) ou ne pas être du type circuit primaire fermé si la tour est ouverte, comme cela est la cas dans le troisième schéma ci-dessus.[INT 9]

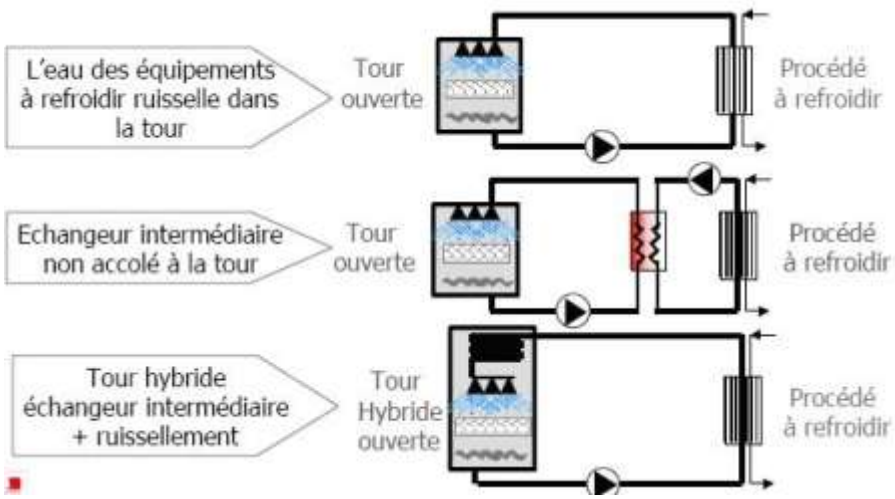


Figure I.18 Installation de refroidissement de type circuit ouvert

I.3.7.Tour de refroidissement d'eau à circuit ouvert à convection forcée :



Figure I.19 : Tour de refroidissement à tirage naturel, assistée par ventilateur

Deux dispositions sont possibles, soit avec un (ou plusieurs) ventilateur(s) hélicoïde(s) (figure I,21), soit avec un (ou plusieurs) ventilateur(s) centrifuge(s) (figure I.22). L'eau chauffée dans le condenseur entre dans la tour en partie haute par une rampe de distribution munie de pulvérisateurs.

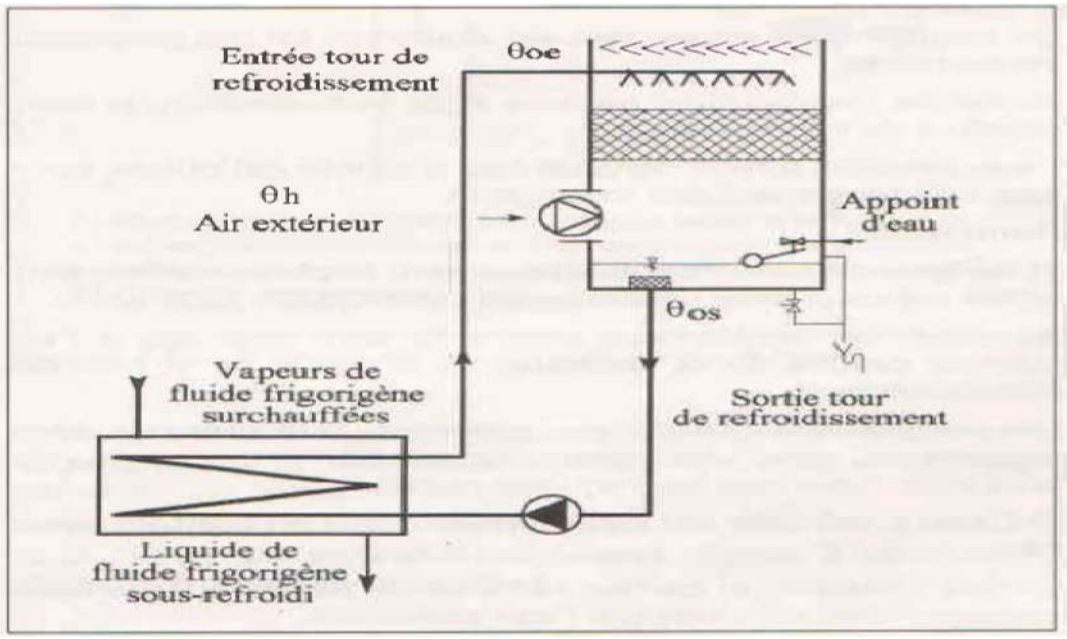


Figure I.20. Circuit de refroidissement.

L'eau est divisée en fines gouttelettes (afin d'améliorer l'évaporation), puis elle ruisselle par gravité sur une surface d'échange (air-eau). Un courant d'air ascendant est établi par un (ou plusieurs) ventilateur(s).

Du fait de l'évaporation partielle et de la convection, la température de l'eau diminue. L'eau refroidie tombe dans un bac d'où elle est puisée pour aller condenser le fluide frigorigène. **Remarque:** 1) Le type de tour de refroidissement le plus couramment utilisé est celui avec ventilateur(s) centrifuge(s) soufflant(s). En effet, les ventilateurs aspirants sont exposés à l'air humide proche de la saturation à la sotie de la tour de refroidissement. Les ventilateurs centrifuges procurent une pression plus importante, avec une vitesse de rotation et un niveau de bruit plus faible que les ventilateurs hélicoïdes. 2) L'eau à refroidir est directement mise en contact avec l'air. Or l'air contient un certain nombre de particules qui sont plus ou moins retenues par l'eau pulvérisée. ces particules se déposent dans le bac inférieur de la tour et peuvent également polluer le circuit de distribution et bien sur le condenseur, ce qui constitue un inconvénient majeur. le deuxième type de tour de refroidissement, à circuit fermée a permis de neutraliser ce problème.[2]

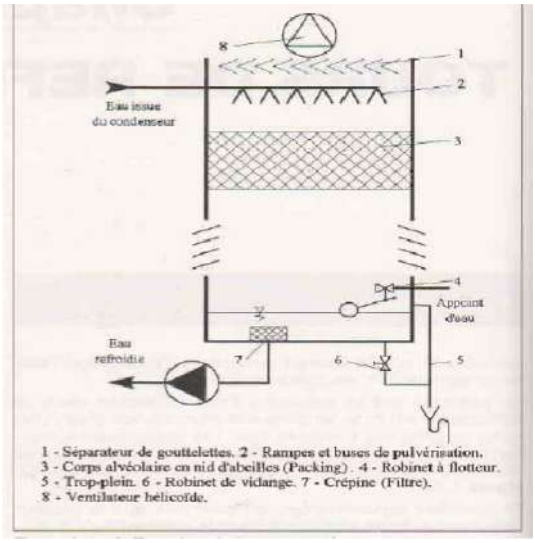


Figure I.21 : Tour de refroidissement à circuit ouvert avec ventilateur hélicoïde aspirant

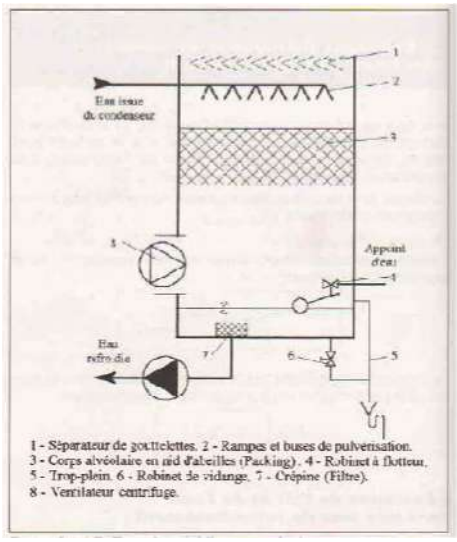


Figure I.22 : Tour de refroidissement à circuit ouvert avec ventilateur centrifuge soufflant

I.3.7.Caractéristiques de la tour de refroidissement à tirage forcé :

- les ventilateurs à la base de la tour de refroidissement envoient l'air dans la tour.
- la performance thermique est ajustable en plusieurs étapes ou en modulant.
- les conceptions à un ou plusieurs ventilateurs sont utilisées.
- la taille de la tour de refroidissement est limitée, elle nécessite moins d'espace qu'une tour à tirage naturel.
- la tour peut être adaptée au terrain environnant (installation sur le toit).
- la consommation directe d'énergie est supposée faible.
- elle est en principe conçue en contre-courant.
- elle peut être conçue pour une large gamme d'applications ; pour les pointes de charge à rejets thermiques élevés, et des charges de base aux charges moyennes en opération standard .
- elle est utilisée pour des puissances évacuées de moins de 100 kWth à plus de 100 MWth environ.
- l'investissement en capital est faible par rapport à celui des tours à tirage naturel.[1]

Chapitre II

Les ventilateurs



II.1.Introduction :

Les tours de refroidissement à ventilation mécanique utilisent des ventilateurs pour créer le débit d'air et peuvent par conséquent être plus petites que les grandes tours à tirage naturel. Un grand nombre de types de ventilateurs sont utilisés dans ce type de tours (quelles soient par voie sèche, humide ou hybride). Selon les besoins, les ventilateurs ont des diamètres, des tailles de lames et des positions différentes (radiales ou axiales). De plus, leur fonctionnement à une vitesse ou à plusieurs vitesses confère une grande flexibilité. Le choix du type de ventilateur et des moteurs affecteront la consommation énergétique et le niveau d'émission sonore de la tour de refroidissement. [1]

II.2.les Ventilateurs :

Un ventilateur est un appareil destiné, comme son nom l'indique, à créer un vent artificiel, un courant d'air. La chaleur ressentie est fonction de la température mais inversement proportionnelle à la vitesse de l'air, donc le déplacement d'air provoqué par le ventilateur va rafraîchir les personnes. Les premiers ventilateurs étaient mus par la force humaine ou animale. Dorénavant un moteur électrique entraîne une hélice ou une turbine.[INT 10]

II.3. Utilisation :

Les ventilateurs peuvent être utilisés pour tous les fluides compressibles ; ils sont utilisés tant pour le confort que dans l'industrie.

L'été un ventilateur fournit une sensation de fraîcheur à un être humain en facilitant l'évaporation de la transpiration et en homogénéisant la température d'une pièce, mais ne permet pas de baisser la température, les éléments moteurs au contraire dégagent de la chaleur.

- Les ventilateurs permettent la ventilation des bâtiments, des ouvrages routiers, etc.
- Élément d'une forge portative, le ventilateur est souvent actionné par une manivelle.

On utilise les ventilateurs dans divers domaines en créant un flux d'air permettant de maintenir une température acceptable dans certains environnements, notamment en informatique (Refroidissement à air).[INT 10]

II.4. Types de ventilateur :

➢ Classification 1 : en fonction de la direction de l'air pulsé

Les ventilateurs axiaux ou hélicoïdes : l'air est aspiré et propulsé parallèlement à l'axe de rotation du ventilateur.

Les ventilateurs radiaux ou centrifuges : l'air est aspiré parallèlement à l'axe de rotation et propulsé par force centrifuge perpendiculairement à ce même axe. Il existe des ventilateurs à aubes recourbées vers l'avant (à aubages avant), à aubes recourbées vers l'arrière (à aubages arrière) ou à aubes radiales. Il existe aussi des ventilateurs centrifuges à deux ouïes d'aspiration. Ces roues plus larges, parfois composées de deux roues simple ouïe accolées, aspirent l'air de chaque côté de la roue.

Les ventilateurs tangentiels : l'air est aspiré et refoulé perpendiculairement à l'axe de rotation.

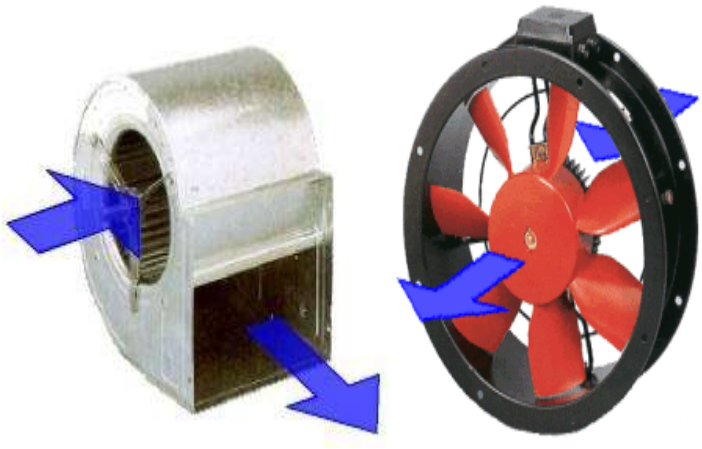


Figure II.1 : ventilateurs

➢ Classification 2 : en fonction de la pression

Ventilateur basse pression	**Δp < 1 500 Pa**
Ventilateur moyenne pression	1 500 PA < Δp < 3 600 PA
Ventilateur haute pression	3 600 PA < Δp < 10 000 PA
(Compresseur)	(Δp > 10 000 PA)

Tab II.1 : classification du ventilateur d'après la pression

II.4.1.Les ventilateurs axiaux ou hélicoïdes :

Les ventilateurs axiaux ou hélicoïdes permettent des débits importants mais ne peuvent en général assurer des différences de pression importantes que si la vitesse périphérique des pales est importante. Ils sont alors souvent bruyants. Des progrès récents permettent cependant à certains constructeurs d'obtenir des caractéristiques semblables aux ventilateurs centrifuges avec des niveaux de bruit à peine plus élevés. Ces ventilateurs sont en outre très simples à implanter et de faible coût.

Il n'y a pratiquement pas de limite dans les débits pouvant être atteints par ce type de ventilateur.



Figure II .2 : Les ventilateurs axiaux ou hélicoïdes

a. Il existe des ventilateurs axiaux :

- De brassage sans enveloppe.
- De paroi ou de fenêtres avec enveloppe. C'est principalement ce type de ventilateur qu'on appelle "hélicoïde".
- A enveloppe, avec hélice seule, distributeur (amont) et hélice, hélice et redresseur (dispositif placé en aval permettant d'augmenter le rendement), 2 hélices contre-rotatives (la première hélice joue le rôle de distributeur mobile et la deuxième de redresseur mobile).

- A pales mobiles dont l'orientation peut être modifiée soit automatiquement en cours de fonctionnement, soit manuellement.

A toutes les variantes, on peut encore ajouter des pavillons et des diffuseurs.

On distingue ensuite les ventilateurs suivant le rapport de moyeu. On appelle rapport de moyeu le rapport entre le diamètre du moyeu de l'hélice et le diamètre extérieur de l'hélice. Plus le rapport de moyeu est grand, plus le ventilateur est capable de délivrer des pressions élevées.

Désignation	Rapport de moyeu	Gain de pression
Ventilateur basse pression	0,25 - 0,40	300 PA
Ventilateur moyenne pression	0,40 - 0,50	3 000 PA
Ventilateur haute pression	0,50 - 0,70	10 000 PA

Tab II.2 : classification du ventilateur d'après le rapport de moyeu

Les ventilateurs hélicoïdes haute pression sont parfois composés de deux ventilateurs en séries tournant en sens inverse. On parle alors de ventilateurs "contre-rotatifs".

a.1.Profil de fonctionnement :

La courbe caractéristique de ces ventilateurs présente une zone d'instabilité dans la zone des faibles débits (pompage), zone de travail qu'il faut éviter. Les problèmes de pompage apparaissent plus facilement lorsque plusieurs ventilateurs sont placés en parallèle ou au démarrage contre un circuit fermé.

Pour les débits plus élevés, la pression chute rapidement avec le débit. Ceci a pour intérêt de permettre d'importantes variations de pression sans modifier le débit. Ceci n'est pas possible avec un ventilateur centrifuge.

La puissance absorbée par un ventilateur hélicoïde diminue de façon semblable à la pression lorsque le débit augmente (à débit nul, la puissance absorbée est généralement plus élevée que dans la plage normale d'utilisation).

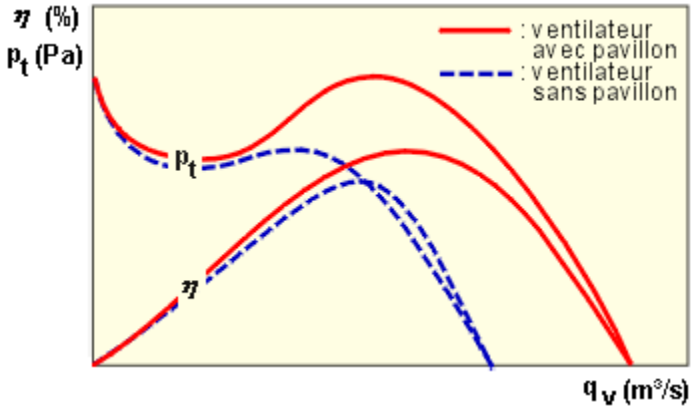


Figure II.3 : Courbes caractéristiques d'un ventilateur hélicoïde avec ou sans pavillon à l'aspiration.

a.2.Rendement

Les ventilateurs hélicoïdes peuvent avoir des rendements très élevés (jusqu'à 90 %) mais sont très sensibles aux conditions d'alimentation, c'est-à-dire au profil de vitesse de l'air en amont du ventilateur.

a.3.Possibilités de réglage

Les ventilateurs hélicoïdes peuvent être réglés par :

- la variation de l'angle de calage des pales, au montage, à l'arrêt ou même en marche,
- la variation du calage des aubes d'un inclineur placé en amont de la roue,
- le réglage du débit d'un registre placé en aval.

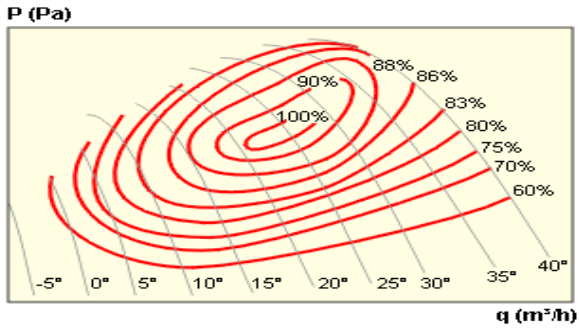


Figure II .4 : Courbes caractéristiques et rendement d'un ventilateur hélicoïde en fonction de la variation de l'angle de calage des pales.

a.4. Niveau de puissance sonore

Un ventilateur hélicoïde bien conçu peut avoir un niveau sonore proche des ventilateurs centrifuges. Un mauvais dessin peut cependant les rendre nettement plus bruyants. D'autres caractéristiques peuvent augmenter le bruit du ventilateur :

- l'absence de pavillon à l'aspiration lorsqu'il fonctionne à l'air libre,
- un grillage de protection placé en amont du ventilateur.

a.5.Domaines d'application

Les ventilateurs axiaux sont utilisés là où il n'existe pratiquement pas de canalisation. Ils peuvent aussi être insérés dans des conduits, là où se posent des problèmes d'encombrement.



Figure II.5 : Ventilateur hélicoïde de conduit hélicoïde mural



Figure II.6 Insertion d'un ventilateur hélicoïde dans un conduit

b. Les ventilateurs centrifuges :



Figure II.7 : ventilateur centrifuge

A diamètre de roue égal, les ventilateurs centrifuges ont une capacité de débit inférieure aux ventilateurs hélicoïdes mais permettent des pressions nettement plus élevées. Si on veut augmenter le débit, il faut utiliser une roue double avec deux ouïes d'aspiration.

Il existe des ventilateurs centrifuges :

- "A aubes inclinées vers l'avant", appelés aussi "à action" ou "en cage d'écureuil". La roue de ces ventilateurs comprend un nombre important d'aubes de faible hauteur. Elles sont inclinées dans le sens de rotation de la roue.
- "A aubes inclinées vers l'arrière", appelés aussi "à réaction". La roue de ces ventilateurs comprend un nombre réduit d'aubes de plus grande hauteur. Elles sont inclinées dans le sens inverse de la rotation de la roue.
- "A aubes radiales". La roue de ces ventilateurs est composée d'aubes droites. Ce dernier type de ventilateur a un très mauvais rendement et est peu utilisé dans les installations de ventilation et de conditionnement d'air. Etant, de par sa forme, relativement insensible à

l'encrassement, on l'utilise principalement dans l'industrie pour assurer le transport pneumatique de produits légers comme les copeaux, les poussières, ...

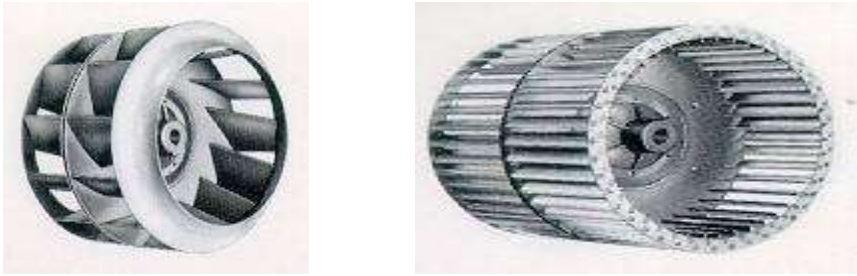


Figure II.8 : Roue de ventilateur centrifuge à aubes inclinées vers l'arrière Roue de ventilateur double ouïe).

b.1.Rendement

Le rendement des ventilateurs à aubes inclinées vers l'avant ont un rendement maximum (60 à 75 %) inférieur aux ventilateurs à aubes inclinées vers l'arrière (75 à 85 %).

b.2.Possibilités de réglage

Les ventilateurs centrifuges se prêtent bien à un réglage du débit par création d'une rotation préalable de la veine d'air entrant dans la roue au moyen d'un aubage orientable dit "inclineur" ou "aubage de pré rotation". Cette technique disparaît cependant progressivement au profit de la variation de vitesse par convertisseur de fréquence.

Réglage du débit d'un ventilateur centrifuge par aubage de pré rotation placé sur l'ouïe d'aspiration : à chaque valeur de l'inclinaison des aubes pouvant pivoter autour de leur axe, correspond une nouvelle valeur du pré rotation de l'air et deux nouvelles courbes de pression et de puissance.

Les roues centrifuges peuvent aussi être utilisées avec un registre réglable placé si possible en aval. Celui-ci introduit une perte de charge supplémentaire et modifie le point de fonctionnement de l'installation. La puissance va diminuer rapidement avec le débit, contrairement aux roues hélicoïdes.

b.3.Niveau de puissance sonore

Les ventilateurs centrifuges sont réputés plus silencieux que les hélicoïdes. Un ventilateur centrifuge de rendement médiocre peut cependant être plus bruyant qu'un hélicoïde spécialement conçu pour allier silence et rendement.

Pour un ventilateur centrifuge aspirant à l'air libre, il est souhaitable d'adapter un pavillon bien dessiné à son ouïe d'aspiration si son enveloppe n'en comporte pas à la construction. Son grillage de protection ne doit pas créer de sillages importants (bruits de sirène à l'entrée de la roue).

b.4.Domaines d'application

Aubes droites	**Industrie textile, maritime, ...**
Aubes inclinées vers avant	Groupes de conditionnement d'air et là où le prix et l'encombrement sont primordiaux.
Aubes inclinées vers l'arrière	Applications industrielles où de grandes pressions statiques sont nécessaires. Partout où rendement, qualité, économie et énergie sont primordiaux. Partout où un débit fixe doit être maintenu coûte que coûte (salles blanches avec flux laminaire, ...).

Tab II.3 : domaine d'application

c. Les ventilateurs tangentiels

Il existe deux types de ventilateurs tangentiels :

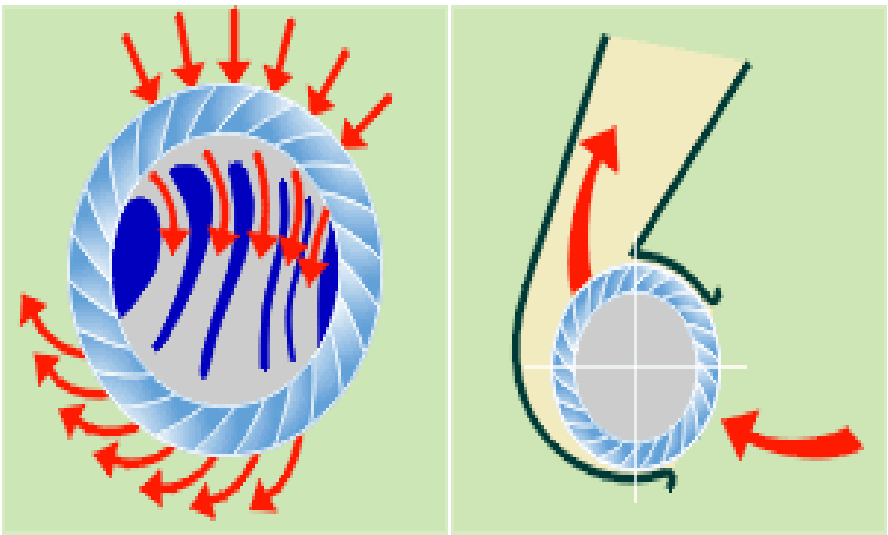


Figure II.9 : schéma d'un ventilateur tangentiel.

Avec aubes directrices dans l'âme Sans aubes, mais avec une enveloppe spécialement formée. Le principal défaut de ce type de ventilateur est son mauvais rendement qui ne

dépasse pas 60 %. Il est malgré tout typiquement utilisé dans les appareils où la place disponible est très limitée tels que :

- ventilo-convecteurs,
- climatiseurs,
- rideaux d'air. [INT 11]

II.5.Systèmes de ventilation dans les tours de refroidissement :

Ventilateur centrifuge

Peuvent vaincre la pression statique extérieure, conviennent aux installations intérieures.

Conception silencieuse.

Ventilateur axial

Faible consommation d'énergie.

Soufflage forcé

Composants du système de ventilation situés au niveau de l'entrée d'air à la base de la tour

Accès aisé pour la maintenance

Positionnés dans le flux d'air d'aspiration sec

Tirage par aspiration

Composants du système de ventilation montés dans la partie supérieure de l'appareil

Impact sonore minimal du ventilateur

Protection maximale contre le gel

Positionné dans le flux d'air de refoulement saturé et corrosif. [INT 12]

Nomenclature (GTRO) :

Entrée :

nom	description	unité	min	max	défaut
Tset	Température de consigne	°c	20	40	
T_{ae}	Température d' air à l'entrée				
$\dot{m}_{a1}$	Débit spécifique d'air humide à pleine vitesse	Kg/s	0	+∞	
$\dot{m}_{a2}$	Débit spécifique d'air humide à la deuxième vitesse (ne s'applique pour un ventilateur 1 vitesse, mettre 0 dans ce cas)	Kg/s	0	+∞	
$\dot{m}_{ee}$	Débit spécifique d'eau à l'entrée	Kg/s	0	+∞	
T_{ae}	Température d'air à l'entrée	°c	10	60	
T_{ee}	Température d'eau à l'entrée	°c	10	60	
W_{ae}	Humidité spécifique de l'air à l'entrée	-	0	0.05	
c	Coefficient pour la détermination du NUT tel que $NUT=c.(\dot{m}ee/\dot{m}_{ae})^n$	-			
n	Paramètre tel que	-			
N_{cycle}	Cycle de concentration	-	>1	5	2
Pe1	Puissance de ventilateur et de la pompe à pleine vitesse	W	0	+∞	
Pe2	Puissance de ventilateur et de la pompe à vitesse mini	W	0	+∞	
CONFIGHX	Configuration (contre courant ou courant croisés)	-	1	2	
MODE	=1 ventilateur 1 vitesse =2 ventilateur 2 vitesse	-	1	2	

Sortie

Nom	Description	unité	min	max	défaut
POS	Indicateur de fonctionnement de la tour pour atteindre la température de consigne Pos=1 : fonctionnement pleine régime =2 : cyclage entre vitesse maxi et mini (ne s'applique pas pour les tours à une seule vitesse) =3 : cyclage Marche/Arrêt (pour les tours à deux vitesse, la position marche correspond à la vitesse mini) =4 : à l'arrêt tout le temps	-	1	4	
Teta	Fraction de temps durant laquelle la tour fonctionne au régime maxi	-	0	1	
T_{esmean}	Température d'eau en sortie	°c	-15	50	
$\dot{C}_a$	Consommation d'eau	Kg/s	0	+∞	
Pe	Puissance consommée	W	0	+∞	

Nomenclature (TAO) :

Entrées :

Nom	Description	Unité	min	max	Défaut
$\dot{m}_a$	Débit spécifique d'air humide	kg/s	0	+∞	
$\dot{m}_{ee}$	Débit spécifique d'eau	Kg/s	0	+∞	
T_{ae}	Température d'air à l'entrée	°c	10	60	
T_{has}	Température humide de l'air à l'entrée	°c	10	30	
T_{ee}	Température d'eau à l'entrée	°c	10	60	
W_{ae}	Humidité spécifique de l'air à l'entrée	-	0	0.05	
C	Coefficient pour la détermination du NUT tel que $NUT = C.\left[\frac{m_{ee}}{m_{ae}}\right]^n$	-	1	3	1,2
N	Exposant pour la détermination du NUT tel que $NUT = C.\left[\frac{m_{ee}}{m_{ae}}\right]^n$	-	0.2	0.6	0.4
Pe	Puissance électrique des ventilateurs	W	0	+∞	
N_{cycle}	Cycle de concentration	-	>1	5	2
CONFIGX	Configuration (Contre courant ou courants croisés)	-	1	2	
T	Température sèche de l'air	°C	0	40	
T'	Température humide de l'air	°C	0	40	
h	Enthalpie spécifique	J/Kg	0	15000	
DBT	Température sèche	°C	-20	50	
W	Humidité spécifique	Kg/Kg	0	0.05	

Sortie :

Nom	description	unité	min	max	défaut
T_{as}	Température d'air en sortie	°c	-20	100	
T_{es}	Température d'eau en sortie	°c	-15	50	
W_{as}	Humidité spécifique de l'air en sortie	-	0	0.05	
Q_{tot}	Puissance échangée totale	W	0	+	
C_e	Consommation d'eau	Kg/s	0	+	
Pe	Puissance électrique consommée par les ventilateurs	w	0	+	
W	Humidité spécifique l'air				
T	Température de l'air humide à saturation	°c	0	60	
WBT	Température humide de l'air	[°c]	-20	50	

Constantes :

nom	description	unité	min	max	défaut
C_{pa}	chaleur massique de l'air sec	J/Kg°C			1830
C_{ptm}	chaleur massique de la vapeur d'eau	J/Kg			2501
h_{fg}	chaleur de vaporisation de l'eau (l'unité utilisée est le J/kg)	Kj/Kg			2501
δ	Rapport des constantes des gaz parfaits				0.622
P_{atm}	Pression atmosphérique	Pa			101325

Chapitre III

Modélisation et Gestion d'une tour de refroidissement



III.1. Détermination de l'humidité spécifique de l'air à partir de la température sèche et de la température humide :

III.1.1.Domaine technologique **:**

Ce modèle calcule l'humidité spécifique de l'air à partir de la température sèche et humide. Qu'est adaptée aux modèles de refroidissement par évaporation.

III.1.2.Description mathématique :

On calcule tout d'abord l'humidité à saturation à la température humide de l'air, T_{ae}:

$$\text{Log}(p_{sat}) = \frac{7.625.T'_{ae}}{241.0 + T'_{ae}} + 2.7877 \qquad \text{(III .1)}$$

$$W_{sat} = \delta.\ \frac{p_{sat}}{p_{atm} - p_{sat}} \qquad \text{(III . 2)}$$

Sachant que l'enthalpie à saturation s'écrit :

$$h_{sat} = c_{pa}.T_{ae} + w_{ae}.(H_{fg} + c_{pv}.T_{ae}) \qquad \text{(III. 3)}$$

et que l'enthalpie de l'air est :

$$h_{ae} = c_{pa}.T_{ae} + w_{ae}.(H_{fg} + c_{pv}.T_{ae}) \qquad \text{(III .4)}$$

A partir de l'expression de la température humide suivant [5] on a :

$$c_{pe}.T'_{ae} = \frac{\Delta h}{\Delta w} = \frac{h_{sat} - h_{ae}}{w_{sat} - w_{ae}} \qquad \text{(III .5)}$$

On en déduit l'humidité spécifique de l'air :

$$W_{ae} = \frac{h_{sat} - c_{pa}.T_{ae} - w_{sat}.c_{pe}.T'_{ae}}{h_{fg} + c_{pv}.T_{ae} - c_{pe}.T'_{ae}} \qquad \text{(III.6)}$$

III.2.Détermination de la température de l'air humide à saturation à partir de l'enthalpie spécifique :

III.2.1.Domaine technologique :

Ce domaine appartient à la catégorie des calculs psychrométriques. Considérant de l'air humide, elle permet de déterminer la température correspondant à une enthalpie à saturation par un calcul itératif. Ce modèle est adaptée au modèle d'échangeur arrosé intervenant dans des méthodes de calcul des consommations d'énergie couplant modèle de bâtiments et modèle de systèmes. Les formules utilisées pour calculer la pression à saturation à partir de la température sont issues des données de [6].

III.2.2 Description mathématique

La courbe de saturation dans le diagramme de l'air humide est décrite notamment par la formule de [15] pour T>0 °C, P en Pa et T en °C

$$\log_{10} p = \frac{7.625T}{241.0+T} + 2.7877 \qquad \text{(III.7)}$$

L'humidité absolue est directement reliée à la pression partielle par :

$$W = \frac{\delta.P}{P_{atm} - P} \qquad \text{(III.8)}$$

Enfin la température s'exprime en fonction de l'humidité et de l'enthalpie par la relation suivante :

$$T = \frac{h - w.h_{fg}}{c_{pa} + w.c_{pv}} \qquad \text{(III.9)}$$

Ainsi, il n'est pas possible de déterminer de façon directe T en fonction de h on a donc recours à une itérative.

III.3. Détermination de la température humide de l'air à partir de la température sèche et de l'humidité spécifique :

III.3.1. Domaine technologique :

Ce domaine appartient à la catégorie des calculs psychrométriques. Par un calcul itératif, ce modèle calcule la température humide de l'air à partir de sa température sèche et de son humidité spécifique. Ce model est adapté aux modèles de refroidissement par évaporation.

III.3.2. Description mathématique :

Il n'ya pas de relation explicite pour déterminer la température humide. Elle est résolue par itération. On suppose une température humide de l'air, T'ae. Ensuite, on calcule l'enthalpie de l'air à saturation comme suit :

$$\log(P_{sat}) = \frac{7,625.T'_{ae}}{241,0 + T'_{ae}} + 2,7877 \qquad \text{(III.10)}$$

$$h_{sat} = c_{pa}.T'_{ae+}\, w_{sat}.(H_{fg+}c_{pv}.\, T'_{ae)} \qquad \text{(III.11)}$$

On calcule l'enthalpie de l'air en entrée :

$$h_{ae} = c_{pa}.T'_{ae+}\, w_{ae}.\left(H_{fg+}c_{pv}.\, T'_{ae}\right) \qquad \text{(III.12)}$$

On recalcule la température humide avec la formule de [5]. On a

$$c_{pe}.T'_{ae} = \frac{\Delta h}{\Delta w} = \frac{h_{sat} - h_{ae}}{w_{sat} - w_{ae}} \qquad \text{(III.13)}$$

On compare les deux températures humides .si elles ne sont pas identique, on recommence le calcule à partir de (10) avec une nouvelle température humide jusqu'à la convergence.

III.4. Gestion d’une tour ouverte(TAO):

III.4.1.Domaine technologique :

L’outil développé TAO est destiné à modéliser de façon simplifiée le fonctionnement d'une tour aéroréfrigérante de fonctionnement donné.

On appelle tour aéroréfrigérante humide, une tour de refroidissement qui fait office d'échangeur direct air- eau (Figure III.1). Les tours sont généralement composées d'une rampe de distribution d'eau qui permet d'asperger l'eau sur un "packing", c'est à dire un ensemble de feuilles obtenues par collage permettant d'augmenter les échanges air-eau. L'eau tombe ensuite dans un réservoir tandis que l'air circule à contre courant. L'eau se trouve refroidie par l'air. Sa température en sortie de tour tend vers la température humide de l'air. Quant à l'air, il est humidifié et sa température est généralement augmentée.

L'humidification de l'air entraîne une perte d'eau dans le circuit de l'ordre de 1 à 4% du débit d'eau total.

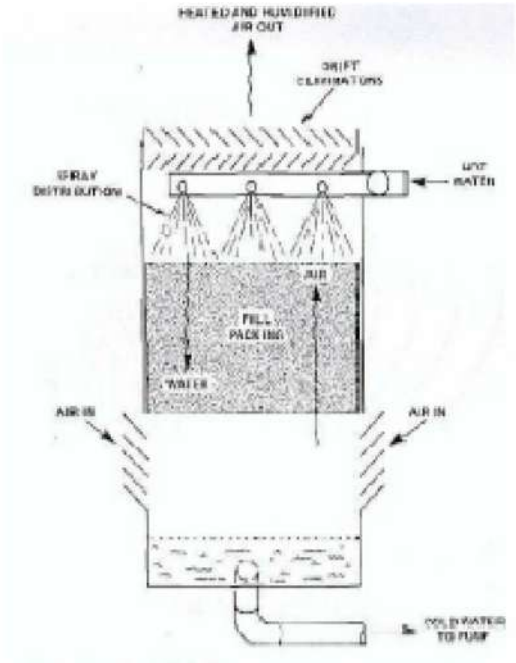


Figure III.1.tour de refroidissement ouverte

III.4.2.Objectif **:**

Ce module détermine les paramètres de fonctionnement d’une tour de refroidissement ouverte

III.4.3 Description générale :

Les tours de refroidissement se présentent le plus souvent sous la forme d'échangeurs à contre courant ou à courants croisés. Dans le cas des tours à courants croisés, la géométrie du packing se présente généralement sous la forme de lattes placées en quinconce sur lesquelles l'eau tombe par gravité. Si on peut considérer l'air comme non brassé, il ne paraît pas évident que l'eau soit un fluide brassé. [7]on donne un exemple de calcul de tour à courants croisés avec une différence de température de l'eau en sortie de 1,5°C. Cette valeur montre que l'eau est non brassée. Cependant, pour des commodités de calcul, on considérera par la suite l'eau comme un fluide brassé. Le modèle de [8] est utilisé pour caractériser les tours aéro réfrigérantes humides. Il est fondé sur un modèle d'efficacité d'échangeur sec. L'eau est considéré comme de l'air à saturation à la température de l'eau. L'enthalpie de l'air à saturation est linéarisée. Les évolutions subies par l’air et l’eau peuvent être représentées dans un diagramme de l'air humide (Figure III.2).

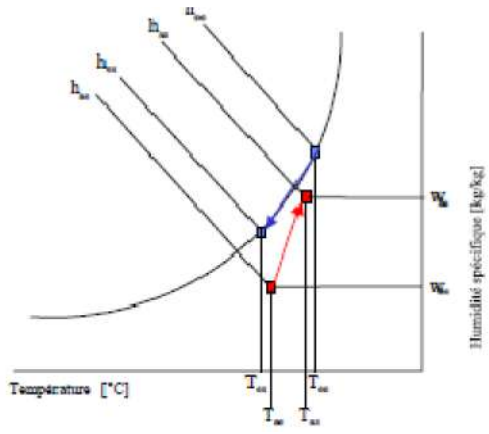


Figure III.2. : Etats en entrée et en sortie de l'air et l'eau sur un diagramme de l'air humide.

III.5.Description mathématique :

III.5.1. Caractéristique de la tour :

Il n'existe pas de corrélation générale pour les coefficients de transfert de masse et de chaleur dans les tours aéro-réfrigérantes humides. Le coefficient d'échange massique est habituellement corrélé sous la forme suivante :

$$NUT=\frac{h_m .a.V_T}{m}=C.\left[\frac{m_{ee}}{m_{ae}}\right]^n \qquad \text{(III.14)}$$

Les coefficients c et n ne sont généralement pas donnés par les constructeurs. Pour déterminer ces coefficients, il faut soit connaître deux points de fonctionnement, soit connaître les caractéristiques du packing.

- Calcul à partir de deux points de fonctionnement (avec des débits d'air ou des débits d'eau différents)

$$n=\frac{\ln(NUT1)\,\ln(NUT2)}{\ln\left(\frac{\dot{m}e1}{\dot{m}a1}\right)-\ln\left(\frac{\dot{m}e2}{\dot{m}a1}\right)} \qquad \text{(III.15)}$$

$$\text{et } c=\exp\left(\ln(NUT1)-n.\ln\left(\frac{\dot{m}e1}{\dot{m}a1}\right)\right) \qquad \text{(III.16)}$$

Avec NUT1 et NUT2 calculés par itération. La méthode consiste à calculer, pour une valeur initiale de NUT, le débit d'eau en sortie (Equation (28)) et la puissance totale échangée en l'air et l'eau. A partir de cette donnée de puissance, on calcule l'efficacité (Equation (28)). On détermine un nouveau NUT à partir des formules reliant le nombre d'unité de transfert (NUT) à l'efficacité :

$$NUT=\left(\frac{1}{C-1}\right)\ln\left(\frac{\varepsilon-1}{C.\varepsilon-1}\right) \qquad \text{(III.17)}$$

On recommence le calcul à partir du débit jusqu'à convergence entre le NUT supposé et le NUT déduit

- Données par défaut

C=1.2 et n=0.4

On pourra retrouver des données plus précises en fonction du type de packing, [9].

III.5.2. Calcul des performances de la tour

Les hypothèses généralement faites pour modéliser les tours de refroidissement sont les suivantes :

1- Pas de transferts de masse et de chaleur dans les directions des écoulements d'eau et d'air ;

2- Les transferts de masse et de chaleur à travers les parois sont négligés ;

3- Les apports de chaleurs dus aux ventilateurs sont négligés ;

4- Les chaleurs massiques de l'eau et l'air sec sont supposées constantes.

Les équations décrivant les échanges de masse et de chaleur dans la tour sont les suivantes :

$$dh=\frac{\bar{h}m.a.dV}{\dot{m}a}.\left(h^{sat}{}_a(T_e)-h_a+(L_e{}^{2/3}-1).(h^{sat}(T_e)-h_a-(w_{sat}-w_a).(h_{fg}+c_{pv}.Te)\right) \quad (III.18)$$

$$dw_a=\frac{\bar{h}m.a.dV}{\dot{m}a}\left(w_{sat}(T_e)-w_a\right) \quad (III.19)$$

$$dT_e=\frac{\dot{m}a}{\dot{m}e}\left[\frac{dha}{cpe}-dw_a.Te\right] \quad (III.20)$$

$$d\dot{m}_e=\dot{m}_a.dw_a \quad (III.21)$$

ou a représente la surface de contact entre l'air et l'eau par unité de volume de la tour en [m^2/m^3] est le nombre de Lewis est définit comme suit

$$L_e{}^{2/3}=\frac{\bar{h}c}{(cpa+wa.cpv)\bar{h}m} \quad (III.22)$$

en définit le Nombre d'unité de Transfert (NUT) par la formule suivante :

$$NUT=\frac{hm.a.VT}{\dot{m}a} \quad (III.23)$$

Si l'on considère un nombre de LEWIS de 1 dans le domaine considéré, l'équation (18) devient : $dh_a=\frac{\overline{hm}.a.dV}{\dot{m}a}\left(h_{sat}(T_e)-h_a\right)=\frac{hm.a.dV}{\dot{m}a}\left(h_{sat}(T_e)-h_a\right)$ (III.24)

D'autre part, en négligeant les pertes d'eau devant le débit d'eau en entrée, l'équation (20) se réduit à :

$$dT_e=\frac{\dot{m}a.dha}{\dot{m}e.cpe} \qquad \text{(III.25)}$$

Sachant que $c_{ps}=\frac{dh_s}{dT}$

Cette équation peut être réécrite en enthalpie en introduisant la notion d'enthalpie de l'air à saturation à la température de l'eau, comme suit :

$$dh_{s,e}=\frac{\dot{m}_a \cdot c_{ps} \cdot dh_a}{\dot{m}_e \cdot c_{pe}} \qquad \text{(III.26)}$$

$$c_{ps}=\frac{dh_s}{dT} \qquad \text{(III.27)}$$

c_{ps} est une chaleur spécifique massique qui sera appelée chaleur spécifique massique à saturation. Les équations (24) et (26) sont équivalentes à celles d'un échangeur "sensible". On suppose que la chaleur spécifique à saturation est constante sur l'intervalle de fonctionnement de la tour. Par la méthode NUT-ε, le transfert de chaleur peut être écrit comme suit :

$$Q=\varepsilon_a .\dot{m}_a.(h_{s,ee}-h_{ae}) \qquad \text{(III.28)}$$

Tour à contre courant	$\varepsilon = \frac{1-\exp[-(1-C).NUT]}{1-c.\exp[-(1-C).NUT]}$
Tour à courants croisés **Un fluide brassé, un fluide non brassé**	$\varepsilon = \frac{1}{C}(1-\exp(-C .(1-\exp[-NUT])))$

Tab III.1.type du courant

Avec $NUT=\frac{h_m.a.(V_T)}{\dot{m}_a}$,$C=\frac{\dot{C}_a}{\dot{C}_e}$ et $\dot{C}_a=\dot{m}_a$, $\dot{C}_e=\dot{m}_e \frac{\dot{C}_{pe}}{\dot{C}_{ps}}$ (III.29)

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

$$h_{as}=h_{ae}+\varepsilon_a(h_{see}-h_{ae}) \qquad \text{(III.30)}$$

$$T_{es}=\frac{\dot{m}_{ee}.(c_{pe}).T_{ee}-\dot{m}_{a}.(h_{as}-h_{ae})}{c_{pe}.\dot{m}_{es}} \quad \text{(III.31)}$$

Par ailleurs, la chaleur massique spécifique à saturation est calculée comme suit :

$$c_{ps}=\frac{h_{see}-h_{ses}}{T_{ee}-T_{es}} \quad \text{(III.32)}$$

En intégrant l'équation (4), on trouve :

$$\dot{m}_{es}=\dot{m}_{ee}-\dot{m}_{a}.(w_{as}-w_{ae}) \quad \text{(III.33)}$$

Les pertes d'eau sont de l'ordre de 1 à 4% du débit d'eau entrant.
L'humidité spécifique de l'air est calculée par intégration de l'équation (19) :

$$W_{as}=w_{ae}+(w_{ae}-w_{sm}).\exp(-NUT) \quad \text{(III.34)}$$

W_{sm} représente une humidité spécifique moyenne à saturation. Elle est calculée à partir de la connaissance de l'enthalpie moyenne à saturation. Elle est déterminée par intersection entre la courbe d'iso enthalpie à h_{sm} et la courbe de saturation dans le diagramme de l'air humide. L'enthalpie moyenne à saturation est déterminée comme suit :

$$h_{sm}=h_{ae}+\frac{h_{as}-h_{ae}}{1-\exp(-NUT)} \quad \text{(III.35)}$$

La résolution du problème requiert une méthode itérative. On suppose une température initiale de l'eau en sortie de tour et on itère sur cette valeur jusqu'à convergence. Sachant que la température de l'eau en sortie doit approcher la température humide de l'air, on choisit cette dernière comme valeur initiale. La convergence se fait au bout de peu d'itérations.

Le programme donne le choix d'introduire un nombre de Lewis différent de 1 comme préconisé par [8]. Le système sera résolu en considérant l'équation suivante :

$$dh_a=\frac{h_m.a.dV}{\dot{m}_a}Le^{2/3}.(h_{sat}(T_e)-h_a) \quad \text{(III.36)}$$

L'équation (35) devient :

$$h_{sm}= h_{ae}+\frac{h_{as}-h_{ae}}{1-\exp(-NUT.Le^{2/3})} \quad \text{(III.37)}$$

Cela dit, au regard de l'équation (1), il n'est pas assuré que cette méthode donne de meilleurs résultats. L'efficacité de la tour est écrite ainsi :

$$\eta= \frac{T_{ee}-T_{es}}{T_{ee}-T'_{ae}} \quad \text{(III.38)}$$

Où T_{ae}'= est la température humide de l'air à l'entrée de la tour.

III.5.3. Calcul de la consommation d'eau de la tour

Dans les tours de refroidissement humides, le refroidissement est dû à l'évaporation d'une partie de l'eau véhiculée. L'évaporation conduit à une augmentation de la concentration de sels dissous, des impuretés et des agents biologiques dans l'eau en circulation. L'augmentation de la concentration doit être contrôlée pour éviter l'entartrage, la corrosion et l'encrassement biologique des tours. En effet, l'entartrage et l'encrassement diminuent les performances des tours. Pour cela une partie de l'eau doit être renouvelée par un système dit de déconcentration (appelé aussi purge ou drainage).

La déconcentration est exprimée de la façon suivante :

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

Les pertes d'eau par évaporation sont estimées comme suit :

Débit d'évaporation = $\dot{m}_{ee}$ - $\dot{m}_{es}$

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

$\dot{C}_e$=débit d'évaporation+débit de déconcentration=$\frac{N_{cycle}}{N_{cycle}-1}$. $débit\ dévaporation$

De faibles cycles de concentration, 1< Ncycle <1,5, conduisent à des consommations d'eau importantes.

Connaissant la composition de l'eau neuve, son pH et sa dureté et les valeurs admissibles on peut déterminer le débit d'eau de déconcentration à partir de l'évaporation. Notons qu'un drainage à partir de la mesure instantanée de la concentration en sels permet d'ajuster au mieux le débit d'eau. Cette solution peut réduire de 46% la consommation d'eau par rapport à un drainage continu.

Le cycle de concentration se situe entre 1 à 4, il ne doit jamais dépasser 5. Par exemple un cycle de Concentration égal à 2 revient à déconcentrer au rythme de l'évaporation.

III.6.Gestion d'une tour de refroidissement ouverte(GTRO) :

III.6.1.Domain technologie : L'outil développe est destiné a modéliser de façon simplifie le fonctionnement d'une tour aéro-réfrigérante humide à contre curant ou à courant croisés à partir d'un point de fonctionnement donné .ce module détermine la fraction de temps de fonctionnement des ventilateurs sur un pas de temps d'une heure.

On distingué ici deux modes de fonctionnement pour les tours :

-Fonctionnement du ventilateur en Marche /arrêt

-Fonctionnement avec un ventilateur à deux vitesses

Le modèle est destiné à être intégré dans un logiciel de calcul prévisionnel de consommation d'énergie d'un bâtiment tertiaire climatisé.

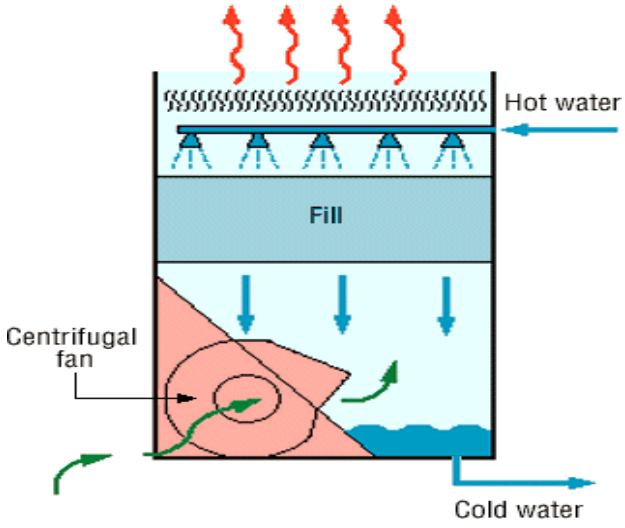


Figure III.3 : tour de refroidissement ouverte

III.6.2. Description générale :

Le modèle permit de déterminer la consommation d'énergie et d'eau d'une tour de refroidissement Ouvert fonctionnement avec un ventilateur soit à une vitesse soit à deux vitesse .le modèle calcule la fraction de temps de fonctionnement en plein charge sur un pas de temps d'une heure pour atteindre une température de consigne il est supposé que la fonctionnement à charge partielle peut être représente par une simple combinaison d états stable .les pertes cyclique ne sont pas prise en compte .on suppose fonctionnait encore ,il y aurait échange par convection naturelle.cet échange n'est pas facilement quantifiable, c'est pourquoi on simplifie en considérant que la pompe s'arrête

La méthode reprend celle choisie par [10]

III.6.3.Description mathématique :

Le modèle calcule la température de l'eau qu'il aurait pour chaque mode de fonctionnement (arrêt, marche, petite ou grand vitesse).les température obtenue sont comparées à la température de cosigne comme suit :

Si $T_{set}<T_{es\ ,vitesse\ maxi}$ alors la tour fonctionne toujours à plein régime et la température de sortie d'eau est égale à t_{es} .

Si $(T_{es})_{ON\ ,vitesse\ maxi}< T_{set}< (T_{es})_{ON,vitesse\ mini}$ alors la tour fonctionne partiellement à vitesse maxi ,le reste du temps à vitesse mini si la tour ne possède qu'une vitesse ,cette étape n'aplus lieu d'etre.il est supposé que le cyclage entre ces deux positions peut être représente par une combinaison linéaire de deux régime stationnaires .la fraction du temps durant laquelle la tour est à plein charge est donné par l équation suivant

$$\theta=\frac{T_{set}-(T_{es})ON,vitesse\ mini}{(T_{set})ON,vitesse\ maxi-(Tes)ON,vitesse\ mini} \qquad \text{(III.39)}$$

si $(T_{es})_{ON,vitesse\ mini} < T_{set} < (T_{es})_{OFF\ alor}$ alors la tour fonctionne partiellement à vitesse mini , le reste du temps à l'arrêt .si la tour ne possède qu'une vitesse, la vitesse mini correspond à la vitesse maxi .il est supposé que le cyclage entre ces deux positions peut et représenté par une combinaison linéaire de deux régimes stationnaires.la fraction du temps durant laquelle la tour est à pleine charge est donné par l équation suivant :

$$\theta = \frac{T_{set} - (T_{es})OFF}{(T_{set})ON,vitesse\ mini - (Tes)OFF} \qquad \text{(III.40)}$$

si $(T_{es})OFF < T_{set}$,la tour est à l'arrêt sur tout le pas de temps .En supposant la pompe à l'arrêt on a donc $T_{es}=T_{ee}$.

Chapitre IV
Résultat et discussion



IV .1 . Résultats et discussions (TAO) :

On a utilisé le programme TAO pour obtenir les dépendances suivantes :

IV .1 .1 : Variation suivant le débit d'air d'entrée :

La figure suivant les variations :

- De la température de sortie pour l'air et pour eau
- De l'humidité de l'air à la sortie
- De la consommation d'eau a la quantité de chaleur échangée toujours en relation avec le débit d'air utilisé

  On est que plus le débit d'air augmente, plus les température de sortie seront basses.

  Pour une utilisé plus grande ,c'est la température de sortie de l'eau qui importe et on peut montrer qu'on enregistrée un abaisseur important de 5°C à l'eau de plus, si on opère à débit importants de 9 fois plus grandes. Cette conduit à une optimisation.

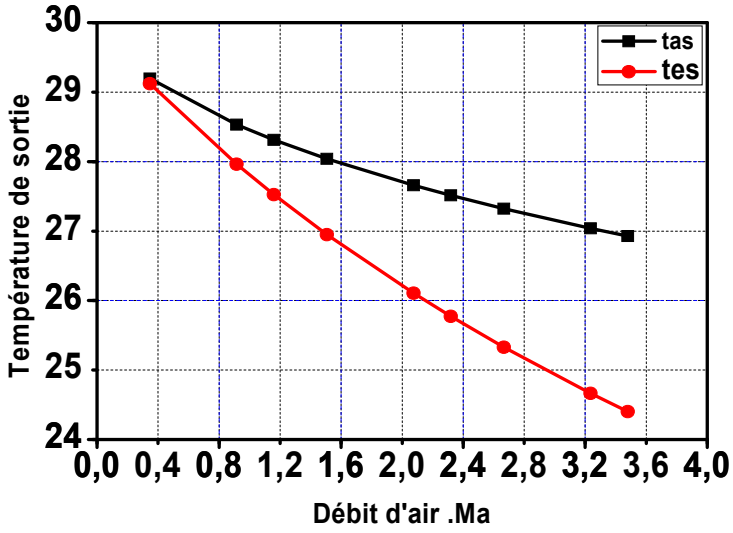


Figure IV.1 : évolution de tas et tes en fonction de Mae

De même nous remarque que plus le débit d'air est important plus l'humidité de l'air à la sortie est basse .ceci est physiquement correct.

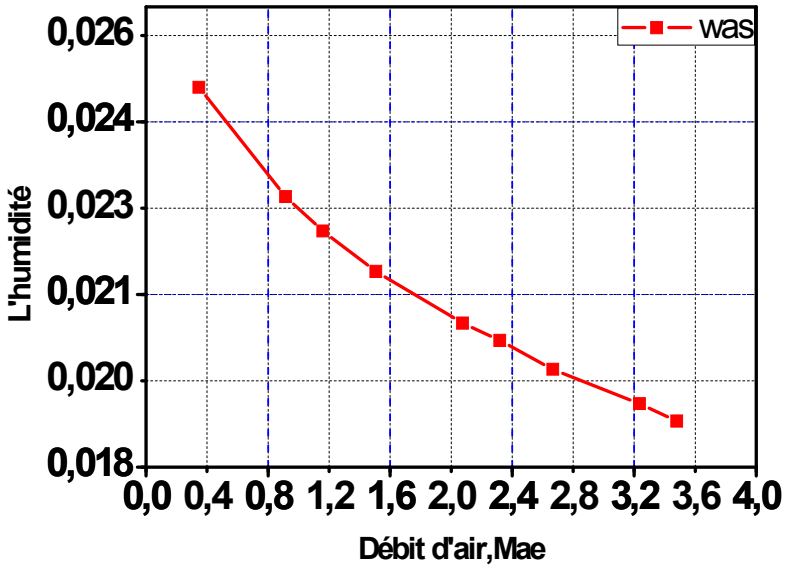


Figure IV.2 : évolution de was en fonction de Ma

L'effet d'échange se voit dans cette figure on l'échange thermique est multiple par 10,mais le prix à payer se materiale deus une proportion de 1à 7 quant à la consommation électrique des ventilateurs .

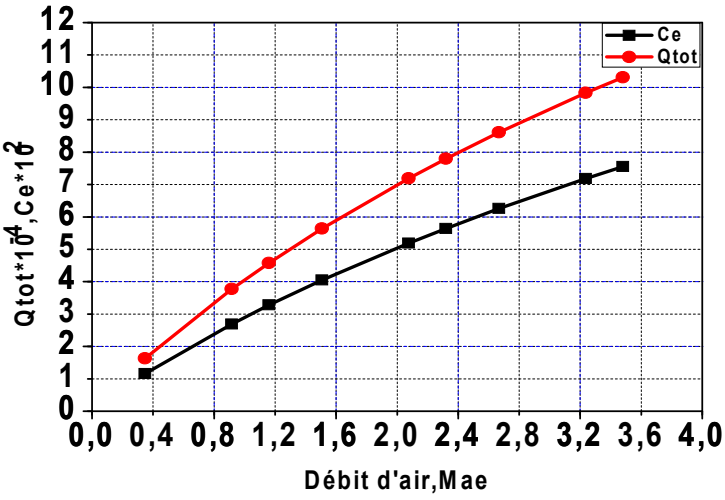


Figure IV.3 : évolution de Qtot et ce en fonction de Ma

IV.1.2 : Variations suivant le débit d'eau Mee :

Effet du débit l'air si le système fonctionne avec une charge d'eau plus grande on obtenir rapidement à une saturation, autrement dit les températures de sortie

Seront limitées .pour obtenir des températures basses, on doit opérer avec des échanges en eau faibles.

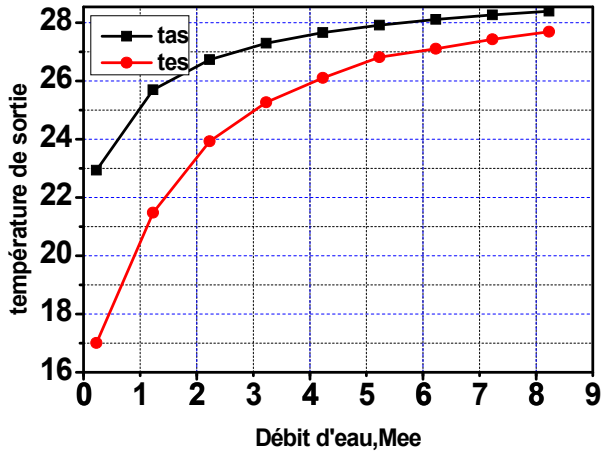


Figure IV.4 : évolution de tas et tes en fonction de Mee

Pour ce qui est de l'humidité, elle augmente à la sortie si on travailler avec des quantités d'eau à refroidir élevées.

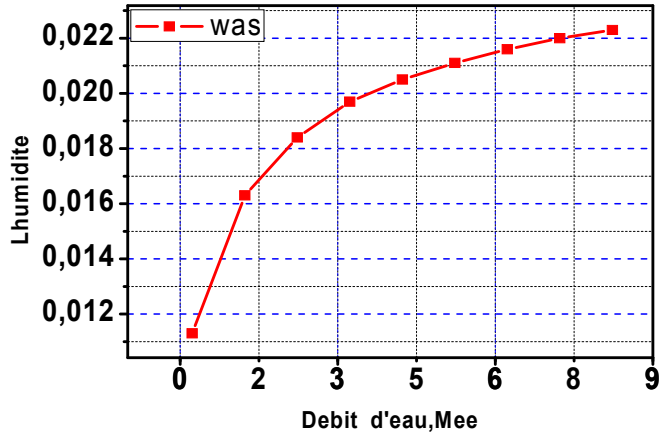


Figure IV.5 : évolution de was en fonction de Mee

Le même effet se basse avec les variations de Ce et Q_{tot} si Me s'élève.

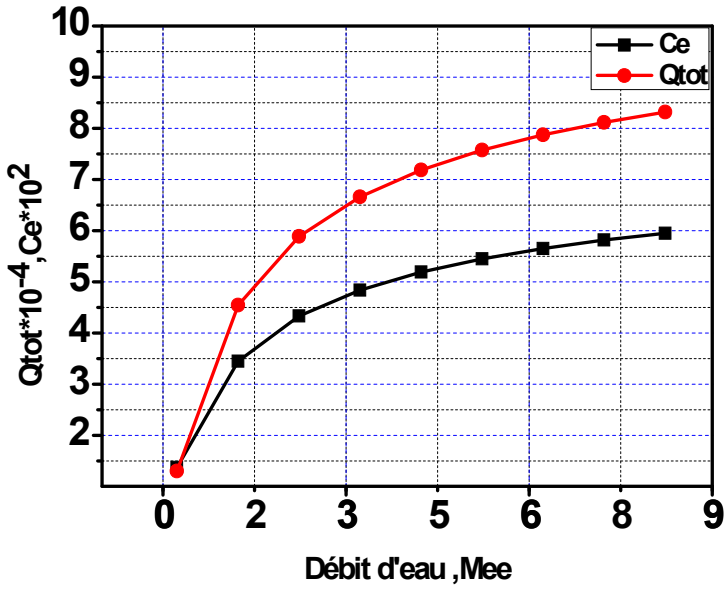


Figure IV.6 : évolution de Qtot et ce en fonction de Me

IV.1. 3 : Variations suivant la température d'air d'entre tae :

Si l'air si plus chaud comme s'est le cas en saison estivale on bien dans les 3 pays à climat chaud, les température de sortie serant aussi élèves car ΔT n'est pas important pour l'échange.

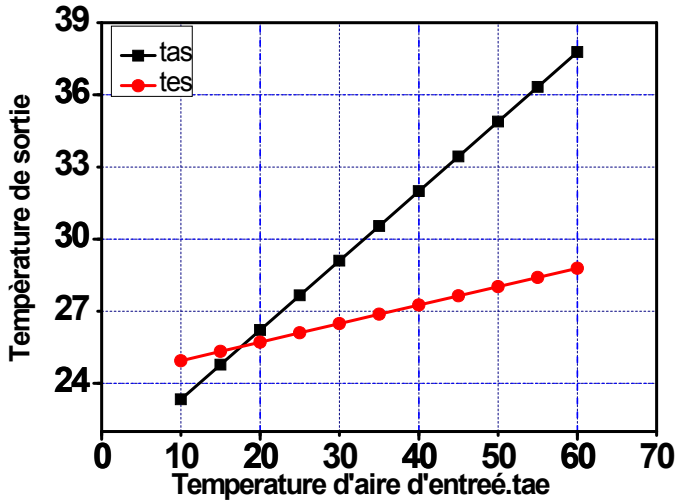


Figure IV.7 : évolution de tas et tes en fonction de tae

Quant à l'humidité, elle va s'élever raison aussi de faible échange thermique dans tous les cas ,la relation est linéaire

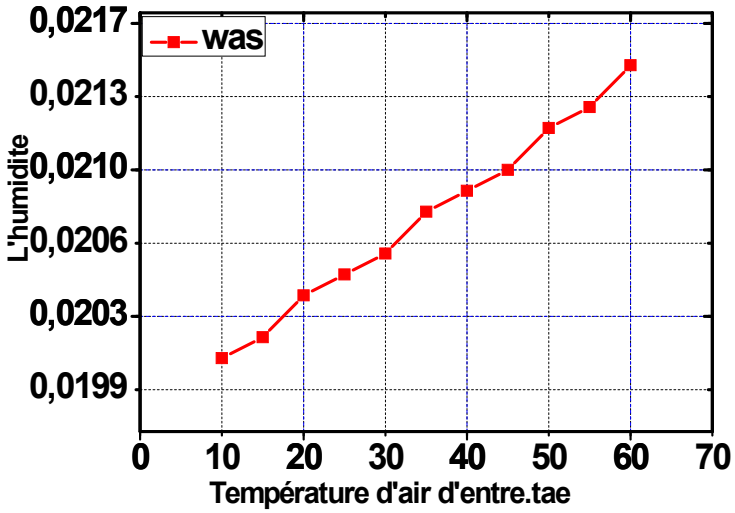


Figure IV.8 : évolution de was en fonction de tae

Naturellement alors, l'échange est diminué, comme la figure le montre, mais la consommation Electrique ne varie presque pas .ceci s'interprète comme un son besoin d'augmentation la vitesse de l'air car l'échange est faible.

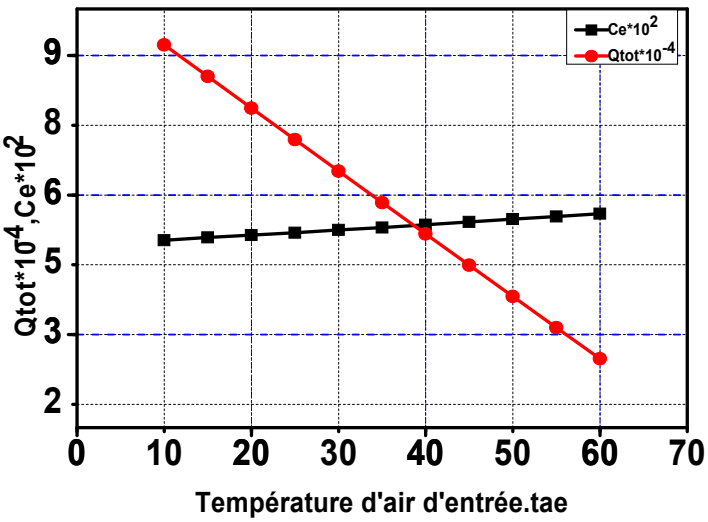


Figure IV.9 : évolution de Qtot et ce en fonction de tae

IV.1.4 : Variations suivant la température d 'entre d'eau tee :

La température d'eau à l'entre est d'une grand importance, car plus elle est grande .

Flus le refroidissement est grand .par exemple si Tae=20°C, alors Tas=19°C seulement mais si Tae=50°C ,alors Tas= 36°C soit un gain de 14°Cau lieu a 1°C

Il est utile de remarquer qu'un même temps, l'air prend cette chaleur et on température à la sortie sure plus importante.

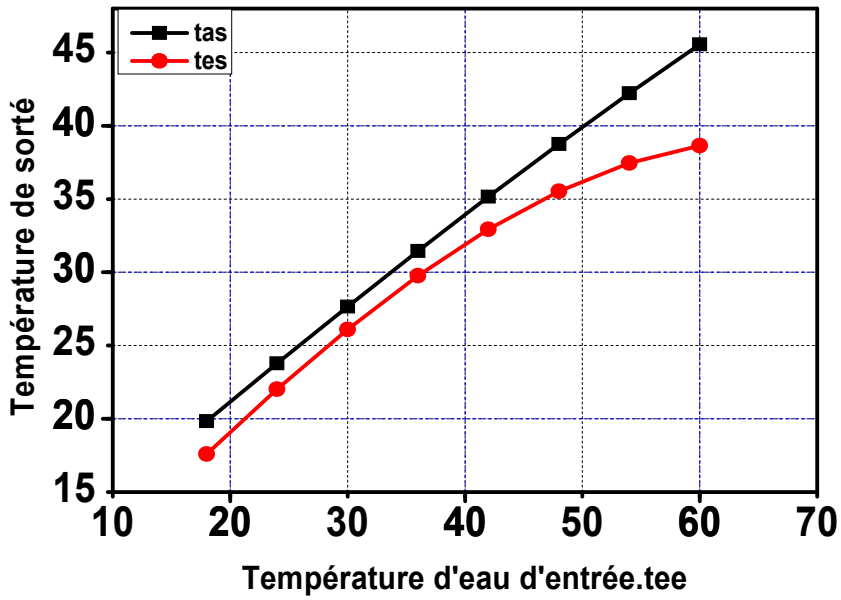


Figure IV.10 : évolution de tas et tes en fonction de tee

Si Tae augmente alors l'humidité de l'air a la sortie est plus augmente

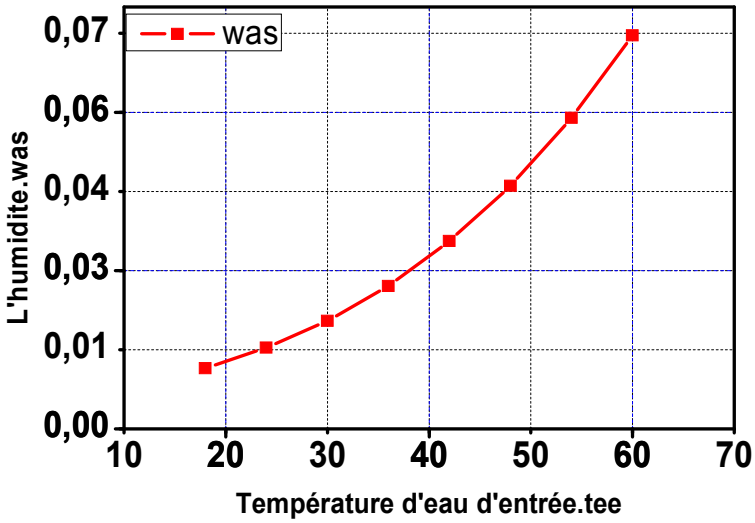


Figure IV.11 : évolution de was en fonction de tee

Et ceci correspond aussi a de plus grand échanges a de consommation électriques.

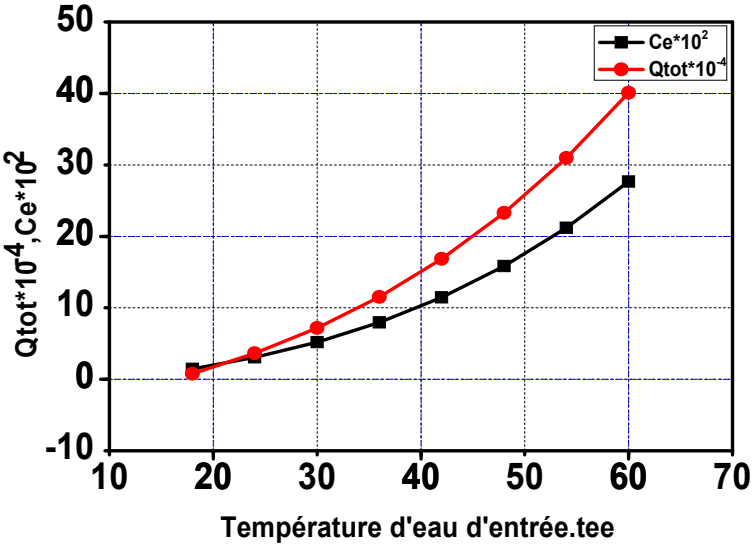


Figure IV .12 : évolution de Q_{tot} et ce en fonction de tee

VI.1.5 :Variations suivants de coefficient n:

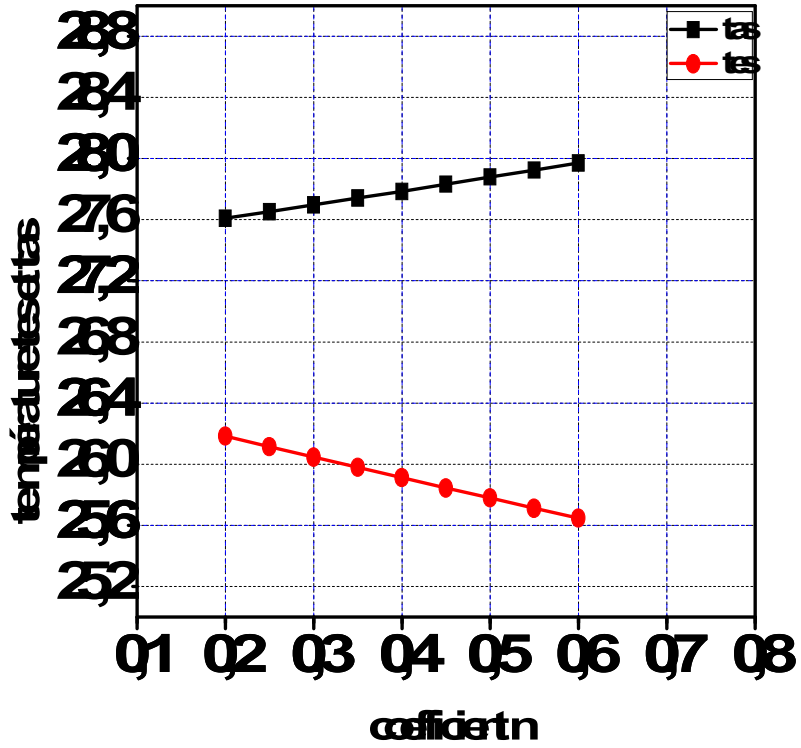


Figure IV.13: variation du tes et tas en fonction coefficient n

IV.2 : Discussions et résultats (GTRO) :

Les valeurs précises par défaut sont :

[Ce,Pos,Teta,TesMean,Pe] = gtro(29,50.7,30.8,15.4,2,30,0.0189,35,1,2,15000,1875,3.207,-0.152)

❖ Exemple de fonctionnement :

Ce =0.8688 ,Pos = 2,Teta = 0.9444 ,TesMean =29.5000,Pe =1.4271e+004

Exemple de sorties de la valeur d'entrée varie t_{est} :

Tset	**Ce*10^{-1}**	**Pos**	**Teta**	**TesMean**	**Pe*10^{4}**
29	0.8916	1	1	29.3564	1.5000
29.5	0.8688	2	0.9444	29.5000	1.4271
30	0.7893	2	0.7509	30	1.1731
30.5	0.7098	2	0.5574	30.5	0.91915
31	0.6304	2	0.3640	31	0.6519
31.5	0.5509	2	0.1705	31.5	0.41123
32	0.4715	3	0.9805	32	0.18385
32.5	0.3929	3	0.8171	32.5	0.15321
33	0.3144	3	0.6537	33	0.12257
33.5	0.2358	3	0.4903	33.5	0.09192616
34	0.1572	3	0.3268	34	0.06128411
34.5	0.0786	3	0.1634	34.5	0.03064205
35	0	4	0	35	0
35.5	0	4	0	35	0

Tab III.2 : exemple d'excusions

❖ Ce qui donne les figures présentés ce dessous.

IV.2.1 : Variations suivant le début d'eau Me :

On retrouve une augmentation de la température de sortie si le débit d'eau augmente

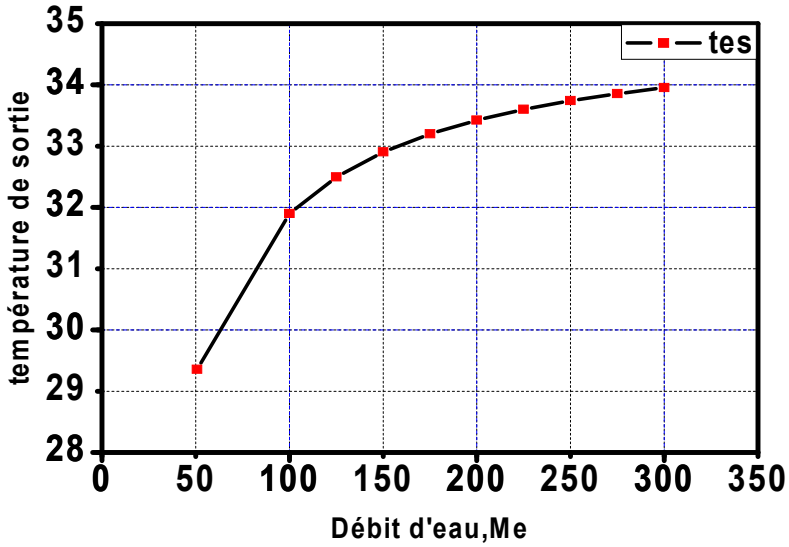


Figure IV.14 : la variation de tes en fonction de me

Ceci peut être exprime par une charge totale et a temps plein

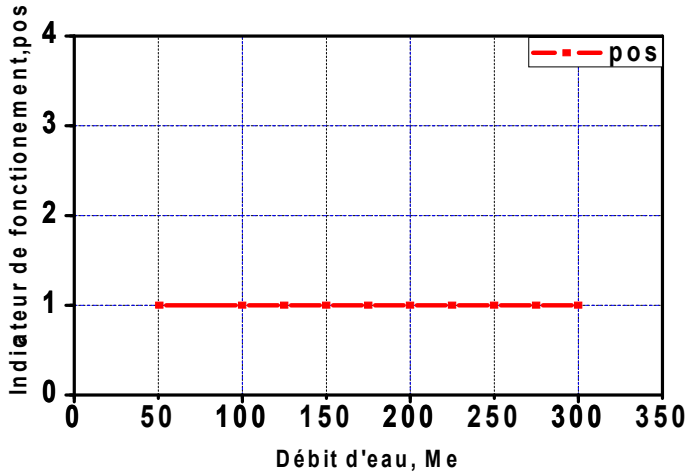


Figure IV.15:la variation de pos en fonction de Me

IV.2.2.Variations suivant le débit d'air Ma1 :

La tour fonctionne à un taux maximale, le débit d'air a une grande influence sur l'échange et la consommation électrique.

Si la consommation électrique évolue dans ce même dans que le débit d'air, l'échange se inversé

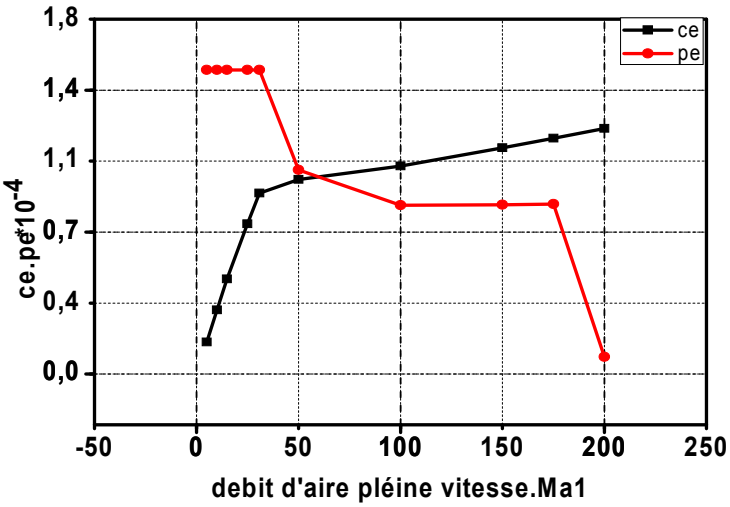


Figure IV.16: variation de pe et ce en fonction de Ma1

car on va aussi le voir dans le figure suivante à50 m^3/h,il ya un changement de POS c'est-à-dire de la charge pleine en toute temps à un régime min-max avec deux vitesse du ventilateur pour atteindre la température de consigne.

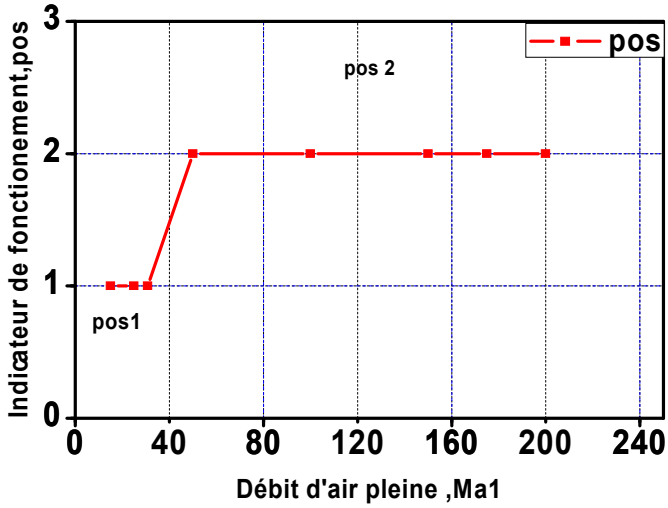


Figure IV.17 : variation de pos en fonction de Ma1

Maintenant, il est observe pour un fonctionnement de la tour à un taux minimale les même constations sauf qu'elle suit plus modérées par Ce et pe.

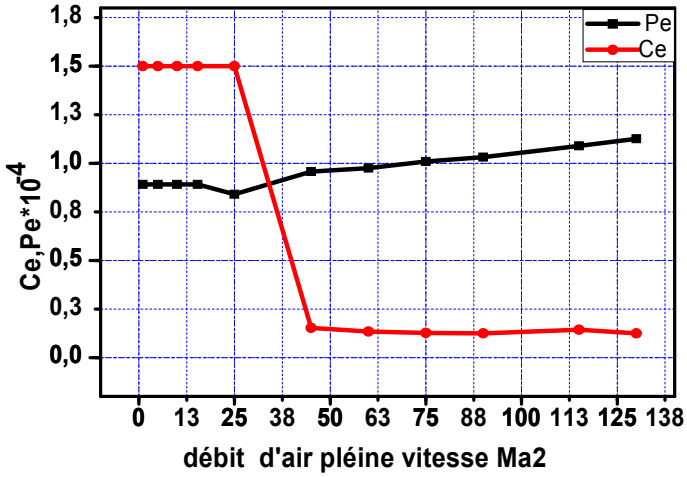


Figure IV.18 : variation de Ce et Pe en fonction de Ma2

On basse bien entendre à la position 3 où arrêt, ouverture de la 1^{ere} du 2eme ventilateur**.**

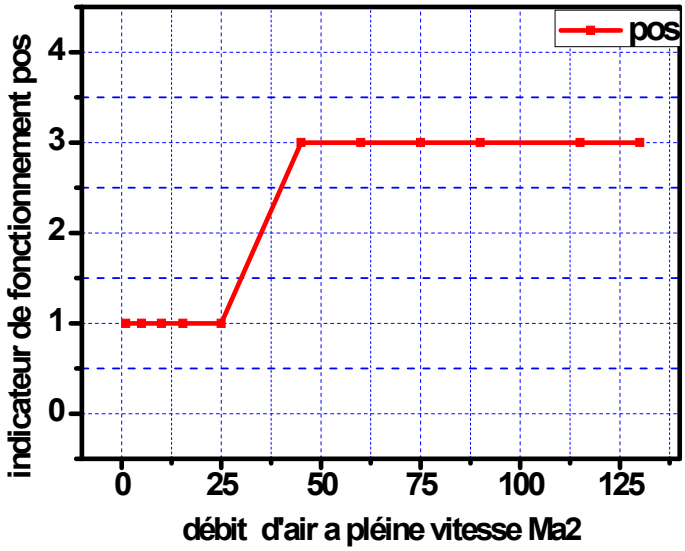


Figure IV.19: variation de pos en fonction de Ma2

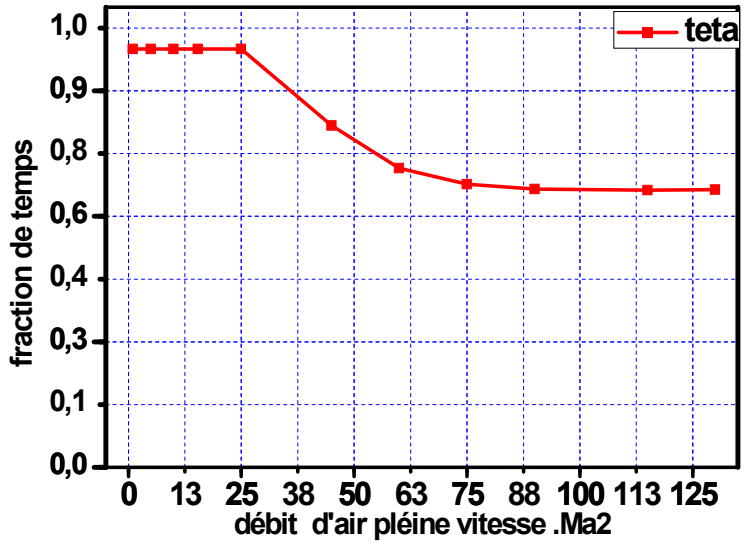


Figure IV.20 : variation de teta en fonction de Ma2

Ce qui se traduit sur la température d'eau à la sortie

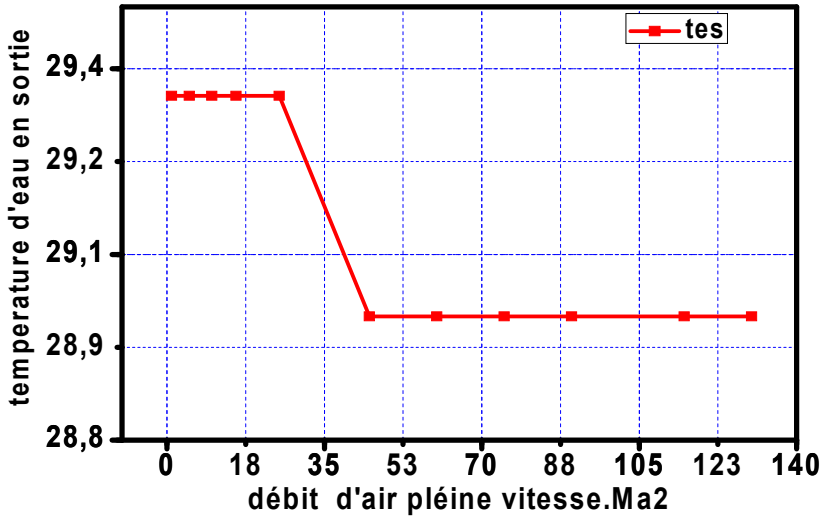


Figure IV.21 : variation de température en fonction de Ma2

IV.2.3.Variations suivant la température d'entrée d'eau :

Sur cette figure, on remarque les quatre positions qui statuent sur le mode de fonctionnement une relation avec la T° eau

- Pleine charge Tee > 34°C
- Cyclage min avec deux vitesses si Te=30°C à 34°C
- Cyclage avec une vitesse à deux vitesse si t =29 .5 à 30.5
- Arrêt si t<29°C

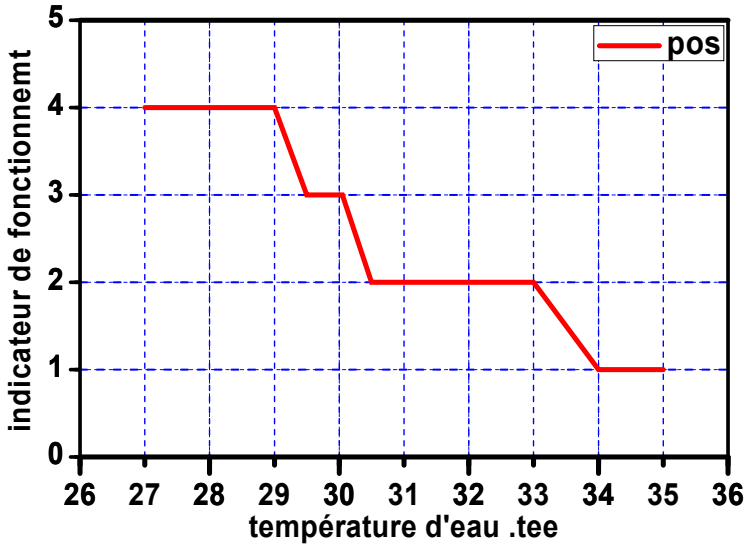


Figure IV.22 : variation de pos en fonction de tee

En termes de fraction d'heur la figure montre l'évolution qui basse de 0h à 1h en passent par les régimes.

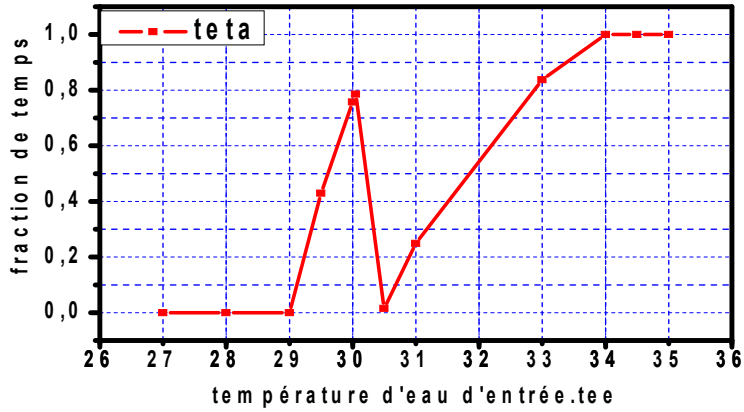


Figure IV.23 : variation de fraction de temps en fonction de tee

IV .2.4 : Variations suivant la température d'entrée d'air.tae :

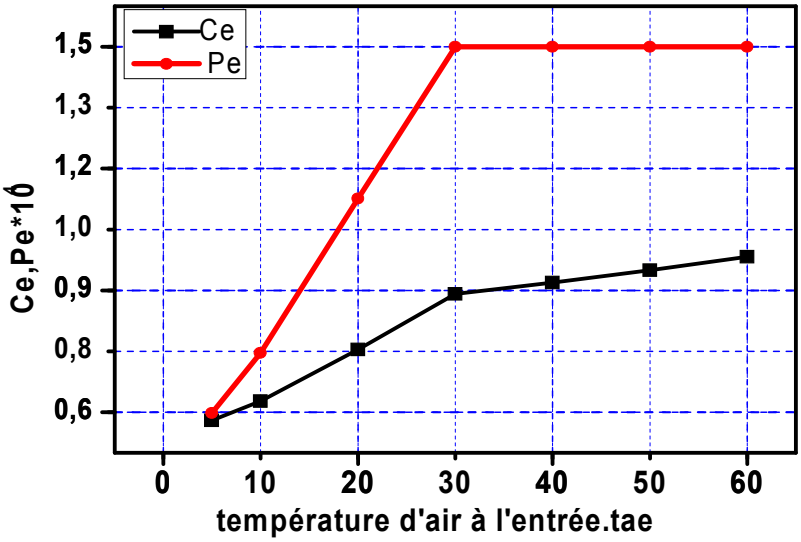


Figure IV.24: variation de Ce et Pe en fonction de tae

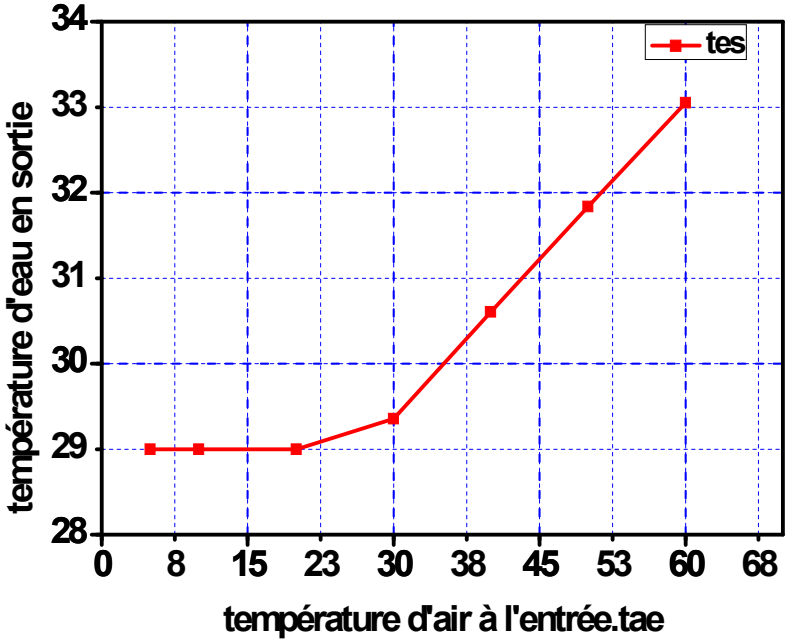


Figure IV.25: variation de tes en fonction de tae

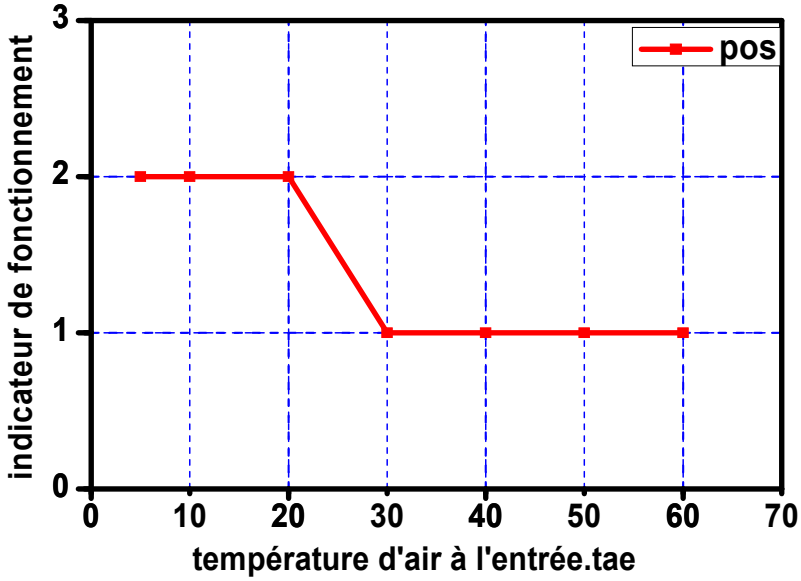


Figure IV.26 : variation de pos en fonction de tae

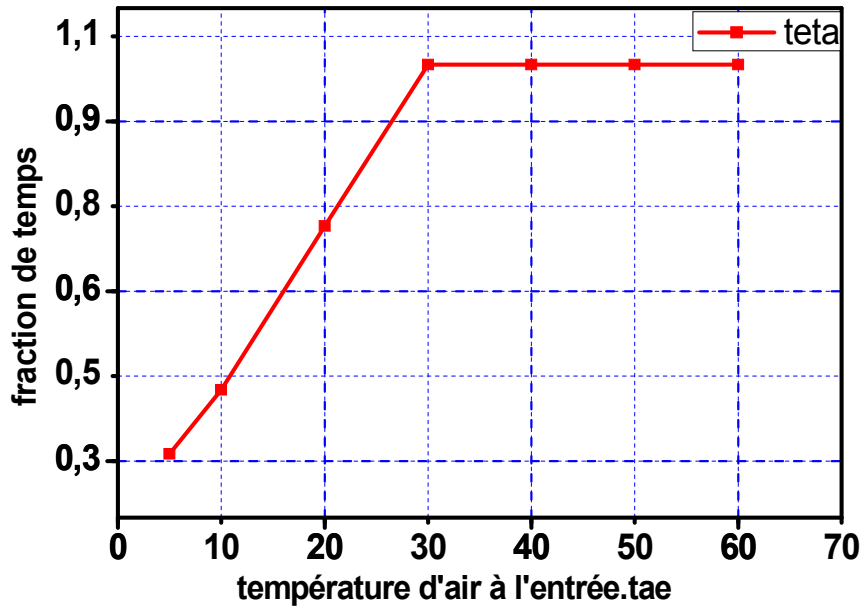


Figure IV.27 : variation de teta en fonction de tae

IV .2.5 : Variations suivant l'humidité de l'air à l'entrée wae:

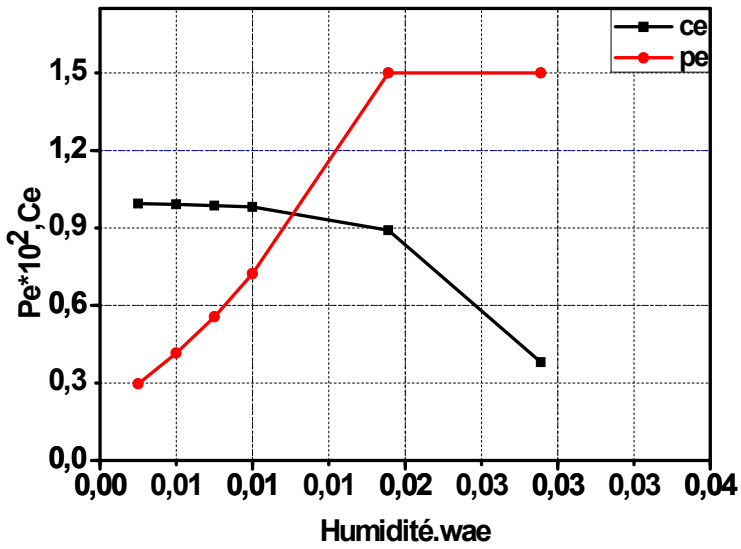


Figure IV.28:variation de Pe et Ce en fonction de wae

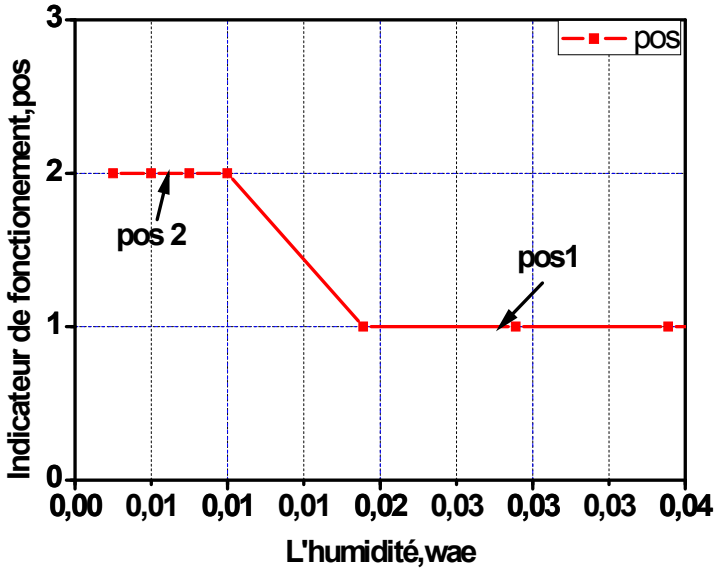


Figure IV.29: variation de pos en fonction de wae

IV.2.6 : Variation suivant la température de consigne Tset :

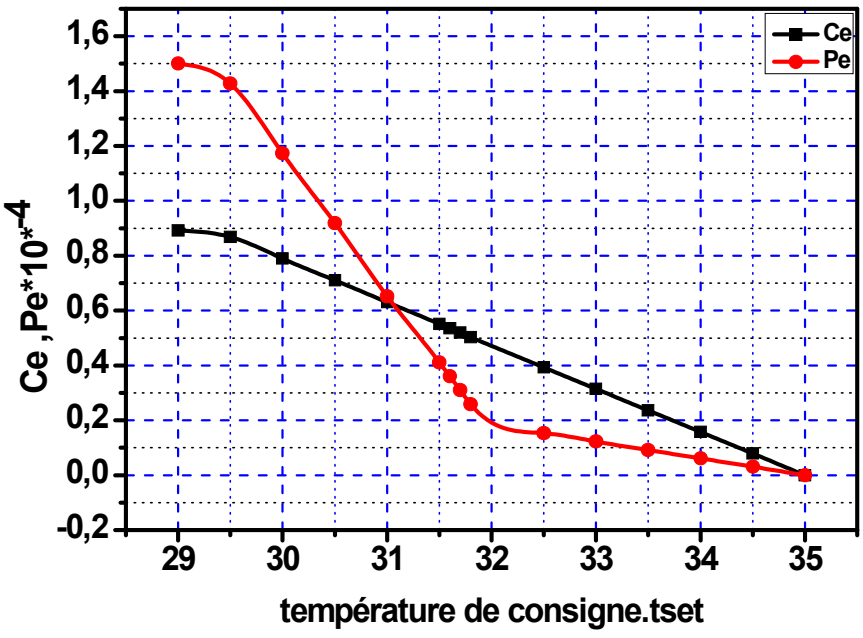


Figure IV.30 :variation de Ce et Pe en fonction de Tset

Ce graphe montre que les POS est reliée avec la température de consigne

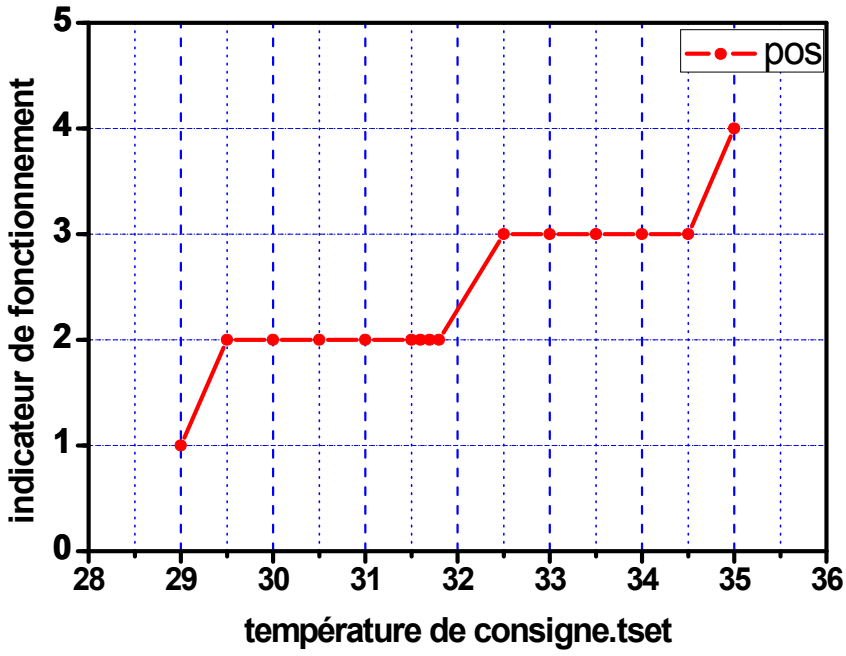


Figure IV.31: variation de pos en fonction de Tset

Il en est de même pour la fraction d'heure, θ

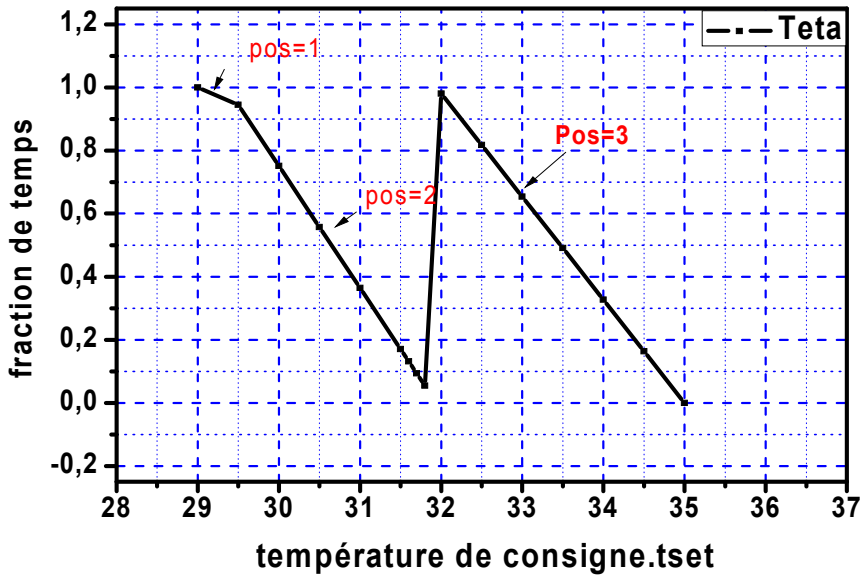


Figure IV.32: variation de fraction de temps en fonction de Tset

CONCLUSION

Le mémoire présenté nous a permis de comprendre le fonctionnement des tours de refroidissement. Nous avons exposé un modèle de gestion de ces tours en passant par le calcul de la consommation électrique des ventilateurs ainsi que l'échange thermique global. On a distingué ici deux modes de fonctionnement pour les tours.

1. Fonctionnement du ventilateur en Marche / Arrêt

2. Fonctionnement avec un ventilateur à deux vitesses

La simulation a permis de mettre en évidence la **fraction de temps** de fonctionnement en pleine charge sur un pas de temps d'une heure pour atteindre une température de consigne.

On peut donc par exemple et grâce à la mise en œuvre de ces programmes issus de la modélisation simplifiée, de savoir, le fonctionnement des ventilateurs pour atteindre la température de consigne. De là, on peut suivre et gérer le fonctionnement d'une tour à refroidissement ouverte par l'intermédiaire du contrôle du fonctionnement des ventilateurs.

De même, on peut choisir la température de consigne selon la consommation d'eau et ainsi automatiser le fonctionnement de la tour dans un sens d'économie d'énergie.

En perspective, il serait avantageux de concevoir un ventilateur à trois vitesses pour répondre aux exigences plus larges et plus variables des installations

BIBLIOGRAPHIE

Sites internet d'informations consultés	
[INT 1]	http://fr.wikipedia.org/wiki/Centrale_thermique
[INT2]	http://energie.edf.com/fichiers/fckeditor/Commun/En_Direct_Centrales/Thermique /Commun/documents/fonctionnement_taf.pdf
[INT 3]	http://fr.wikipedia.org/wiki/Tour_a%C3%A9ror%C3%A9frig%C3%A9rante
[INT4]	http://fr.wikipedia.org/wiki/Tour_a%C3%A9ror%C3%A9frig%C3%A9rante
[INT5]	http://www.aero-services.fr/
[INT 6]	http://www.almeco.eu/fr/producten-diensten/cooling-towers/composants-des-tours-de-refroidissement.html
[INT 7]	http://www.lenntech.fr/tours-de-refroidissement.htm
[INT8]	http://conseils.xpair.com/consulter_savoir_faire/tour_refroidissement_legionellose/tour_refroidissement/1039.htm#240
[INT9]	http://www.oreau.eu
[INT10]	http://fr.wikipedia.org/wiki/VentilateurNCE
[INT11]	http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=10869
[INT12]	www.BaltimoreAircoil.eu

Ouvrages et articles consultés

[1]	Document de référence sur les meilleures techniques disponibles Systèmes de refroidissement industriels Décembre 2001
[2]	cours 3ème année Licence Génie Mécanique, Module: appareils thermique , Chapitre 4: Les Tours de refroidissement
[3]	Donk M van., Jenner H.A., Optimization of biofouling control in industrial cooling water systems withrespect to the environment. Edit. KEMA, by order of RIZA (Arnhem (NL), (1996).
[4]	MTD pour les systèmes de refroidissement. Eurelectric, Le Groupement européen de l'industrie électrique, (Bruxelles (B), 1997, mise à jour 1998).
[5]	ROGER CASARI, Guide n°10 de l'AICVF, « guide de conception des installations de climatisations et de conditionnement de l'air industriel »
[6]	Guide n°10 de l'AICVF, "Guide de conception des installations de climatisation et de conditionnement de l'air industriel", ouvrage coordonné par Roger CASARI.
[7]	A toolkit for secondary hvac system energy calculation ,1993 publié par l'ASHRAE inc .1791 Tullie circle NE, Atlanta, GA 30329
[8]	J.E. BRAUN, S.A. KLEIN, J.W. MITCHELL, "Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling
[9]	Coils", ASHRAE Transactions, Vol. 92, Part 2, p. 164-174, 1989
[10]	F. KREITH, "The CRC Handbook of Thermal Engineering", CRC Press Springer, 3Cooling Towers"
[11]	A.F. Mills, Chapter 4.9, 1999
[12]	LEBRUN ,ASHRAE Handbook 1999, "Cooling Tower", chapter 36