

SOMMAIRE

Chapitre I : Machines frigorifiques à absorption

I.1. Introduction	3
I.2. Historique des machines frigorifique à absorption	4
I.3. Machine de réfrigération à absorption	5
I.4. Principe de fonctionnement	6
I.5. Composantes de base d'une machine à absorption	7
I.6. Amélioration d'une machine à absorption	8
I.6.1. Système à absorption à simple effet	8
I.6.2. Cycles frigorifiques à plusieurs effets	9
I.6.3. Cycle combiné éjecteur-absorption	10
I.7. Fluides de travail	11
I.8. Digramme utile dans les systèmes à absorption	12
I.8.1. Digramme d'Oldham	12
I.8.2. Digramme Merkel	13
I.8.3. Diagramme de réfrigérant	13
I.9. Comparaison entre les couples Eau/LiBr et Eau/ NH ₃	15
I.9.1. Les avantages et les inconvénients de couple H ₂ O/LiBr	15
a. Avantages de cycle (H ₂ O/LiBr)	15
b. Inconvénients de cycle (H ₂ O /LiBr)	16
I.9.2. Les avantages et les inconvénients de couple NH ₃ /H ₂ O	16
a. Les avantages de cycle (NH ₃ /H ₂ O)	16
b. Les inconvénients de cycle (NH ₃ /H ₂ O)	16
I.10. Conclusion	17

Chapitre II : Systèmes de rejet de chaleur

II.1. Introduction	18
II.2. Définition	18
II.3. Les types des échangeurs de chaleur	19
II.3.1. Les échangeurs tubulaires	19
II.3.1.1. Échangeur monotube	19

II.3.1.2.	Échangeur coaxial-----	20
II.3.1.3.	Échangeur multitubulaire -----	20
a.	Échangeur à tubes séparés-----	20
b.	Échangeur à tubes rapprochés -----	20
c.	Échangeur à tubes ailettes : -----	21
II.3.2.	Echangeur à tube et calendrier : -----	21
II.3.2.1.	Echangeur de chaleur à tête flottante -----	21
II.3.2.2.	Echangeur à plaque tubulaires fixes -----	21
II.3.2.3.	Echangeur à tubes en U -----	22
II.3.3.	Echangeur à plaque-----	23
II.3.3.1.	Échangeurs à surface primaire-----	23
II.3.3.2.	Échangeurs à plaques et joints-----	25
II.3.4.	Echangeur à spirales -----	25
II.4.	Classification des échangeurs -----	26
II.4.1.	Classement technologique-----	26
II.4.2.	Classement suivant le mode de transfert de chaleur -----	27
II.4.3.	Classement suivant le procédé de transfert de chaleur-----	27
II.4.4.	Classement fonctionnel -----	27
II.4.5.	Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange-----	27
II.5.	Tours de refroidissement-----	27
II.5.1.	Types de tour de refroidissement-----	28
II.5.1.1.	Les systèmes de refroidissement par voie humide -----	28
II.5.2.	Les systèmes de refroidissement par voie sèche et humide -----	30
II.5.2.1.	Les systèmes de refroidissement utilisant l'air sec -----	31
II.5.2.2.	Classification selon leur mode de tirage (circulation de l'air) -----	32
II.5.3.	Description des composants d'une tour de refroidissement-----	33
II.6.	Conclusion -----	37

Chapitre III : Modélisation et simulation d'une tour de refroidissement

III.1.	Introduction -----	38
III.2.	Présentation de modèle-----	38
III.3.	Hypothèses-----	39
III.4.	Modèle mathématique -----	40

III.4.1. Tour de refroidissement	40
1. Variation de l'humidité absolue	41
2. Variation de la masse de l'eau :	41
3. Variation de la température de l'eau	42
4. Variation de l'enthalpie de l'eau	42
III.4.2. Machine à absorption	44
III.4.3. Propriétés du fluide de travail	45
a) L'eau pure	46
b) La solution (H ₂ O/ LiBr)	48
c) L'air humide	49
III.5. Résultats et discussions	49
a) Validation du maillage	52
b) Validation des résultats	53
c) Résultats obtenus :	54
III.6. Conclusion	59
Conclusion générale	60

Nomenclature

A_T	La surface transversale de la tour	$[m^2]$
a_p	La surface volumique de contact entre l'eau et l'air	$[m^2/m^3]$
COP	Coefficient of performance	
C_p	la capacité calorifique	$[kJ/kg.K].$
d	Le rapport entre les masses molaires de l'eau sur l'air	
h_m	Coefficient de transfert de masse	$[kg/m^2.s].$
h_t	Coefficient de transfert de chaleur	$[kW/m^2.K].$
h_i	L'enthalpie	$[kJ/kg]$
Le	Nombre de lewis	
L_v	La chaleur latente de l'eau	$[kJ/kg].$
Me	Nombre de merkel	
\dot{m}_{as}	Débit d'air	$[kg/s].$
\dot{m}_f	Débit de fluide frigorigère	$[kg/s].$
\dot{m}_ω	Débit d'eau	$[kg/s].$
P_a	La pression atmosphérique	$[kPa].$
Q_t	La quantité de chaleur transférée à l'air	$[kJ/kg].$
T_p	La température de saturation à la pression p	$[^\circ C].$
W_p	Travail de la pompe	$[W].$
ω	L'humidité absolue de l'air	$[kg_w/kg_{as}].$
ω_s	L'humidité absolue de l'air à la saturation	$[kg_w/kg_{as}].$

Liste des Tableaux

Tableau I-01 :	Caractéristiques des deux couples $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ et $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	16
Tableau III-01 :	Les constantes de l'équation III-03	46
Tableau III-02 :	Recherche bibliographique sur le nombre de Merkel pour l'équation III	48
Tableau III-03	Les constantes des équations (III-36) et (III-37)	52
Tableau III-04	Les coefficients A_i , B_i pour l'équation (III-38) et (III-39).	52
Tableau III-05	Les constantes de l'équation de l'enthalpie de solution	53
Tableau III-06	Les paramètres d'entrée des essais de W.M. Simpon et al.	57
Tableau III-07	Comparaisant entre les résultats de W.M. Simpon et al, et la notre	57

Liste des figures

Figure I.01 : Structure d'une machine à absorption.	07
Figure I.02 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) [5].	10
Figure I.03 : Schéma d'une machine à absorption à deux étages [7].	11
Figure I.04 : Cycle combiné éjecteur-absorption proposé par Aphornratana et al [7].	12
Figure I.05 : Diagramme Oldham pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	13
Figure I.06 : Diagramme Merkel pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	14
Figure I.07 : Diagramme de Mollier pour NH_3	15
Figure II.01 : Échangeur monotube en serpentin.	23
Figure II.02 : Échangeur coaxial.	23
Figure II.03 : Échangeur à tube séparé	24
Figure II.04 : Échangeur à tube rapproché	24
Figure II.05 : Échangeur à tube ailette	24
Figure II.06 : Échangeur à tête flottante	25
Figure II.07 : Échangeur à plaque tubulaire fixe	25
Figure II.08 : Échangeur à tube en U.	26
Figure II.09 : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire	27
Figure II.10 : Échangeur à plaque et joint.	28
Figure II.11 : Schéma d'un échangeur à spirale	29
Figure II.12 : Tour de refroidissement	31
Figure II.13 : Tour ouverte	32
Figure II.14 : Tour fermée	33
Figure II.15 : Tour hybride ouverte	33
Figure II.16 : Tour hybride fermée	34
Figure II.17 : Aéroréfrigérant sec	35
Figure II.18 : Tour de refroidissement à tirage naturel	35
Figure II.19 : Tour de refroidissement à tirage induit et forcé	36
Figure II.20 : Tour de refroidissement à contre courant	36
Figure II.21 : Corps d'échange avec canaux verticaux	37
Figure II.22 : Corps d'échange type gouttes	37
Figure II.23 : Exemples de pare-gouttelettes en PVC	38
Figure II.24 : Système de dispersion du fluide à refroidir	38
Figure II.25 : Exemples de bassin de rétention avec point de vidange	39
Figure II.26 : Photos de ventilateurs centrifuge et axial.	39
Figure III-01 : Système de rejet de chaleur pour une machine à absorption.	43
Figure III-02 : Tour de refroidissement à contacte directe.	45
Figure III.03: Structure d'une machine à absorption.	49
Figure III-04 : Activation du calcul itératif et choix de résiduelle.	54
Figure III-05 : Discrétisation de la tour de refroidissement.	55
Figure III-06 : Programme sur Excel.	55
Figure III-07 : Etude des maillages.	56
Figure III-08 : La variation de COP en fonction de la température de l'air sec et de l'eau à l'entrée de la tour de refroidissement.	58
Figure III-09 : La variation de quantité de chaleur rejetée par la tour de refroidissement en fonction de la température d'air.	58

Figure III-10 : Variation de COP en fonction de dimension de la tour de refroidissement.	59
Figure III-11 : La variation de quantité de chaleur rejetée par la tour de refroidissement en fonction de la dimension de la tour.	59
Figure III-12 : La variation de COP en fonction de débit d'eau.	60
Figure III-13 : la quantité de chaleur rejetée en fonction de débit d'eau.	61

Rapport-Gratuit.com

Résumé

L'objectif de ce mémoire consiste à étudier l'influence du rejet de chaleur sur les performances d'une machine frigorifique à absorption. Pour ce faire, une modélisation mathématique d'une machine frigorifique à absorption en combinaison avec une tour de refroidissement humide pour le rejet de chaleur a été effectuée suivie d'une simulation numérique sous environnement Excel. Les résultats obtenus montrent que le COP augmente avec la taille de la tour de refroidissement, de la température de l'air à l'entrée de la tour et du débit d'air. Par ailleurs, une augmentation du COP peut être acquise avec la diminution du débit d'eau et de la température de l'eau à l'entrée de la tour. Toutefois, l'amélioration du COP en augmentant les dimensions de la tour de refroidissement (hauteur et surface transversale de la tour) évolue de façon inverse avec les exigences technologiques qui exigent une compacité des machines à absorption.

Abstract

The purpose of this memoire is to investigate the influence of heat rejection on the performance of an absorption chiller. To do this, a mathematical model of an absorption refrigeration machine in combination with a wet cooling tower for heat rejection was carried out followed by a numerical simulation in Excel environment. The results obtained show that the COP increases with the size of the cooling tower, the air inlet temperature to the tower and the air flowrate. Furthermore, an increase of COP can be achieved with the decrease of water flowrate and water inlet temperature to the tower. However, improvement of COP by increasing the cooling tower dimensions (height and cross-sectional area of the tower) is changing inversely with the technological requirements that require compactness of absorption machines.

ملخص

الهدف من هذه المذكرة هو دراسة تأثير التخلص من الحرارة الزائدة على قدرات آلات التبريد عن طريق الامتصاص. لأجل هذا قمنا بإنجاز نموذج رياضي لآلة تبريد عن طريق الامتصاص مرفقة ببرج تبريد رطب من أجل التخلص من الحرارة الزائدة متبوعة بمحاكاة رقمية للنظام بواسطة برنامج إكسل. بينت النتائج أن معامل أداء الآلة يتزايد مع حجم برج التبريد ودرجة حرارة دخول الهواء ومعدل تدفقه إلى البرج. إضافة إلى ذلك يمكن تحسين معامل أداء الآلة عن طريق خفض معدل تدفق الماء إلى البرج ودرجة حرارته. ومع ذلك، فإن تحسين معامل آلة التبريد عن طريق زيادة أبعاد برج التبريد (طول البرج ومساحة مقطعه العرضي) يتغير عكسيا مع المتطلبات التكنولوجية التي تتطلب تقليص حجم آلات التبريد عن طريق الإمتصاص.

Introduction générale

Les échanges thermiques interviennent dans de nombreux secteurs d'activités humaines. Dans la plupart de ces activités, le transfert de chaleur doit s'effectuer sans altération des milieux intervenant dans le transfert thermique. L'utilisation des équipements spécifiques d'échange est alors nécessaire. Ces équipements sont connus sous la dénomination d'échangeurs de chaleur. Ce sont des systèmes thermodynamiques présents dans toutes les unités industrielles dans lesquelles interviennent les processus d'extraction de chaleur.

L'échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un autre fluide plus froid sans contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tous le refroidissement.

Une tour de refroidissement est un échangeur d'un type particulier qui permet de rejeter de la chaleur à l'air environnant sous forme à la fois de chaleur sensible et de chaleur latente du fait de l'augmentation de son humidité.

Dans un système à absorption, la compression de la vapeur du frigorigène est réalisée par un pompage d'une solution binaire entre l'absorbeur et le générateur, au lieu d'un compresseur mécanique de vapeur. La vapeur générée par l'évaporateur est absorbée par un liquide (absorbant) qui se trouve dans l'absorbeur. Ce que signifie un dégagement d'une quantité énorme de chaleur du côté du condenseur et de l'absorbeur.

Dans cette étude, nous avons essayé de modéliser le transfert de masse et de chaleur à l'intérieur d'une tour de refroidissement afin d'étudier la possibilité d'améliorer les performances d'une installation de climatisation à absorption de simple étage. Pour ce faire, le travail s'articule sur trois chapitres :

Le premier chapitre est consacré à présenter l'état de l'art dans le domaine de la climatisation à absorption ainsi que les différences technologie d'amélioration de leurs cycles.

Le deuxième chapitre est réservé à une description détaillée de différents types de d'échangeurs de chaleur et particulièrement les échangeurs à contact direct dont les tours de refroidissement constituent un exemple typique.

Le troisième chapitre aborde une analyse thermodynamique suivie d'un modèle de calcul d'une machine à absorption à simple effet ainsi qu'un bilan énergétique détaillé d'une tour de

refroidissement. Le couplage de ces deux appareils permet de connaître les paramètres essentiels qui influent sur le rejet de la chaleur et aussi sur les performances de la machine à absorption. On termine ce document par une conclusion générale.

Chapitre I

Machines frigorifiques à absorption

I.1. Introduction

Durant le siècle dernier, la température globale a augmenté d'environ 0.6 K selon le Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat (GIEC). Il est également mis en garde que la température peut encore augmenter de 1.4 à 4.5 K aux horizons 2100. Ayant pris conscience de la gravité de la situation, la communauté internationale a décidé de prendre des initiatives pour arrêter le processus. L'un de ces efforts est le Protocole de Kyoto, un accord international en vertu duquel les pays industrialisés réduiront leurs émissions collectives de gaz à effet de serre de 5,2% par rapport à l'année 1990. Une mesure juridique contraignante en ce qui concerne la réduction du dioxyde de carbone, qui est un sous-produit inévitable des activités industrielles, les industries devraient améliorer les installations et les processus pour atteindre les objectifs.

L'industrie du froid est l'une des filières les plus ciblées par le Protocole de Kyoto. En Europe, l'utilisation de HFC-134a a été interdite pour les unités de conditionnement d'air dans les nouvelles voitures depuis janvier 2009. La réduction de la consommation d'énergie pour la production du froid, cependant, ne peut pas être tributaire de l'amélioration de l'efficacité. La recherche d'autres fluides frigorigènes synthétiques offre une nouvelle opportunité pour la réfrigération solaire.

Par exemple, les pays méditerranéens peuvent économiser 40-50% de leur énergie utilisée pour la climatisation en mettant en œuvre des systèmes solaires de climatisation [1].

Même si 50% du marché actuel des systèmes de climatisation peuvent être remplacés par des systèmes à énergie solaire, une valeur considérable d'énergie électrique peut être sauvegardée et une bonne quantité de carbone peut également être gagnée. Le développement des technologies de réfrigération solaire est devenu le point focal dans le monde entier de préoccupation parce que les pics de besoins en froid coïncident la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire.

La réfrigération solaire est une technologie qui a une grande variété de méthodes de production de basses températures. Cependant, très peu ont démontré une viabilité technique et économique. La production du froid par absorption solaire, a fait l'objet de plusieurs travaux de recherche en comparaison avec les autres systèmes. Il a été estimé que près de 59% des systèmes de refroidissement solaires en Europe sont basés sur la technologie de refroidissement par absorption [1].

Le principal avantage des technologies de réfrigération par absorption solaire est que leur coefficient de performance est supérieur à celui des autres cycles thermiquement motorisés. En outre, l'absence du bruit et de vibrations, la longue durée de vie, l'entretien pas cher, et plus important encore la possibilité d'utiliser tout type de source de chaleur, y compris le rayonnement solaire, la géothermie ou la chaleur résiduelle pour entraîner le système et assurer une réfrigération fiable. Les applications de ces systèmes de réfrigération sont multiples et comprennent la congélation, le froid et la climatisation. Cependant, ces systèmes sont lourds et ont un coût d'investissement initial relativement élevé. En outre, afin de couvrir les capacités de réfrigération de l'ordre de 10-30 kW, la surface de capteur solaire nécessaire sera d'environ 30-100 m². Les systèmes à absorption nécessitent généralement une tour de refroidissement ouverte par voie humide pour transférer la chaleur rejetée à la température ambiante.

I.2. Historique des machines frigorifique à absorption

La première machine frigorifique a été conçue en 1877 par Narine qui a utilisé le mélange eau-acide sulfurique dans une installation de laboratoire fonctionnant en continu. Ceci a marqué le début des recherches dans le domaine de la production du froid, bien que l'utilisation de ce mélange ait cessé à partir de 1920 pour des raisons de corrosion et de toxicité [2].

L'idée de produire du froid à l'aide de systèmes à absorption est née durant les années 1859-1860 grâce à Ferdinand Carré qui a déposé le brevet de la première machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple ammoniac (frigorigène), eau (absorbant). En utilisant la découverte de Joseph Priestley qui avait constaté en 1784 la grande affinité de ces deux fluides l'un pour l'autre. Le brevet de Carré prévoyait deux types de machines pour la production de la glace : une à faible puissance et à fonctionnement intermittent et une autre plus puissante à cycle continu.

A partir de 1880, Linde « *Linde's Ice Machine Company* » a mis au point en Europe la première installation à compression de vapeur au détriment de la machine à absorption qui commença alors à perdre de son importance. Une véritable renaissance a été enregistrée au début des années 20, toujours avec le mélange eau- ammoniac grâce aux améliorations proposées par Altenklich, Merkele, Bosniakovic et Niebergall sur l'aspect pratique et théorique.

Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène, selon une adaptation du cycle de Carré qui est depuis largement utilisée en climatisation. Cependant le marché de systèmes à absorption a connu un repli aux années 50 dû au développement des machines à compression possédant une architecture plus simple et ayant des performances énergétiques meilleures.

Dès 1960 une industrie Japonaise des climatiseurs s'est développée où au début, les machines étaient toutes du type à compression, actionnées par un moteur électrique. Mais les climatiseurs à absorption fonctionnant avec la solution d'eau-bromure de lithium, actionnés par combustion de gaz, se développèrent aussi rapidement pour aboutir à la commercialisation d'un climatiseur à deux étages, de conception Japonaise en 1964.

L'année 1970 a marqué le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption à gaz, dépassant celles des machines à absorption, (Les groupes à absorption GA sont des machines de production d'eau glacée monobloc à refroidissement par air, l'alimentation en énergie étant assurée par la combustion du gaz naturel ou du propane). Actuellement et en raison de la conscience écologique de plus en plus grandissante, l'utilisation de l'énergie renouvelable est devenue un recours plus fréquent et en même temps très attractif, créant un cadre de renaissance et de développement pour les pompes à chaleur, dépassant les défauts techniques qui ont pu stopper l'essor de la première génération vers les années 80. Par conséquent, les machines à absorption s'avèrent être des systèmes assez fiables et économiques tout en n'ayant aucune incidence négative envers l'environnement [2].

I.3. Machine de réfrigération à absorption

La technologie retenue pour la production de froid est basée sur le principe de l'absorption. Ce principe n'est pas nouveau : il a été découvert au XVIII^{ème} siècle et un Français a construit la première machine à absorption vers 1850 [3]. Le grand public connaît d'ailleurs cette technique qui est exploitée depuis longtemps sur le marché des loisirs : réfrigérateurs pour voilier et caravanes, par exemple. Sur le plan industriel, l'absorption a connu un large développement après la seconde Guerre mondiale. Elle est utilisée en particulier aux Etats-Unis et au Japon où le pourcentage atteint 60 % en grand tertiaire. La technologie n'est donc pas récente et elle a fait ses preuves dans bien d'autres pays.

Les couples les plus utilisés sont par ordre d'importance : $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à 0°C , il y a un risque d'obstruction des circuits de la machine par cristallisation du sorbant [3].

Vu l'importance de la gamme de température à couvrir (-10 °C à -30 °C), le premier couple est le plus important, mais les pressions résultantes sont élevées (10 à 20 bar). Tandis que pour le deuxième et le troisième couple, la température se situe vers $+5\text{ °C}$, donc l'utilisation des machines correspondantes est limitée dans les applications de conditionnement d'air.

Généralement, le rendement dans le cas d'une machine à absorption est plus faible que celui des machines à compression mécanique. En effet, dans le cas d'une machine à compression, le coefficient de performance thermique d'une telle machine peut atteindre la valeur de 3, voire plus. Tandis que, dans le cas d'une machine à absorption, ce coefficient tourne autour de 0.7, pour les installations à simple effet jusqu'à 1.4 pour les installations à double effet. Le fait que les machines à absorption fonctionnent à l'aide d'un apport de chaleur, elles deviennent plus compétitives dans certaines applications. Actuellement, elles font l'objet de recherches soit dans le but d'améliorer le rendement soit dans le but de les adapter à de nouvelles sources d'énergie à basses températures [3].

I.4. Principe de fonctionnement

Une installation à absorption liquide comporte les différents éléments représentés sur la figure I.01 et pour expliquer leurs fonctionnements, nous prendrons l'exemple d'une machine à absorption fonctionnant avec le couple ammoniac /eau [4]

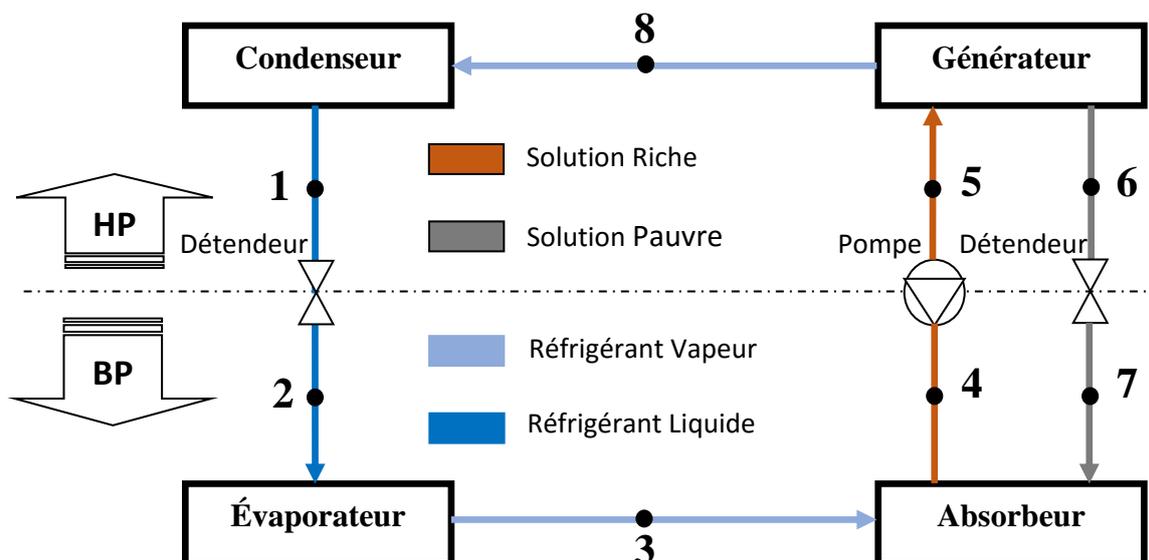


Figure I.01 : Structure d'une machine à absorption

La machine à absorption est constituée d'un évaporateur, un condenseur, un absorbeur, un générateur et une pompe de solution. Dans un système à compression, le froid est produit dans

l'évaporateur où le fluide frigorigène s'évapore et la chaleur est rejetée dans le condenseur où le frigorigène se condense.

L'énergie qui permet d'élever la température et la pression du fluide frigorigène est fournie par l'énergie mécanique produite par le compresseur.

Dans un système à absorption, la compression de la vapeur du frigorigène est réalisée par l'absorbeur en combinaison avec une pompe de solution et le générateur, au lieu d'un compresseur mécanique de vapeur. La vapeur générée par l'évaporateur est absorbée dans un liquide (l'absorbant) qui se trouve dans l'absorbeur. L'absorbant qui a absorbé la vapeur du frigorigène est pompé vers le générateur où le réfrigérant est relâché sous forme de vapeur qui est dégagée à son tour puis condensée dans le condenseur. L'absorbant concentré ou régénéré est alors reconduit jusqu'à l'absorbeur pour absorber de nouveau la vapeur du frigorigène. La vapeur est fournie au générateur à haute température et rejetée de l'absorbeur à basse température.

I.5. Composantes de base d'une machine à absorption

- **Le bouilleur ou désorbeur** : la solution riche en frigorigène x_{ab} (le titre du frigorigène dans l'absorbeur en %) (Au point 5) y reçoit la quantité de chaleur Q_g (énergie thermique générateur) à une température T_g ce qui provoque la vaporisation d'une partie du frigorigène dissout dans la solution, on parle alors de désorption. En sortie de désorbeur, on obtient donc de la vapeur de frigorigène (au point 8) et une solution appauvrie x_{ge} en frigorigène (au point 6). Cet organe effectue donc une séparation. En général, la vapeur d'ammoniac passe dans un rectificateur où elle se débarrasse de la vapeur d'eau entraînée [4].
- **Le condenseur** : la vapeur d'ammoniac chaude arrive dans le condenseur, où elle dégage de la chaleur et revient à l'état liquide. Ce composant est analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température T_0 du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation et donc la pression dans l'ensemble désorbeur /condenseur. La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_c à la température T_c [4].
- **L'évaporateur** : à la sortie du condenseur (au point 1), le liquide subit un laminage à travers le détendeur (au point 2), puis s'évapore en prenant la chaleur Q_e au fluide ou à l'enceinte à refroidir. En effet, l'ammoniac liquide arrive dans l'évaporateur, où il absorbe de la chaleur environnante en produisant du froid et retrouve sa forme gazeuse avant de retourner à l'absorbeur. La température d'évaporation et par suite la pression

dans l'ensemble évaporateur/absorbeur est fixée par la température de la source froide T_e [4].

- **L'absorbeur** : La vapeur issue de l'évaporateur (au point 3) est admise dans un absorbeur contenant une solution dite "pauvre", provenant du désorbeur (au point 7). Elle se dissout dans cette solution, provoquant l'enrichissement de la solution. On parle alors d'absorption. Cette absorption s'accompagne d'une production de chaleur qui doit être éliminée. La chaleur Q_a dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur à la température T_a (dans la plupart des cas $T_a = T_c$). En sortie d'absorbeur (au point 4), on obtient ainsi une solution enrichie en frigorigène. Ce composant effectue donc une opération de mélangeage [4].

Le mélange ammoniac-eau est de nouveau pompé de l'absorbeur dans le générateur, et le circuit recommence. La différence de pression entre l'ensemble absorbeur/évaporateur (B.P) et désorbeur/condenseur (H.P) nécessite en outre :

- ✓ La présence d'une pompe sur le circuit de la solution riche (en frigorigène),
- ✓ La présence d'un détendeur sur le circuit de la solution pauvre (en frigorigène).

Notons que le travail effectué par la pompe est nettement inférieur à celui d'un compresseur. En effet, dans les deux cas, il s'agit de faire passer la pression d'un fluide de P_e à P_c .

I.6. Amélioration d'une machine à absorption

I.6.1. Système à absorption à simple effet

La Figure II.02 montre le cycle frigorifique à absorption appelé aussi frigo-pompe avec ses différentes parties comme le condenseur et l'absorbeur qui rejettent de la chaleur inutile dans l'environnement, le désorbeur (générateur) qui prélève une quantité de chaleur d'une source à plus haute température et l'évaporateur qui pompe de la chaleur dans l'enceinte à refroidir, produisant ainsi une froideur utile. Ce cas correspond à la production du froid pour des usages divers comme la climatisation des bâtiments, la production de la glace, la conservation des aliments et leurs congélations rapides, etc.

Le système à absorption à simple effet est le plus utilisé à cause de sa simplicité, la figure I.02 montre le schéma du principe d'une machine fonctionnant avec le couple $H_2O/LiBr$. Dans le cas où on utilise un absorbant volatil comme NH_3 dans le couple NH_3/H_2O , l'installation aurait besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le réfrigérant avant de l'introduire dans le condenseur [5].

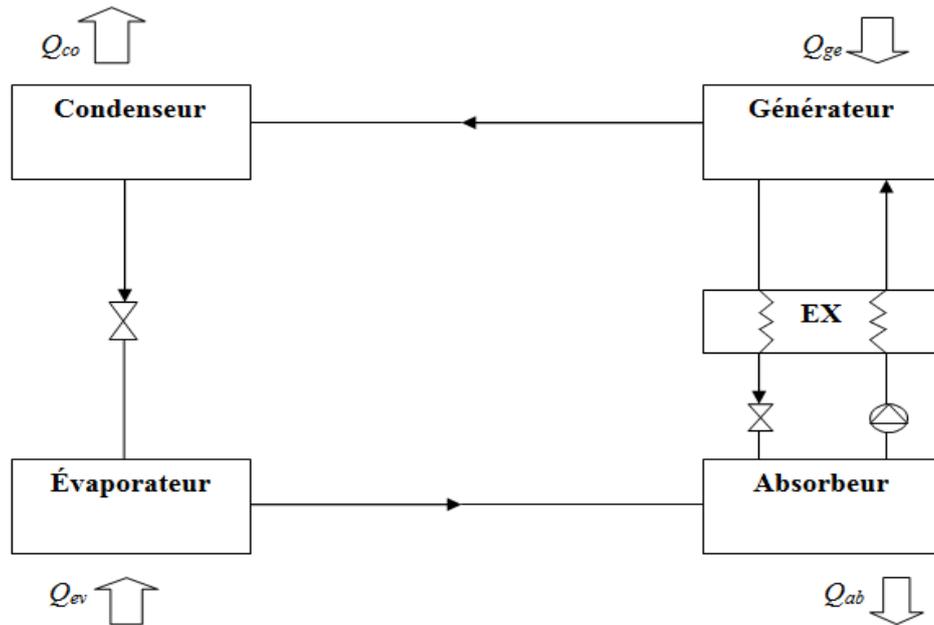


Figure I.01 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) [5]

En général, un échangeur thermique est utilisé entre le générateur et l'absorbeur qui préchauffe la solution riche en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre d'où le nom « échangeur de solution » son intérêt est d'augmenter le COP. Des études expérimentales ont montré qu'un échangeur de solution devrait faire partie de toute installation puisqu'il permet d'augmenter le COP d'environ 60 % [5].

I.6.2. Cycles frigorifiques à plusieurs effets

L'objectif du cycle frigorifique à plusieurs effets est d'augmenter la performance du système à absorption, ou accroître leur domaine d'utilisation possible, en faisant usage de systèmes à étages, ou effets multiples. Les variantes possibles sont nombreuses surtout si l'intérêt porte sur la production simultanée de froid et de la chaleur (thermo frigo pompes à titre d'exemple). Le cycle frigorifique à absorption à double effet a été introduit durant la période allant de 1956 à 1958 [6]. La figure I.03 montre un tel cycle utilisant le système LiBr/eau, où la vapeur du réfrigérant générée par le générateur à premier effet est condensée à haute pression dans le générateur à second effet. Cependant la chaleur rejetée est utilisée pour produire une vapeur supplémentaire du réfrigérant à partir de la solution provenant du générateur à premier effet. (La chaleur issue de la condensation de la vapeur du réfrigérant est utilisée dans le générateur II).

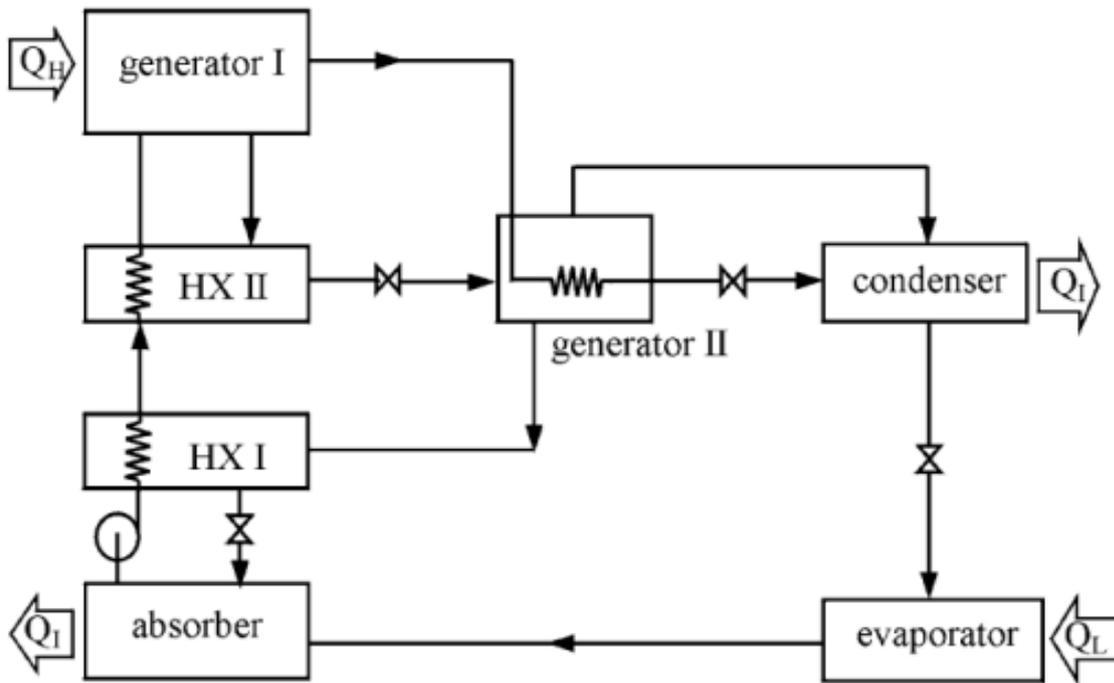


Figure I.02 : Schéma d'une machine à absorption à deux étages [7]

Le générateur à haute pression est chauffé par une source de chaleur extérieure, les vapeurs frigorigènes produites sont ensuite utilisées comme source d'énergie à la générateur basse pression ce qui permet la séparation d'avantage du frigorigène. Ce cycle fonctionne à trois niveaux de pression. La pression dans le 1er générateur peut être très importante ce qui nécessite des températures élevées pour permettre la séparation et, en plus, il y a risque de dépassement de la plage de solubilité du mélange utilisé donc il faut choisir correctement le fluide de travail. Ce problème ne se pose pas dans le cas du bromure de lithium [7]

Si toute la vapeur du réfrigérant provenant du premier générateur se condense dans le second générateur, le COP du système devrait être deux fois celui du système à simple effet correspondant. Le COP_{th} compris entre 1 et 1,2 avec des températures de génération demandées de l'ordre de $130^{\circ}C$ à $160^{\circ}C$, c'est-à-dire nécessitant des capteurs à concentration suivant le rayonnement solaire [6].

L'utilisation de ces machines double effet avec l'énergie solaire reste une application possible et intéressante en termes d'efficacité [6].

I.6.3. Cycle combiné éjecteur-absorption

Une autre approche a été proposée par Aphornratana et Eames comme le montre la figure I.04[11]. Un éjecteur a été placé entre le générateur et le condenseur d'un système à simple effet à absorption. Le couple LiBr/eau a été utilisé comme fluide de travail. L'éjecteur utilise

la vapeur d'eau à haute pression issue du générateur comme fluide moteur. Donc ce dernier opère à une pression plus haute que celle du condenseur.

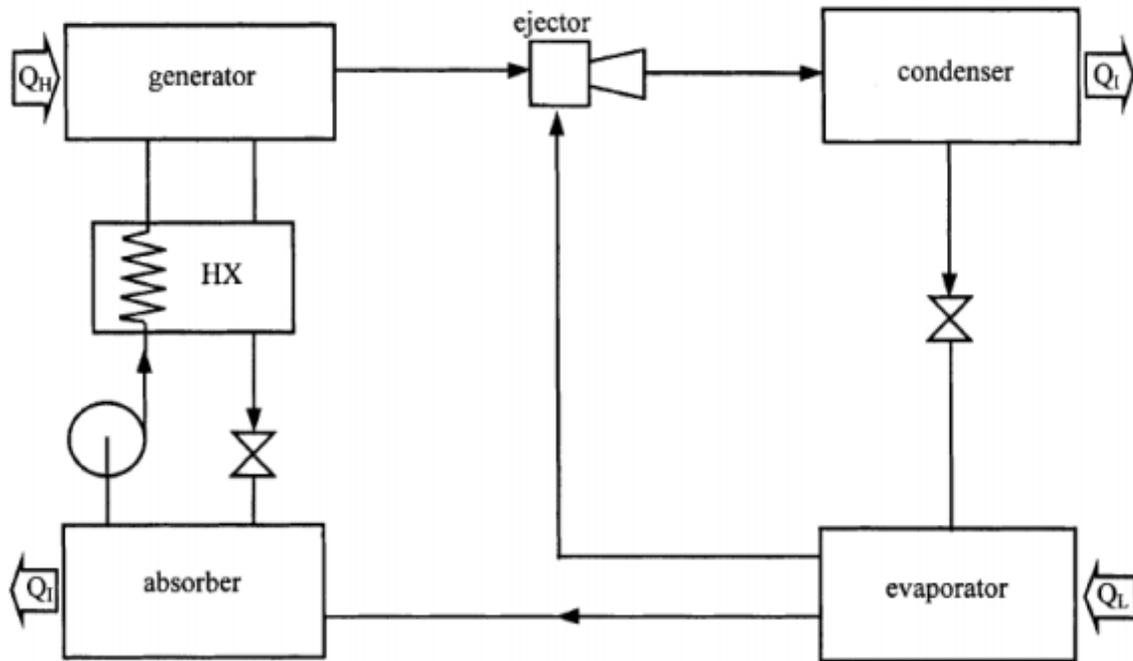


Figure I.03 : Cycle combiné éjecteur-absorption proposé par Aphornratana et al [7]

Cela permet l'augmentation de la température de la solution sans avoir le problème de la cristallisation. Si la température et la pression sont simultanément augmentées, la concentration de la solution est maintenue constante et seulement l'énergie fournie au générateur sera légèrement augmentée.

I.7. Fluides de travail

Les deux substances fluide frigorigène- agent absorbant qui forment le couple binaire, ou la solution dans les cycles frigorifiques à absorption, doivent avoir les caractéristiques suivantes :

- ✓ Absence de phase solide ;
- ✓ L'agent absorbant doit avoir une grande affinité pour le fluide frigorigène ;
- ✓ Le fluide frigorigène doit être plus volatile que l'agent absorbant ;
- ✓ La pression de travail doit être modérée ;
- ✓ Une bonne stabilité chimique ;
- ✓ L'absence de corrosion ;
- ✓ Une sécurité, non toxique, non inflammable ;
- ✓ Une faible viscosité, et, une conductivité thermique élevée ;
- ✓ Une grande chaleur latente du fluide frigorigène est désirable.

Les couples ammoniac-eau et eau-bromure de lithium sont les couples qui remplissent le plus de critères. Plusieurs fluides de travail ont été suggérés dans la littérature, une investigation établie par Marcriss et al, sur les fluides a montré environ 40 réfrigérants et 200 absorbants potentiels, bien que les couples classique NH_3/eau et eau/LiBr restent les fluides les plus utilisés dont les propriétés sont identifiées, malgré qu'ils présentent certains désavantages. Cependant la recherche de nouveaux fluides alternatifs et adéquats fait toujours l'objet de plusieurs travaux de recherches, comme illustré par le tableau 1.1 où quelques travaux de recherches sur les fluides de travail d'un système à absorption tirés de la littérature, sont présentés [8].

I.8. Digramme utile dans les systèmes à absorption

I.8.1. Digramme d'Oldham

C'est le diagramme le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption, (Figure I.05). L'axe des abscisses est gradué en $(1/T)$ et l'axe des ordonnées en $(\text{Log } P)$.

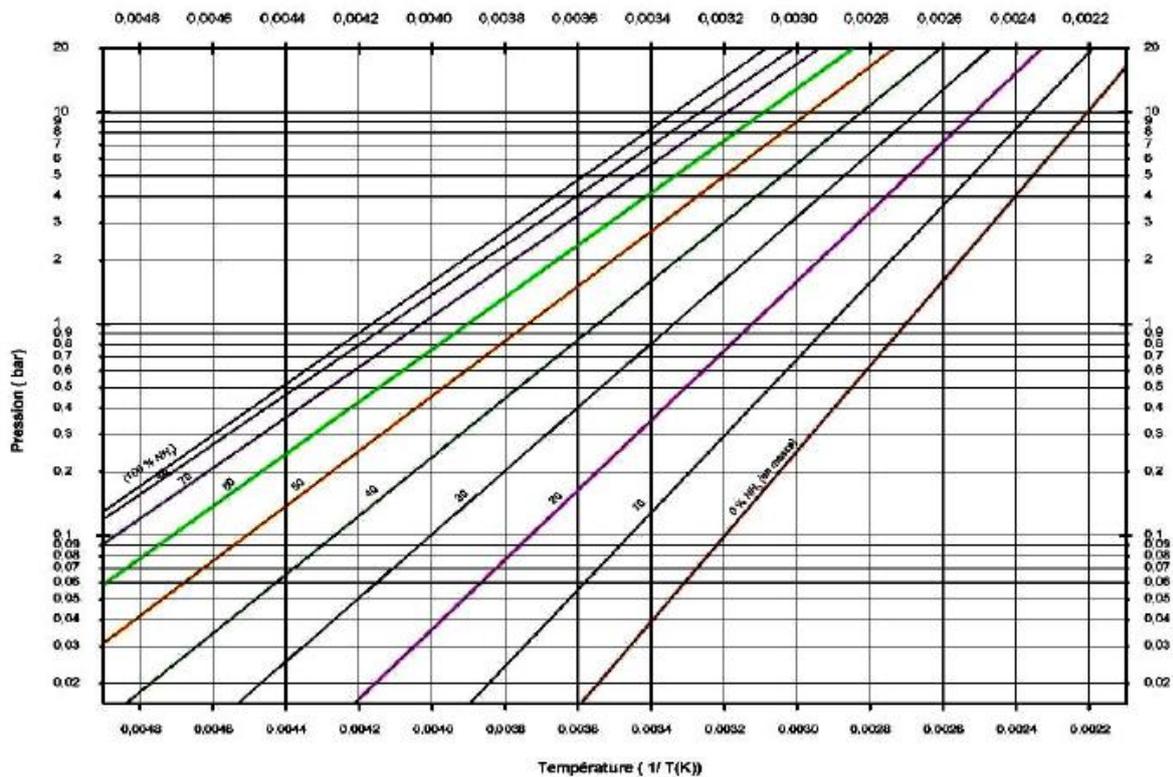


Figure I.04 : Diagramme Oldham pour $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Dans ce système de coordonnées, les courbes traduisant l'équilibre du système binaire dans la phase vapeur aussi bien que dans la phase liquide sont, à très peu de chose près, des droites.

La droite de teneur (100 %) correspond à l'équilibre liquide-vapeur de l'ammoniac pur. La droite de teneur (0 %) correspond à l'équilibre liquide-vapeur de l'eau pure

I.8.2. Digramme Merkel

Le diagramme de Merkel permet une étude complète de la machine à absorption, car il fournit les bilans thermiques des différents appareils du circuit par lecture directe des différences d'enthalpie. L'axe des abscisses est gradué en concentrations de la phase liquide et l'axe des ordonnées en enthalpies (Figure I.06).

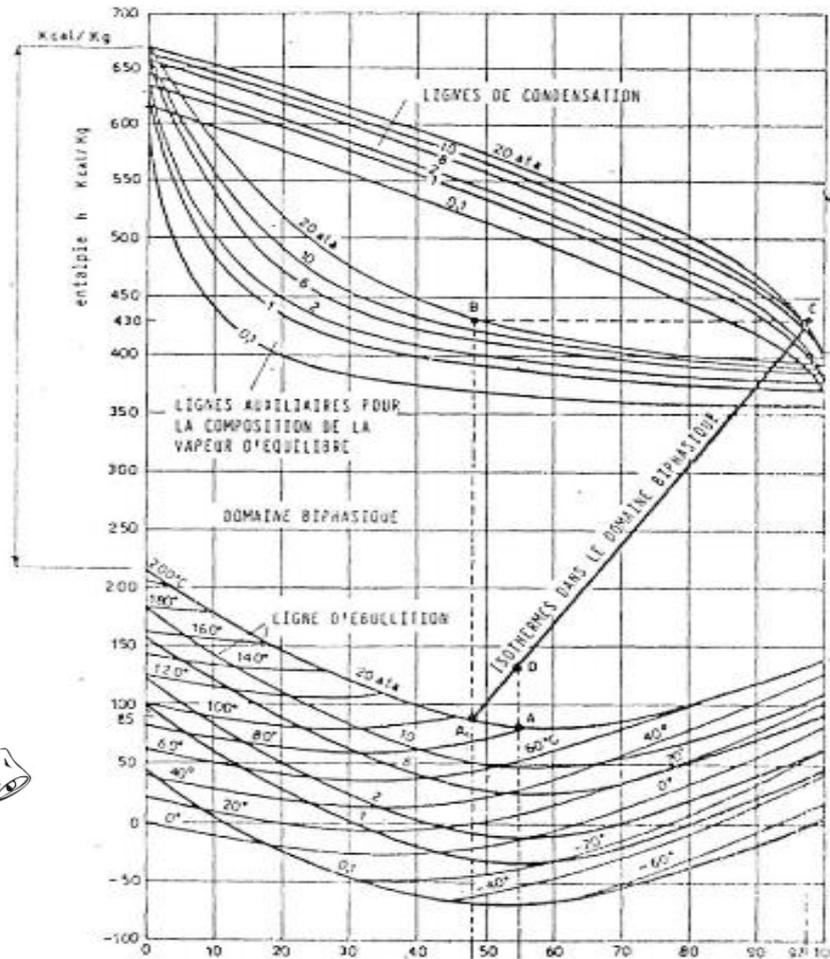


Figure I.05 : Digramme Merkel pour NH₃/H₂O

Il comporte, à la partie inférieure, des réseaux d'isothermes et d'isobares, de même que des courbes d'égale concentration de la phase vapeur en équilibre avec la phase liquide ; A la partie supérieure, des courbes de référence permettent, en partant d'un point d'équilibre déterminé dans la partie inférieure, de définir les caractéristiques de la phase vapeur.

I.8.3. Diagramme de réfrigérant

Le diagramme de Mollier (Physicien allemand) ou enthalpique permet de comprendre le cycle frigorifique en suivant l'évolution du fluide au cours de chaque transformation, on part d'un état initial d'un fluide à un état final en déterminant les différentes enthalpies.

Pour un fluide frigorigène dans un système frigorifique, le diagramme enthalpique permet de suivre l'évolution de :

- ❖ La pression.
- ❖ La température.
- ❖ L'enthalpie
- ❖ L'entropie
- ❖ Le volume massique.
- ❖ Du mélange liquide-vapeur

Il existe un diagramme enthalpique pour chaque fluide frigorigène (R22, R134a...). Sur le diagramme enthalpique, il est possible de suivre les différents changements d'état du fluide.

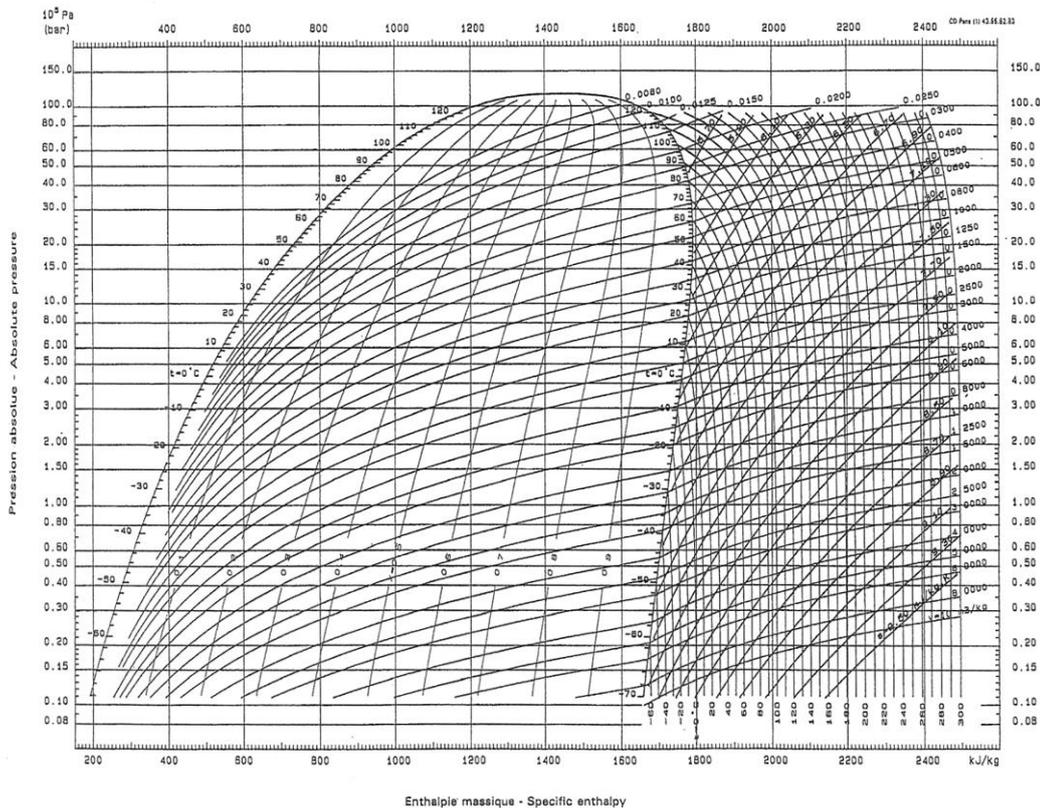


Figure I.06 : Diagramme de Mollier pour NH3

En abscisse, on trouve l'échelle des enthalpies. En ordonnée, on trouve l'échelle des pressions. Les courbes de saturation se rejoignent à un point, point critique, et divisent le diagramme en trois parties :

- ❖ Zone de liquide sous-refroidi ;
- ❖ Zone de mélange liquide + vapeur ;

❖ Zone de vapeur surchauffée.

Ces trois zones correspondent aux différents états du fluide frigorigène dans un système frigorifique. Au-dessus du point critique un changement d'état n'est plus possible.

I.9. Comparaison entre les couples Eau/LiBr et Eau/ NH₃

Durant toute l'histoire de l'absorption plusieurs couples ont été mis à l'épreuve. Une étude faite par Marcriss [12] montre qu'il y a plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés sont : (NH₃/ H₂O) et (H₂O/ LiBr).

Le tableau ci-dessous montre quelque caractéristique des deux couples H₂O/LiBr et NH₃/H₂O.

Tableau I.01 : Caractéristiques des deux couples H₂O/LiBr et NH₃/H₂O

Couple	H ₂ O/LiBr	NH ₃ /H ₂ O
Pression	Inferieur a la pression atmosphérique 5 °C. 8.7 mbar 45 °C. 96 mbar	-30°C, 1.2 bar -5°C, 3.5 bar 45°C, 17.8 bar
Température/Application	Température d'évaporation > 0°C Climatisation exclusivement	Froid industriel et climatisation
Double effet	Oui	Oui
Matériaux/corrosion	Inhibiteur anti corrosion nécessaire	Cuivre interdit
Dispositif anti cristallisation	Oui	non
Chaleur latente de vaporisation kJ/kg	H ₂ O 5°C : 2490 kJ/kg 45°C : 2394 kJ/kg	NH ₃ -30°C : 1357 kJ/kg 5°C : 1243 kJ/kg 45°C : 1080 kJ/kg

I.9.1. Les avantages et les inconvénients de couple H₂O/LiBr

a. Avantages de cycle (H₂O/LiBr)

- Elle entraîne des coefficients de performance élevés aux températures de fonctionnement du système solaire.

- Elles nécessitent des pressions de fonctionnement plus basses, ainsi qu'une puissance de pompage plus faible.
- On peut l'utiliser sans restriction dans les bâtiments commerciaux et résidentiels.
- Il n'est pas prévu une colonne de rectification (séparateur) puisque l'eau est le fluide frigorigène.

b. Inconvénients de cycle (H₂O /LiBr)

- Le point triple de l'eau étant à 0°C, les machines (H₂O /LiBr) ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour la climatisation.
- Lorsque la température augmente, la solubilité du sel (LiBr) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation. De telles conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation.
- La température de désorption est assez élevée pour cela on a besoin des capteurs solaires de type sous vide qui coutent très cher.

I.9.2. Les avantages et les inconvénients de couple NH₃/H₂O

a. Les avantages de cycle (NH₃/H₂O)

- Les machines (NH₃/H₂O) peuvent d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement pour réfrigération et la climatisation.
- La puissance frigorifique produite au niveau d'évaporateur est très importante.
- L'utilisation de ce type de machine est multiple dans la climatisation des locaux, la réfrigération industrielle.

b. Les inconvénients de cycle (NH₃/H₂O)

- La vapeur issue du désorbeur contient un reliquat d'eau (=quelque%) et nécessite donc la présence d'un organe supplémentaire appelée rectifieur, chargé d'éliminer l'eau de cette vapeur avant son introduction dans le condenseur.
- Le prix de cette installation coute très cher puisque on ajoute un rectifieur et un déflegmateur quelque fois.

- L'ammoniac, constitué le fluide frigorigène, les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans les machines à compression (jusqu' à - 40 °C environ). Actuellement plusieurs installations fonctionnent à - 20 °C [10].

I.10. Conclusion

Dans ce chapitre la technologie de la machine frigorifique à absorption et ses différents types utilisés a été exposée. Les couples binaires (frigorigène/sorbant) utilisés dans le cadre de la réfrigération par absorption ont été également exposés avec leurs caractéristiques physiques, ainsi que leurs avantages et inconvénients.

L'emploi d'une machine à absorption requiert la présence simultanée sur le site d'un effluent chaud (à une température minimum de 90 °C) d'une part, et d'autre part d'un besoin en froid positif ou négatif.

Les performances de la machine sont caractérisées par le COP : ratio entre la puissance frigorifique délivrée à l'évaporateur et la puissance fournie au bouilleur. Celui-ci varie selon le type de fluide employé et les conditions d'utilisation (notamment la température de l'eau froide souhaitée). Les systèmes commercialisés ont généralement un COP variant entre 0,2 et 0,7 pour des machines à simple effet.

Rapport-Gratuit.com

Chapitre II

Systemes de rejet de chaleur

II.1. Introduction

Les machines et les processus industriels, ainsi que les dispositifs consacrés au confort et au bien-être, génèrent d'énormes quantités de chaleur qui doivent être dissipées en continu pour que ces machines et processus continuent à fonctionner efficacement. Bien que cette chaleur est généralement transférée à un endroit frais, le volume d'eau qui coule, le rejet final est toujours dirigé vers l'atmosphère par le biais d'une certaine forme d'échangeur de chaleur.

Une tour de refroidissement est un dispositif utilisé pour réduire la température de l'eau. L'eau est ensuite recyclée dans les nombreux processus et les industries qui l'utilisent. Certaines industries utilisent l'eau pour contrôler la température (chaleur sensible), d'un processus, comme un radiateur de voiture. L'industrie de chauffage et de climatisation utilise l'eau pour condenser le fluide frigorigène (chaleur latente).

Les tours de refroidissement sont conçues et fabriquées en plusieurs types, avec de nombreuses tailles disponibles dans chaque type. Chaque type est approprié à une application donnée et ce selon la charge thermique à évacuer.

II.2. Définition

Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et, sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent.

Dans de nombreux cas, les fluides restent monophasiques, qu'ils soient gazeux ou liquides. Il existe toutefois trois grandes catégories d'échangeurs dans lesquelles surviennent des changements de phase : les **vaporiseurs** ou **évaporateurs** où l'on vaporise un liquide, les **condenseurs** où une vapeur est liquéfiée, et les **vapocondenseurs** dans lesquels les deux fluides changent de phase.

Un échangeur de chaleur a, comme son nom l'indique, pour fonction de transférer de la chaleur d'un milieu fluide vers un autre. Ce sont des éléments couramment rencontrés autour de nous dans le bâtiment (radiateur) mais aussi dans un grand nombre d'applications industrielles. Chaque fois que l'on veut évacuer de la chaleur pour diminuer le risque (radiateur automobile, composants électroniques, centrales nucléaire) ou récupérer de la chaleur pour l'utiliser (radiateur...) il est fait appel à un échangeur de chaleur.

Généralement pour assurer efficacement cet échange de chaleur au moins un des fluides est mis en mouvement (pompe, ventilateur). Pour augmenter cet échange, et donc le transfert d'énergie, il peut être fait appel au changement de phase (condenseurs, évaporateurs, bouilleurs...) système utilisé couramment dans les machines thermiques ou les caloducs ; nous ne traiterons pas ici cet aspect.

II.3. Les types des échangeurs de chaleur

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

II.3.1. Les échangeurs tubulaires

Ces échangeurs sont utilisés depuis de nombreuses années dans les sous-stations de chauffage urbain (eau surchauffée ou vapeur), pour la production d'eau chaude sanitaire et pour de nombreuses applications industrielles nécessitant des pressions élevées ; ils sont toutefois de plus en plus concurrencés par les échangeurs à plaques décrits dans le paragraphe suivant.

Les échangeurs de chaleur tubulaires sont constitués soit d'un tube unique (serpentin), soit d'un faisceau de tubes branchés en parallèle enfermés dans une enveloppe appelée calandre (coque). Les tubes sont en général métalliques (acier, cuivre, inox, etc.) et le fluide chaud ou agressif passe en général dans les tubes afin de minimiser les pertes de chaleur.

II.3.1.1. Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir, généralement le tube est sous la forme d'un serpentin comme montré à la figure II.01 [13].

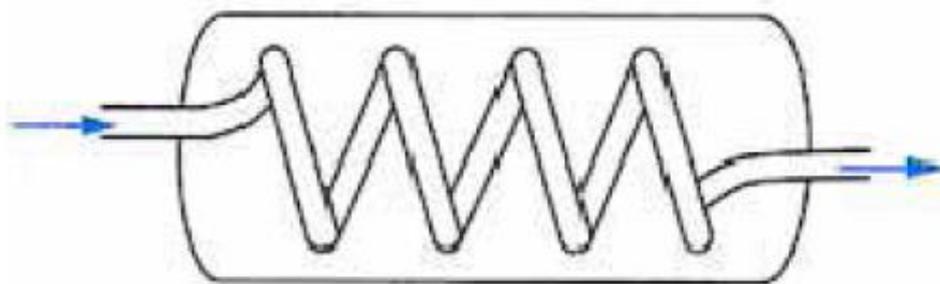


Figure II.01 : Échangeur monotube en serpentin

II.3.1.2. Échangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide froid s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure II.02.

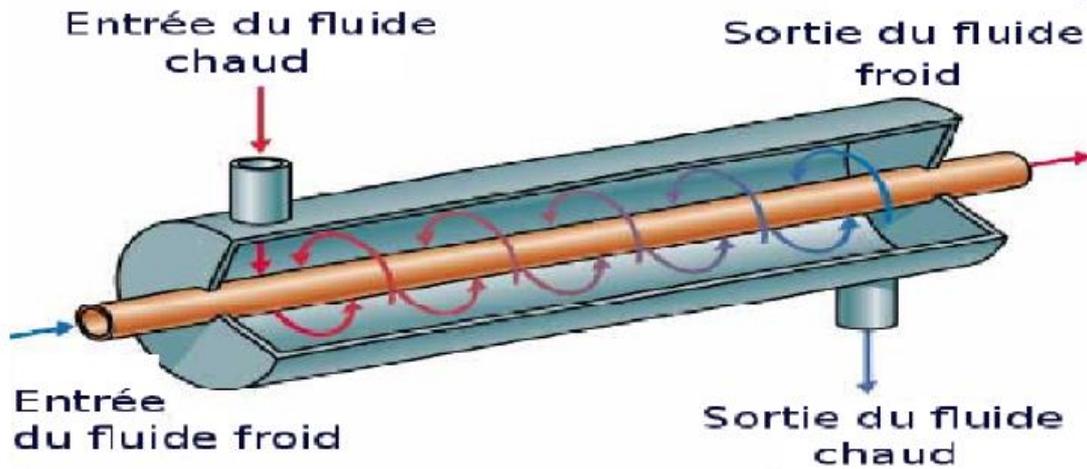


Figure II.02 : Échangeur coaxial

II.3.1.3. Échangeur multitubulaire

Cet échangeur existe sous les formes suivantes :

a. Échangeur à tubes séparés

À l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé [13].

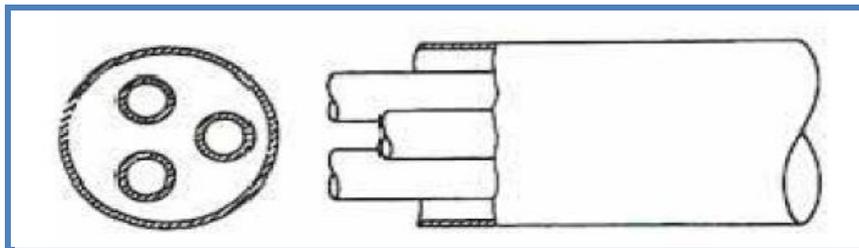


Figure II.03 : Échangeur à tubes séparés

b. Échangeur à tubes rapprochés

Pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans.

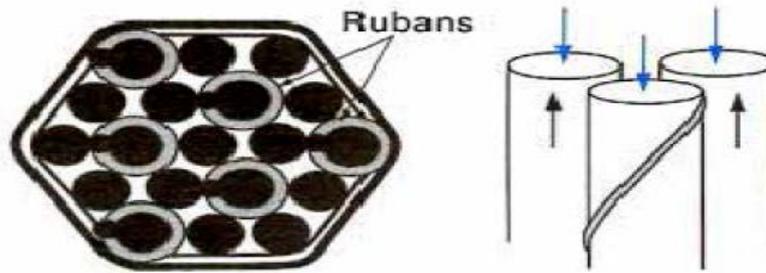


Figure II.04 : Échangeur à tubes rapprochés

c. Échangeur à tubes ailettes :

Ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique, différents types d'ailettes sont toutefois présentés si contre.

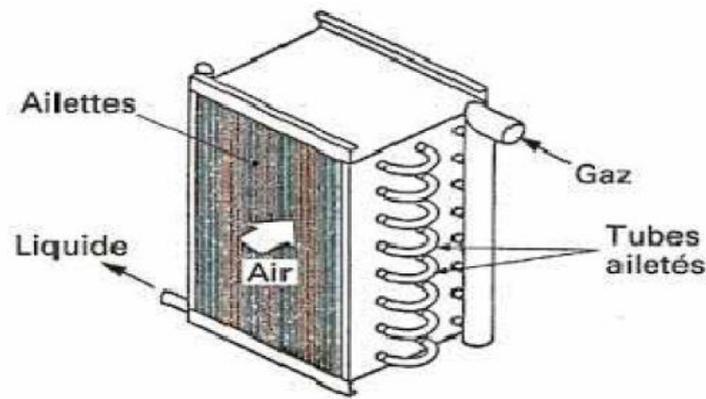


Figure II.05 Échangeur à tubes ailette

II.3.2. Echangeur à tube et calandre :

II.3.2.1. Echangeur de chaleur à tête flottante

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre.

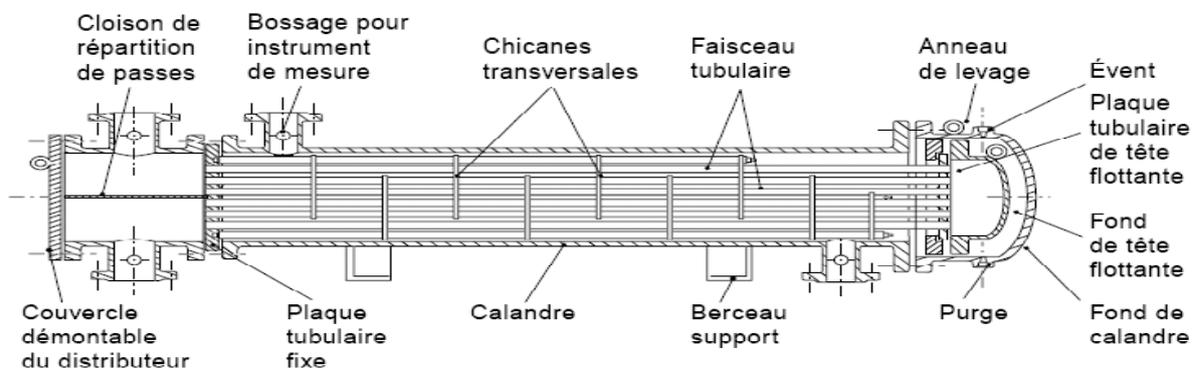


Figure II.06 : Échangeur à tête flottante

II.3.2.2. Echangeur à plaques tubulaires fixes

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre.

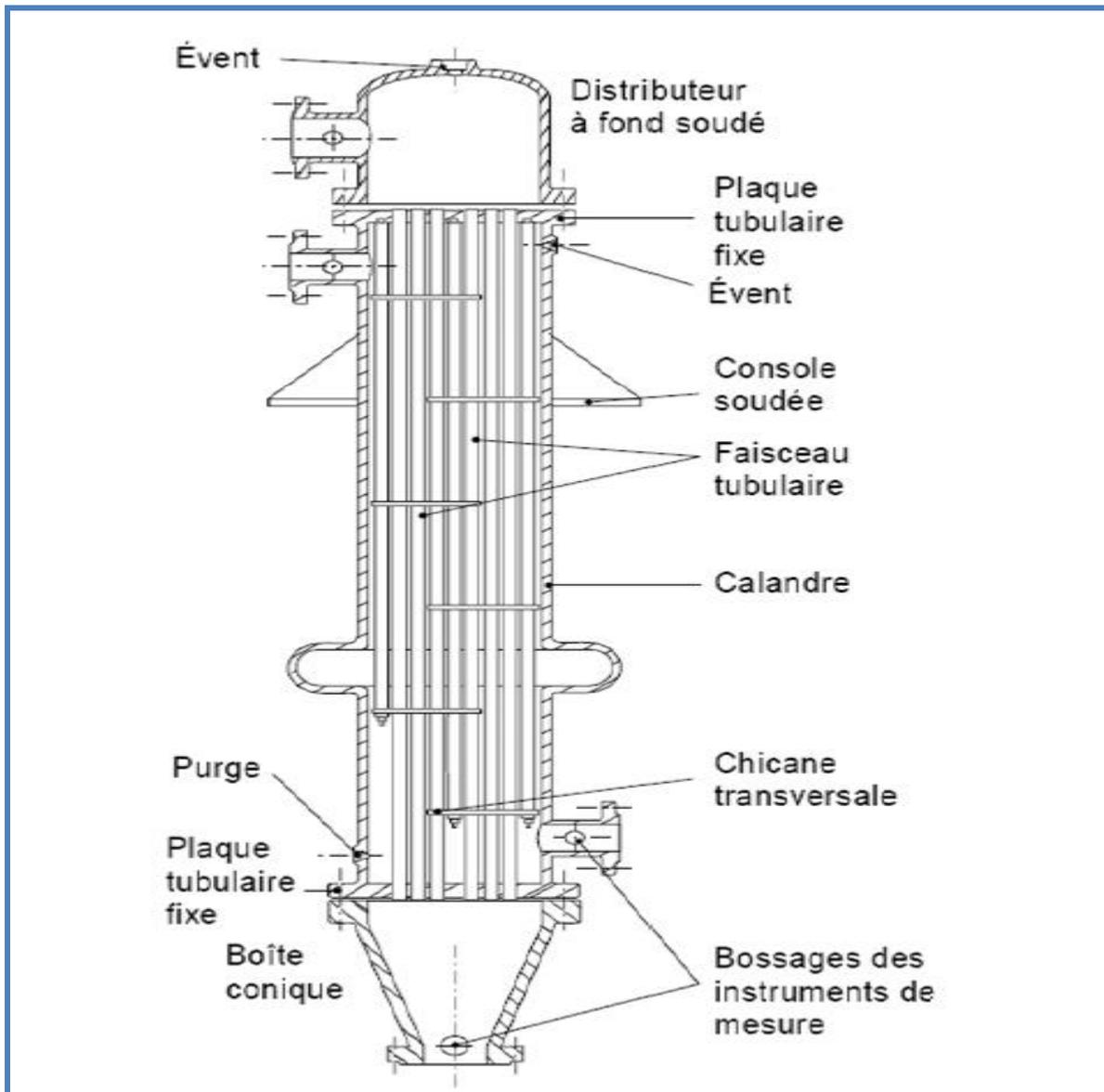


Figure II.07 : Échangeur à plaque tubulaire fixe

II.3.2.3. Echangeur à tubes en U

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet de la dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique.

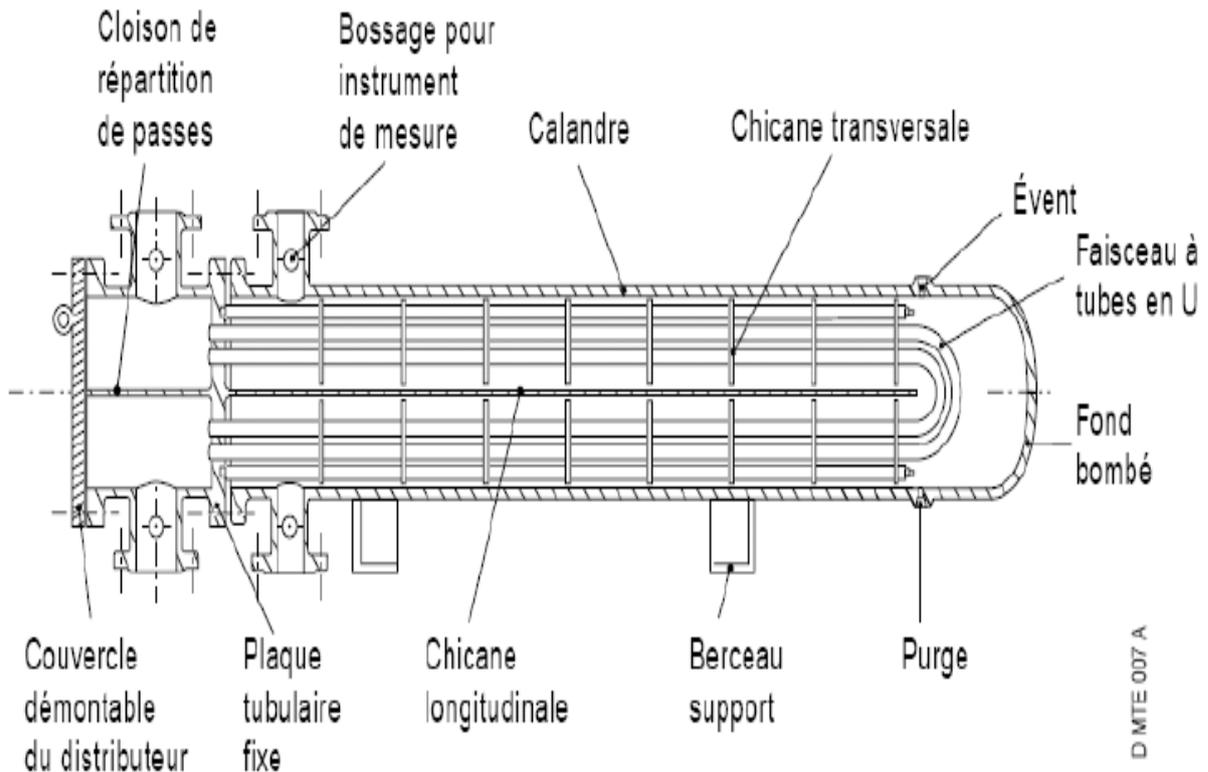


Figure II.08 : Échangeur à tubes en U

➤ **Avantages**

- ❖ Résiste aux fortes pressions.
- ❖ Libre dilatation des tubes et du corps.
- ❖ Toutes puissances.

➤ **Inconvénients**

- ❖ Encombrement
- ❖ Prix de revient élevé
- ❖ Débouchage difficile.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

II.3.3. Echangeur à plaque

II.3.3.1. Échangeurs à surface primaire

Les échangeurs à surface primaire sont constitués de plaques nervurées ou picotées. Le dessin du profil de plaques peut être assez varié mais il a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact [14].

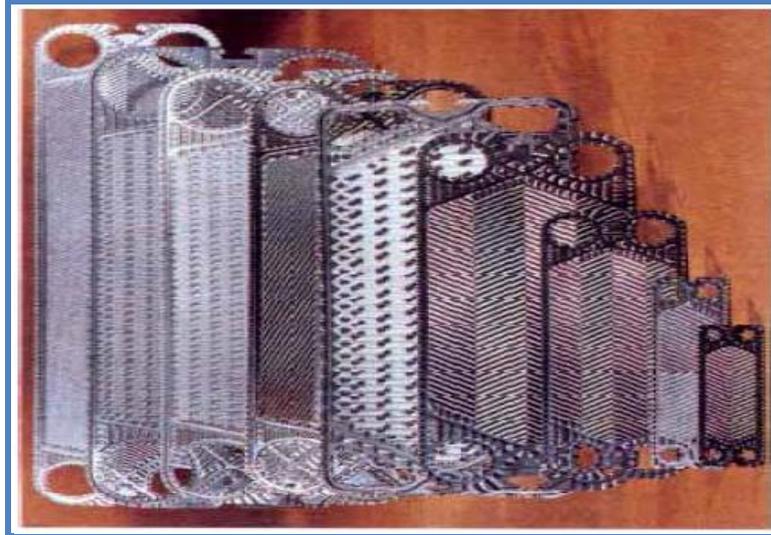


Figure II.09 : Différentes géométries de plaques d'échangeurs à surface primaire

L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie. Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de millefeuilles et séparées les unes des autres d'un petit espace (quelques millimètres) où circulent les fluides. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de la structure d'éviter les fuites.

Les plaques ne sont pas plates, mais possèdent une surface ondulée selon un schéma bien précis afin de créer un flux turbulent synonyme d'un meilleur transfert de chaleur, mais permet également de canaliser les fluides se déplaçant à la surface vers les coins de la plaque. Le fluide se déplace, par exemple, du coin inférieur gauche vers le coin supérieur droit de la plaque, où un orifice lié à un tuyau lui permet de passer de l'autre côté de la plaque et de sauter une couche du millefeuille (un espace entre 2 plaques) avant de s'écouler à nouveau le long de la plaque suivante. Ainsi chaque fluide ne circule parallèlement à une plaque que tous les 2 espaces.

L'avantage de ce type d'échangeur est sa simplicité qui en fait un échangeur peu coûteux et facilement adaptable par ajout/retrait de plaques afin d'augmenter/réduire la surface d'échange en fonction des besoins (Attention : la surface ne peut être augmentée de manière infinie à cause de la perte de charge). La surface en contact avec l'extérieur est réduite au minimum, ce qui permet de limiter les pertes thermiques et l'étroitesse de l'espace où circulent les fluides ainsi que le profil des plaques assurent un flux turbulent qui permet un excellent transfert de chaleur.

Toutefois ces derniers paramètres entraînent une importante perte de charge qui limite le nombre de passage des fluides entre les plaques. Cette perte de charge ne peut être compensée

par une pression d'entrée des fluides élevée (<2.5 MPa) car une trop grande pression causerait des fuites au travers des joints placés entre les plaques. La différence de températures entre les 2 fluides ne doit pas être trop grande également pour éviter une déformation des plaques par dilatation/contraction de ces dernières qui empêcherait les joints entre les plaques d'être parfaitement étanches.

La turbulence permet de réduire l'encrassement de la surface d'échange de 10-25 % par rapport à un échangeur à faisceau tubulaire. Comparativement à un échangeur à faisceau tubulaire la surface d'échange est inférieure de 50 % pour le même transfert de chaleur.

II.3.3.2. Échangeurs à plaques et joints

La surface d'échange est alors composée de plaques métalliques, équipées de joints, serrées les unes contre les autres à l'aide de tirants entre deux flasques, l'un fixe, l'autre mobile [14].

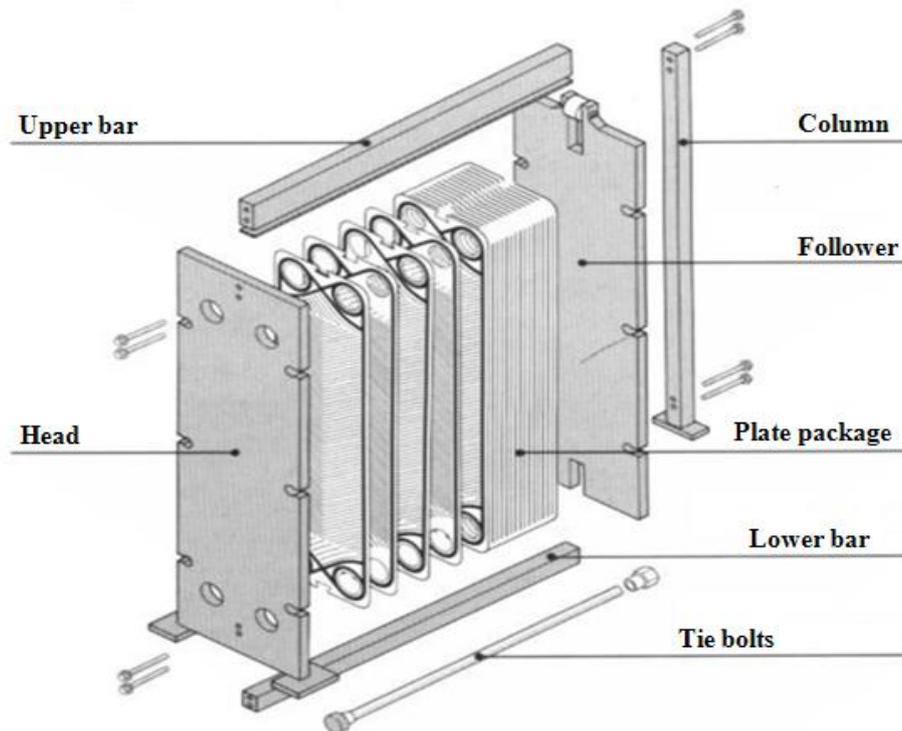


Figure II.10 : Échangeur à plaque et joint

II.3.4. Echangeur à spirales

Un échangeur à spirales consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ 450 m^2 pour un diamètre de 3 m, ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts. L'échange de chaleur n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle

générale de profil, mais pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral nécessite 20 % de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire.

Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité autonettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. Il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées.

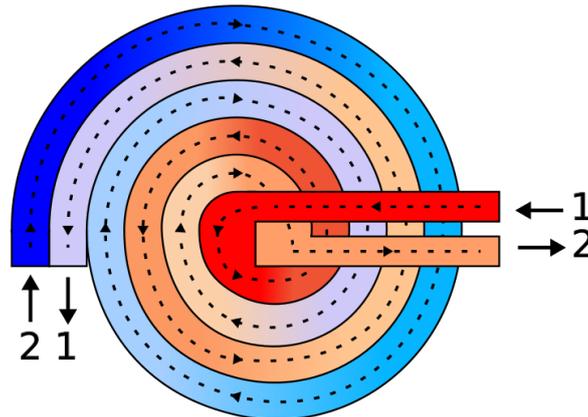


Figure II.11 : Schéma d'un échangeur à spirale

➤ **Avantages**

- ❖ Grande surface de contact.
- ❖ Large passage.
- ❖ Encombrement réduit.
- ❖ Excellent condenseur.
- ❖ Autonettoyant.

➤ **Inconvénients**

- ❖ Non démontable.
- ❖ Ecart de T limités.

II.4. Classification des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. On cite les plus importants [15].

II.4.1. Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- ❖ A tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires.
- ❖ A plaques : à surface primaire ou à surface secondaire.

- ❖ Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.

II.4.2. Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient.

II.4.3. Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non du stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur :

- Transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu.
- Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

II.4.4. Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapo-condenseurs.

II.4.5. Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi :

- ❖ Les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- ❖ Les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

Tous les différents types des échangeurs cités sont des échangeurs à contact indirect. La partie qui suit est consacrée pour les échangeurs à contact direct.

II.5. Tours 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 [16].

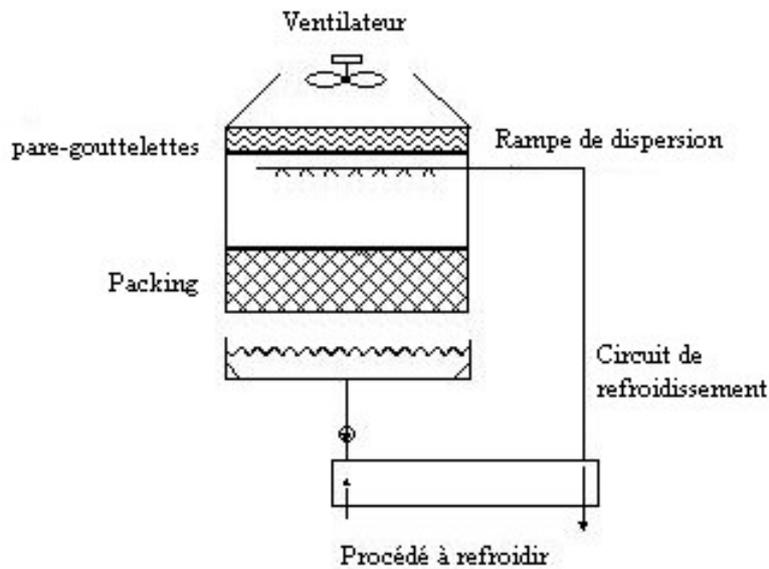


Figure II.12 : Tour de refroidissement

II.5.1. Types de tour de refroidissement

La fonction assurée par le système de refroidissement est celle d'un échangeur. La partie essentielle est donc le système d'échange thermique inséré le plus souvent dans un circuit d'eau et un circuit d'air. La façon de mettre l'eau en contact direct ou indirect avec l'air, le mode et les systèmes d'échanges mises en œuvre permettent une première classification.

Les trajectoires relatives de l'air et de l'eau (contre-courant ou courant croisé), en particulier dans les systèmes d'échange, conduisent à une deuxième classification. Une troisième classification décrit le mode de mise en mouvement de l'air appelé tirage (ventilation naturelle ou tirage forcé).

Il y a deux types de bases : les systèmes de refroidissement par voie humide et Les systèmes de refroidissement par voie sèche

II.5.1.1. Les systèmes de refroidissement par voie humide

a) Tour ouverte

Une tour de refroidissement à circuit ouvert est un échangeur de chaleur qui permet de refroidir de l'eau en contact direct avec de l'air. Le transfert de chaleur s'effectue partiellement par l'échange de chaleur entre l'air et l'eau, mais surtout par l'évaporation d'une

petite quantité de l'eau à refroidir. De cette façon, on peut atteindre des températures de refroidissement inférieures à celles de l'air ambiant.

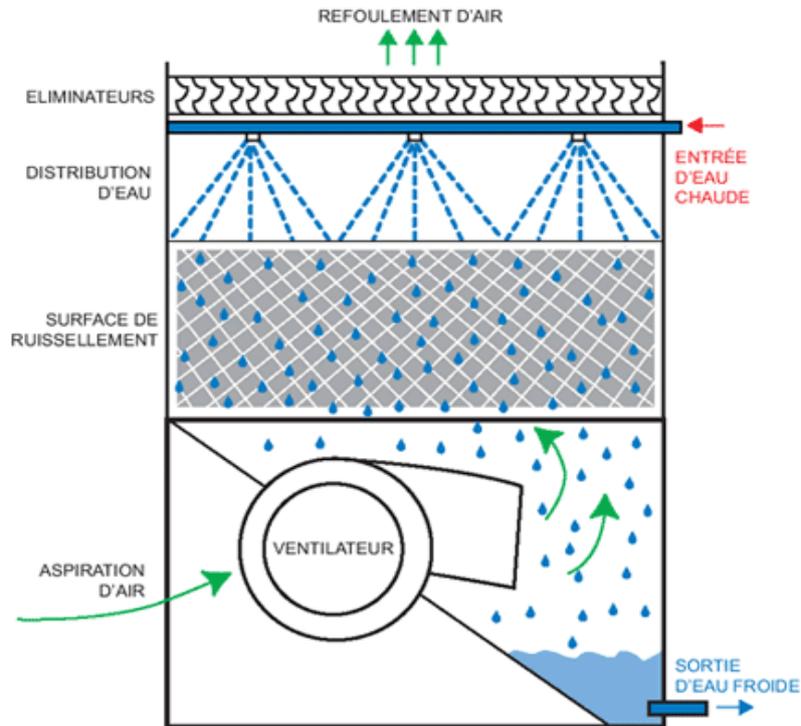


Figure II.13 : Tour ouverte

L'eau à refroidir est pompée vers le haut de la tour. Les répartiteurs distribuent l'eau sur les surfaces de ruissellement, l'eau est diffusée en film mince et uniforme sur les corps de ruissellement assurant ainsi une très grande surface de contact entre l'air et l'eau (surface d'échange de chaleur). Le ventilateur souffle ou aspire l'air ambiant au travers des surfaces de ruissellement. Cet air refroidit l'eau de 2 manières différentes. Une partie de la chaleur est prélevée par convection (le contact entre l'eau chaude et l'air plus froid) mais la plus grosse partie du transfert de chaleur résulte de l'évaporation, l'air saturé d'humidité sort ensuite par la partie supérieure de la tour, l'eau refroidie tombe dans le bassin situé au bas l'appareil et est remise en en circulation dans le processus de production [16].

b) Tour fermée (avec échangeur tubulaire intérieur à la tour)

Dans une tour fermée, le fluide du procédé à refroidir circule dans un échangeur tubulaire, il n'y a donc plus de contact direct entre le fluide du circuit primaire et l'air. Le refroidissement est assuré par évaporation d'une partie de l'eau dispersée du circuit tour, provenant du bassin de rétention et complétée par l'appoint en eau. La puissance disponible avec ces tours fermées est légèrement inférieure à celle d'une tour ouverte,

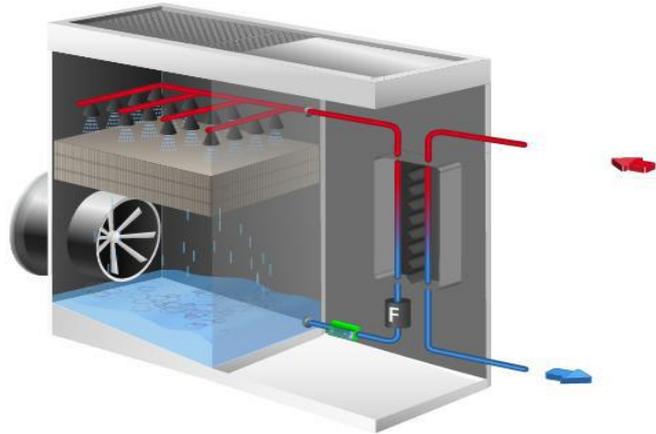


Figure II.14 : Tour fermée

II.5.2. Les systèmes de refroidissement par voie sèche et humide

a) Tour hybride ouverte

Ce type de tour est constitué d'une batterie sèche et d'un corps d'échange sur lequel l'eau du procédé ruisselle (figure II.13), le fluide à refroidir circule en premier lieu dans une batterie sèche située au sommet de la tour de refroidissement. Si le refroidissement en mode sec n'est pas suffisant, le fluide est alors dispersé sur un corps d'échange, s'évapore en partie puis retourne à la température désirée vers le procédé.

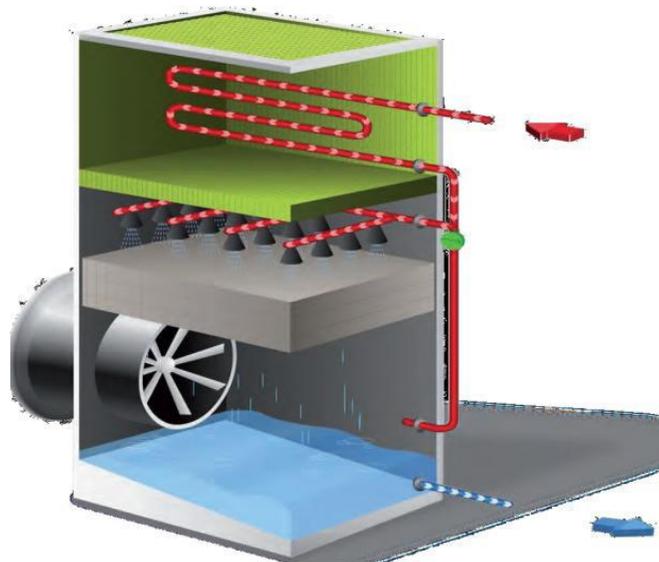


Figure II.15 : Tour hybride ouverte

b) Tour hybride fermée

Ce type de tour est constitué d'une batterie sèche et d'un échangeur extérieur accolé avec une surface de ruissellement de l'eau ou un échangeur tubulaire interne à la tour. Deux cas peuvent donc se présenter :

- ✓ Le fluide à refroidir circule dans la batterie sèche, puis dans un échangeur à plaques intermédiaires accolé à la tour de refroidissement. L'autre circuit de cet échangeur à plaques est parcouru par de l'eau dispersée si nécessaire sur le corps d'échange de la tour
- ✓ Le fluide à refroidir circule dans une batterie sèche située au sommet de la tour, puis circule si nécessaire dans un échangeur tubulaire interne à la tour sur lequel l'eau du circuit tour est dispersée.

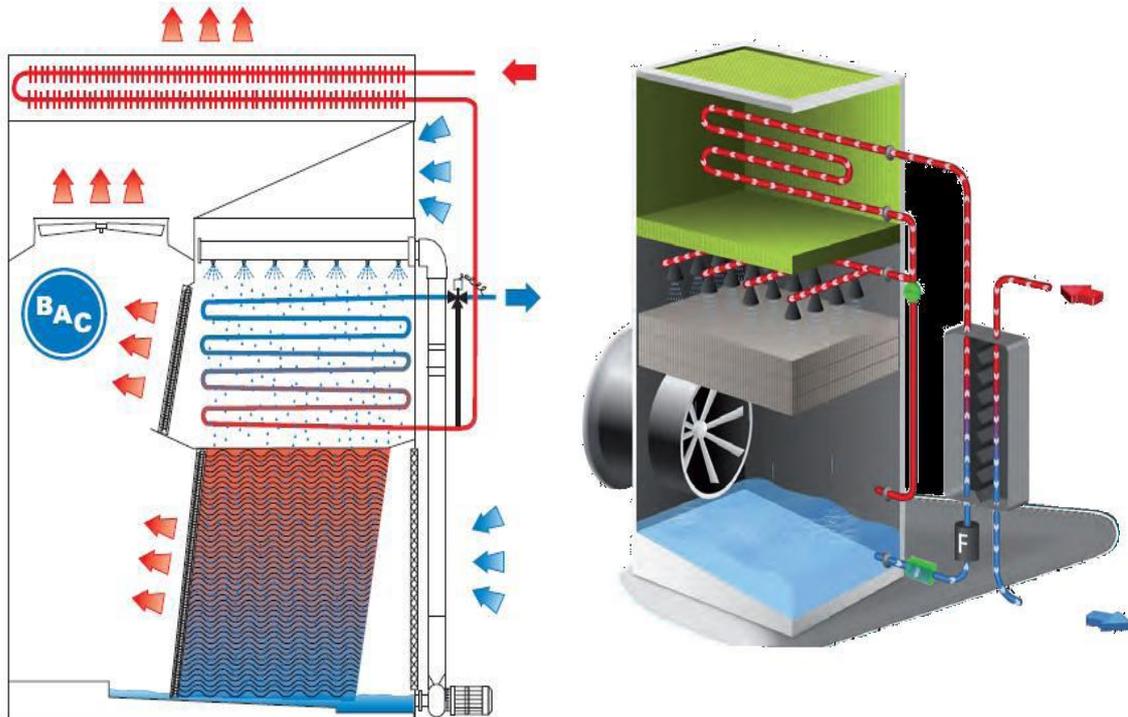


Figure II.16 : Tour hybride fermée

II.5.2.1. Les systèmes de refroidissement utilisant l'air sec

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

❖ Aéroréfrigérant sec

Le fluide à refroidir circule dans les tubes d'un échangeur à ailettes et est refroidi par l'air mis en mouvement par des ventilateurs et traversant cet échangeur, l'échange se faisant à courant croisé. Ce type de système ne fonctionne qu'en mode sec. Il ne permet donc pas d'obtenir des températures de refroidissement aussi basses qu'avec un refroidissement évaporatif.

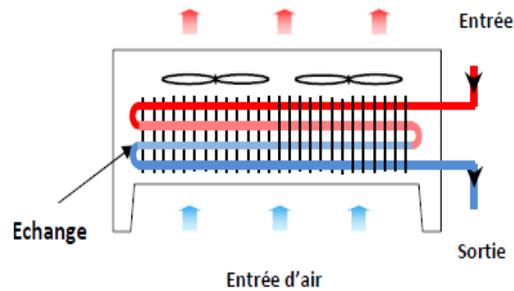


Figure II.17 : : Aéroréfrigérant sec

II.5.2.2. Classification selon leur mode de tirage (circulation de l'air)

Selon le mode de tirage, il existe deux types de systèmes de refroidissement :

a. Fonctionnement à tirage naturel

Comme représentés dans la (figure), l'air s'élève par différence de masse volumique (effet cheminée)

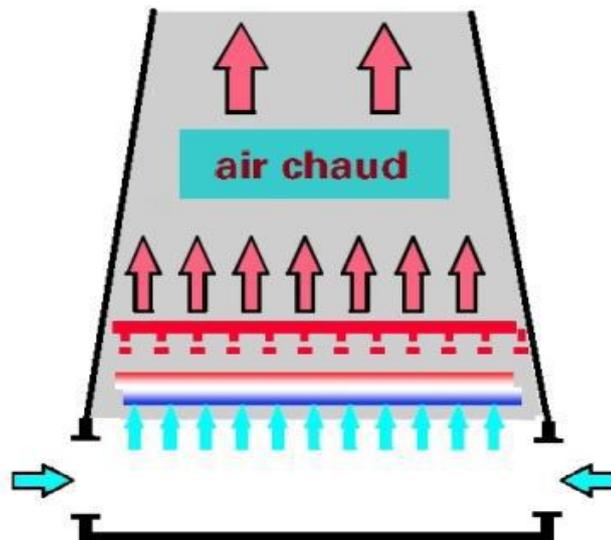


Figure II.18 : Tour de refroidissement à tirage naturel

b. Fonctionnement à tirage induit (aspirant) ou fonctionnement à tirage forcé (soufflant)

L'air est mis en mouvement par un ventilateur pour créer le débit d'air (figure). Un grand nombre de types de ventilateurs sont utilisés dans ce type de système de refroidissement (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 affectera la consommation énergétique, En fonction de la façon dont le débit d'air est créé, il faut distinguer les tours à tirage forcé et les tours à tirage induit.

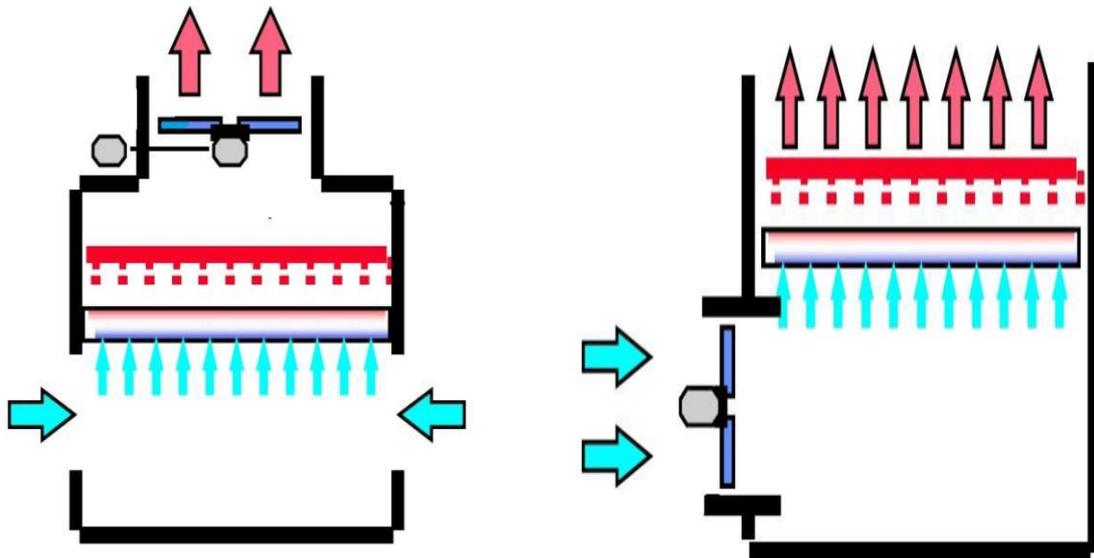
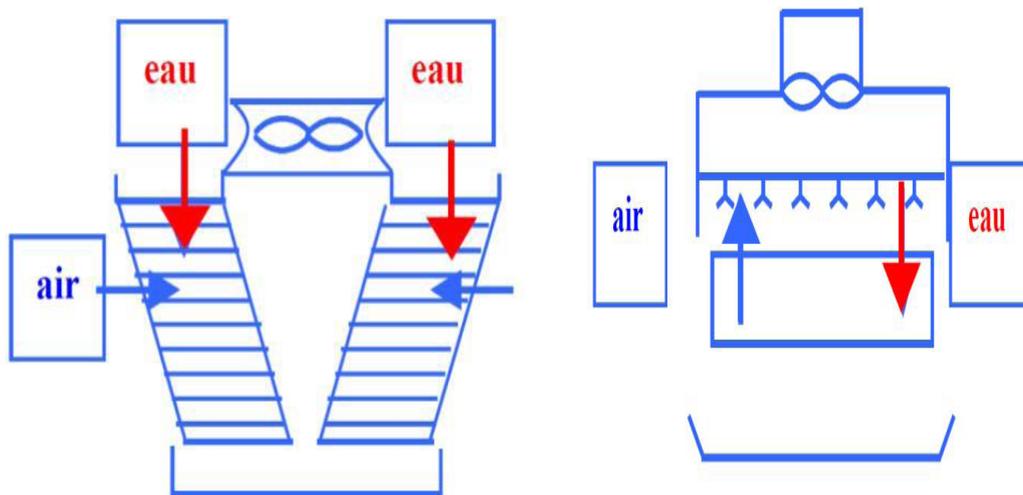


Figure II.19 : Tour de refroidissement à tirage induit et forcé

c. Classification selon les trajectoires de l'air et de l'eau

Le circuit de refroidissement est considéré à contre-courant (air à contre-courant avec l'eau) ou à courant croisés (air circulant horizontalement, eau tombant à la verticale) voir la figure II.20 avec comme variantes des panachages entre ces deux modes d'écoulement.



Principe de l'échange à courant croisé

Principe de l'échange à contre-courant

Figure II.20 : Tour de refroidissement à contre-courant

II.5.3. Description des composants d'une tour de refroidissement

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

a. Le corps d'échange ou packing

Il peut être constitué :

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

Les matières plastiques généralement utilisées éliminent le risque de corrosion. Ces corps d'échange sont sensibles à l'encrassement et surtout à l'entartrage. Les figures suivantes illustrent des exemples de corps d'échange couramment utilisés.



Figure II.22 : Corps d'échange avec



Figure II.21 : Corps d'échange type gouttes canaux verticaux

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

d'accès doit en outre permettre le contrôle visuel de la surface d'échange. Un échange standard du packing peut également s'avérer être une solution économique [16].

b. Le pare-gouttelettes

Encore appelé éliminateur de gouttes, séparateur de gouttelettes ou dévésiculateur. Celui-ci est très important pour prévenir le risque d'entraînement de gouttelettes potentiellement infectées par les légionnelles. Sa conception doit être telle que le taux d'entraînement soit limité le plus possible. Le taux d'entraînement (appelé également entraînement vésiculaire) ne doit pas être supérieur à 0,01% du débit d'eau en circulation (valeur donnée pour le point de fonctionnement nominal, car le taux d'entraînement varie selon les conditions de fonctionnement d'une tour aérorefrigérante). Il revient donc aux exploitants de s'assurer auprès du fabricant de la tour de refroidissement que ce seuil est respecté. La même démarche doit être effectuée lors d'un changement d'un des composants de la tour. Les matériaux utilisés pour ce composant sont principalement des matières plastiques. Il est aussi nécessaire de tenir compte de l'accessibilité à ce composant pour faciliter son nettoyage.

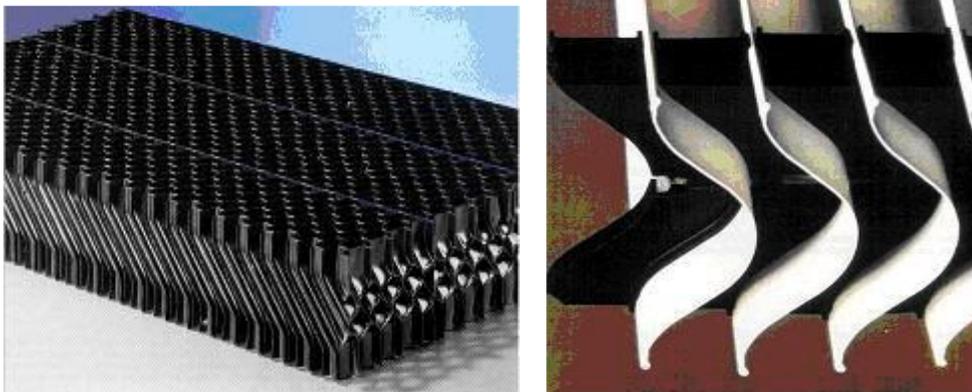


Figure II.23 : Exemples de pare-gouttelettes en PVC

c. Les rampes de dispersion

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



Figure II.24 : Système de dispersion du fluide à refroidir

De même que pour les autres composants, les résistances à la corrosion, à l'entartrage et à l'encrassement doivent être prises en compte pour leur sélection. Les disperseurs sont généralement en matière plastique, ce qui élimine le risque de corrosion, mais pas ceux d'encrassement, ni d'entartrage. Ces derniers aspects sont à prendre en compte lors de l'exploitation [16].

d. Le bassin de rétention

Il est situé sur la partie basse de la tour afin de récupérer l'eau non évaporée après le passage sur le corps d'échange. Cet élément doit être conçu de façon à être fermé et non poreux, tout en facilitant sa maintenance, en privilégiant les pentes d'écoulement et l'accessibilité. Il doit comprendre un point de vidange situé en son point bas. Le remplissage en eau d'appoint y est généralement régulé par un contrôleur de niveau soit mécanique, soit électronique. Les matériaux utilisés pour les bacs de rétention sont généralement l'acier galvanisé, l'inox, les polyester et le béton.

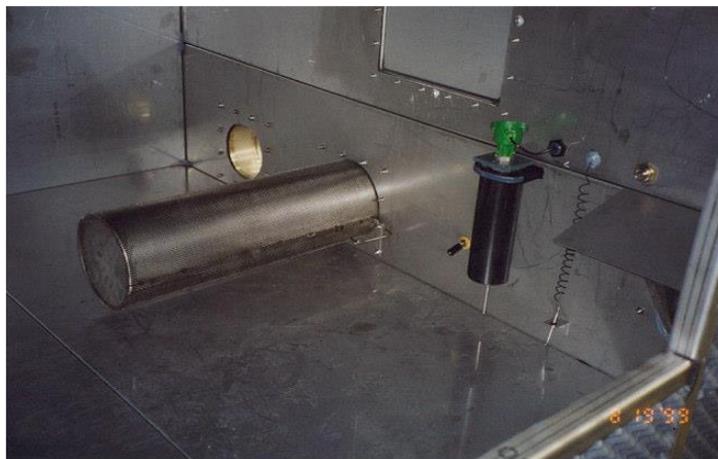


Figure II.25 : Exemples de bassin de rétention avec point de vidange

e. Le Ventilateur

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

- ✓ des ventilateurs axiaux
- ✓ des ventilateurs centrifuges

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



Figure II.26 : Photos de ventilateurs centrifuge et axial

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

- ✓ **L'échangeur intermédiaire** : disposé entre le circuit d'eau de la tour et celui du procédé à refroidir. Celui-ci peut être un échangeur à plaques ou un échangeur tubulaire (généralement en inox). Cet échangeur intermédiaire doit résister à la corrosion, l'entartrage et à l'encrassement,
- ✓ **La pompe de circulation additionnelle** : pour la circulation du circuit tour.

II.6. Conclusion

Vu l'importance industrielle des échangeurs de chaleur, il existe une diversité de types d'échangeurs de chaleur qui ont de nombreuses applications dans les différents domaines.

Les récupérateurs thermiques qui permettent d'introduire une valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de ces échangeurs est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques.

Dans ce chapitre quelques types d'échangeurs de chaleur utilisés aux systèmes de rejet de chaleur ont été revus, plus particulièrement, les tours de refroidissement et leurs composants et leur fonctionnement.

Chapitre III

Modélisation et simulation d'une tour de
refroidissement

Dans une tour à contact direct, l'eau chaude à refroidir est mise en contact avec l'air ambiant, soit par pulvérisation en fines gouttelettes, soit par ruissellement le long de surfaces d'écoulement. Les deux fluides étant en contact, de la chaleur est échangée par convection, et une partie de l'eau se vaporise, en augmentant ainsi l'humidité de l'air. Si celui-ci n'est pas saturé, il commence par se refroidir de manière quasiment adiabatique, avant de s'échauffer le long de la courbe de saturation. L'eau peut donc ressortir à une température inférieure à celle de l'air ambiant.

L'eau de refroidissement tourne en circuit fermé entre le condenseur et la tour de refroidissement. On doit dès lors prévoir un vase d'expansion et une soupape de sûreté sur la boucle. Des purgeurs seront placés aux points hauts de la boucle.

Cependant, pour des raisons de déconcentration de cette eau stagnante en minéraux dû à une évaporation constante, il est conseillé de faire une purge régulière. Enfin, pour des raisons évidentes, une arrivée d'eau vient remplir le bac d'eau afin de combler l'eau absorbée par l'air et l'eau purgée.

III.3. Hypothèses

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel à absorption, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes [17] :

- ❖ Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
- ❖ La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température de l'absorbeur. De même, la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.
- ❖ Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.
- ❖ Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
- ❖ Les détenteurs sont supposées isenthalpiques.
- ❖ Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables [18].
- ❖ Les températures de sortie de l'absorbeur et du condenseur sont les mêmes ($T_1 = T_6$).
- ❖ Les températures de sortie de générateur sont les même ($T_5 = T_3$).

Pour la tour de refroidissement les hypothèses suivantes sont proposées :

- ❖ Le transfert de chaleur et de masse à travers la paroi de la tour à l'environnement est négligeable.
- ❖ Les débits d'air sec et de l'eau sont constants.
- ❖ Les températures de l'eau et l'air sont uniformes à une section quelconque.
- ❖ La température n'a pas d'influence sur les coefficients de transfert.
- ❖ La perte d'eau est négligeable.
- ❖ Les zones d'interface pour le transfert de chaleur et de masse sont égales.

III.4. Modèle mathématique

III.4.1. 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).

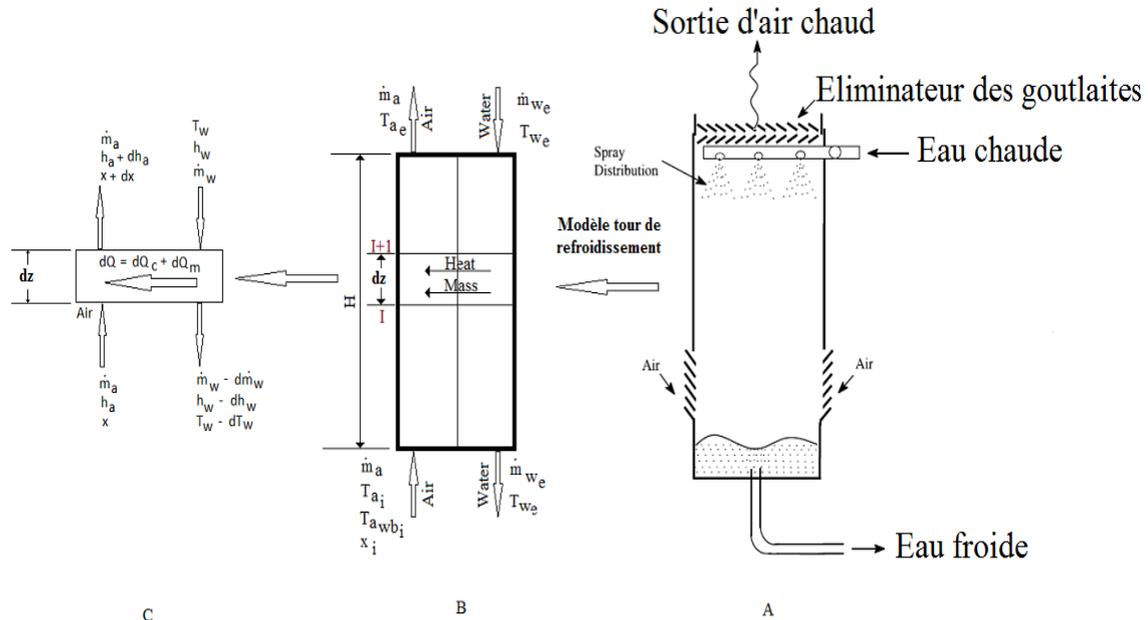


Figure III.02 : Tour de refroidissement à contact direct

Dans la modélisation numérique de la tour de refroidissement, nous avons fait le bilan de masse et de chaleur pour l'eau d'un côté et pour l'air humide de l'autre côté. Le bilan est appliqué sur un volume de contrôle d'une épaisseur dz .

1. Variation de l'humidité absolue

La variation de l'humidité absolue dans un élément d'épaisseur dz de la tour de refroidissement est due au transfert de masse entre les particules de l'eau et de l'air :

$$\frac{d\omega}{dz} = \frac{h_m \cdot a_p \cdot A_T}{\dot{m}_{as}} \cdot (\omega_s - \omega) \quad (\text{III-01})$$

Avec :

h_m : Coefficient de transfert de masse [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$].

a_p : La surface volumique de contact entre l'eau et l'air, proposé constant dépend de Fill Packing (**Figure III-02B**) [m^2/m^3].

A_T : La surface transversale de la tour [m^2].

ω : L'humidité absolue de l'air [$\text{kg}_w/\text{kg}_{as}$].

ω_s : L'humidité absolue de l'air à la saturation [$\text{kg}_w/\text{kg}_{as}$] calculé comme suite :

$$\omega_s = 0,622 \cdot \frac{P_s(T_a)}{P_a - P_s(T_a)} \quad (\text{III-02})$$

P_a : La pression atmosphérique [kPa].

La pression de saturation de la vapeur d'eau $P_s(T_a)$ contenue dans l'air en [kPa] est calculée en fonction de la température sèche d'air en [K] par l'équation suivante [19] :

$$P_s = \exp\left(C_6 \cdot \ln(T) + \sum_{i=0}^5 C_i \cdot T^{i-1}\right) \quad (\text{III-03})$$

L'équation III-03 est valable pour une marge de température entre 273,16 et 473,15 K. Les constantes C de cette équation sont représentées dans le tableau III-01.

Tableau III.01 : Les constantes de l'équation III-03

Pression de saturation					
C ₀	-5,8002206E+03	C ₃	4,1764768E-05	C ₅	0,0000000E+00
C ₁	1,3914993E+00	C ₄	-1,44520930E-08	C ₆	6,5459000E+00
C ₂	-4,8640239E-02				

2. Variation de la masse de l'eau :

Dans la tour de refroidissement, La masse d'air sec est constante dans chaque élément de contrôle par contre la masse de l'eau diminue selon le degré de saturation de l'air. Le bilan massique total appliqué sur un élément de contrôle de la tour de refroidissement est représenté dans l'équation suivante :

$$\dot{m}_{as} \cdot (1 + \omega) + \dot{m}_\omega = \dot{m}_{as} \cdot \left(1 + \omega + \frac{d\omega}{dz}\right) + \dot{m}_\omega - \frac{d\dot{m}_\omega}{dz} \quad (\text{III-04})$$

Et donc :

$$\frac{d\dot{m}_\omega}{dz} = \dot{m}_{as} \cdot \frac{d\omega}{dz} \quad (\text{III-05})$$

3. Variation de la température de l'eau

Du côté de l'eau, le bilan énergétique appliqué sur un élément de contrôle donne la variation de la température de l'eau selon z en fonction de la variation de l'enthalpie et l'humidité absolue de l'air selon z . le bilan est exprimé par l'équation suivante :

$$\frac{dT_\omega}{dz} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_\omega \cdot Cp_\omega} \cdot \left(\frac{dh_a}{dz} - L_v \cdot \frac{d\omega}{dz} \right) \quad (\text{III-06})$$

L_v : La chaleur latente de l'eau [kJ/kg].

4. Variation de l'enthalpie de l'eau

Le transport d'énergie à travers la surface air-eau est composé de deux types, la première partie est due au transfert de masse causé par la différence de concentration entre les deux phases alors que la deuxième est due au transfert de chaleur causé par la différence de températures (Figure III-02C).

$$\dot{m}_{as} \cdot \frac{dh_a}{dz} = \frac{dQ_t}{dz} + \frac{dQ_m}{dz} \quad (\text{III-07})$$

Avec :

Q_t : La quantité de chaleur transfert à l'air par différence de température calculé par :

$$\frac{dQ_t}{dz} = h_t \cdot (T_\omega - T_a) A_T \quad (\text{III-08})$$

h_t : Coefficient de transfert de chaleur [kW/m².K].

Et Q_m la quantité de chaleur transfert à l'air par différence de concentration calculé par :

$$\frac{dQ_m}{dz} = h_m \cdot a_p \cdot L_v \cdot (\omega_s - \omega) \cdot A_T \quad (\text{III-09})$$

Et donc :

$$\frac{dh_a}{dz} = \frac{a_p \cdot A_T}{\dot{m}_{as}} \cdot (h_t \cdot (T_\omega - T_a) + h_m \cdot L_v \cdot (\omega_s - \omega)) \quad (\text{III-10})$$

Afin de simplifier cette équation, deux nombres adimensionnels très importants sont introduits dans le calcul des transferts à l'intérieur de la tour de refroidissement. Le premier c'est le nombre de Lewis :

$$Le_f = \frac{h_t}{h_m \cdot Cp_a} \quad (\text{III-11})$$

Et le deuxième c'est le nombre de Merkel :

$$Me_M = \frac{h_m \cdot a_p \cdot V_T}{\dot{m}_\omega} \quad (\text{III-12})$$

L'équation III-06 peut être écrite sous la forme suivante :

$$\frac{dh_a}{dz} = \frac{\dot{m}_\omega}{\dot{m}_{as}} \cdot Me_M \cdot \left(Le_f \cdot Cp_a \cdot (T_\omega - T_a) + L_v \cdot (\omega_s - \omega) \right) \quad (\text{III-13})$$

a. Nombre de Lewis

Le nombre de Lewis est un nombre sans dimensions comparant la diffusivité massique avec la diffusivité thermique. Il est utilisé pour caractériser les écoulements de fluides dans lesquels ont lieu simultanément un transfert de masse et un transfert de chaleur par conduction thermique. Ce nombre porte le nom de Warren Kendall Lewis, chimiste américain.

Dans un processus d'évaporation, qui pour l'air insaturé peut être déterminée par la forme de Bosnjakovic [20] :

$$Le_f = Le^{2/3} \cdot \left[\left(\frac{\omega_s - d}{\omega - d} \right) - 1 \right] / \ln \left(\frac{\omega_s - d}{\omega - d} \right) \quad (\text{III-14})$$

Avec :

Le : le nombre de Lewis supposé comme constant et d'une valeur de 0,865.

d : le rapport entre les masses molaires de l'eau sur l'air égale à 0,622.

b. Nombre de Merkel

La fonction principale d'une tour de refroidissement pour refroidir l'eau en mélangeant intimement avec de l'air. Ce refroidissement est réalisé par une combinaison de transfert de chaleur sensible entre l'air et l'eau et l'évaporation d'une petite partie de l'eau. Ce type de transfert est représenté par le nombre de Merkel qui est calculé par l'équation suivante:

$$Me_M = c \cdot \left(\frac{\dot{m}_\omega}{\dot{m}_a} \right)^n + m \quad (\text{III-15})$$

Cette équation est communément appelée l'équation de Merkel. Le côté gauche de cette équation est appelé la « *tour caractéristique* », qui indique essentiellement le « degré de difficulté à refroidir » l'eau ou la « *demande de performance* » de la tour. Plusieurs recherches proposent des valeurs expérimentales pour les coefficients c , n et m . le **Tableau III-02** représente certaines valeurs de ces coefficients.

Tableau III.02 : Recherche bibliographique sur le nombre de Merkel pour l'équation III-15

Référence	c	n	m	Conduction
[21]	12,96	- 0,60	0	$m_w/m_a = 0,35 - 2,5$ $H = 0,48 m$
[22]	1,70	- 0,57	0	$m_w/A_T = 0,45 - 2,22 kg/s.m^2$

				$m_a/A_T = 0,20 - 1,50 \text{ kg/s.m}^2$ $H = 1,6 \text{ m}$
[23]	1,118	-0,514	0	Diamètre des particules $d = 19,05 \text{ mm}$
	1,147	-0,430	0	Diamètre des particules $d = 38,10 \text{ mm}$
[24]	1,62	-0,620	0,07	$m_w/m_a = 0,6 - 3,5$ $H = 6,1 \text{ m}$
[25]	1,42	-0,43	0	
[26]	1,3	-0,60	0	$m_w/m_a < 1$
[27]	1,3	-0,77	0	

III.4.2. Machine à absorption

Le modèle adapté dans cette étude est basé sur le bilan massique et énergétique de chaque composant de l'installation de climatisation à absorption séparément.

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides à absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène.

L'installation comprend un évaporateur, un absorbeur, un générateur de vapeur, un condenseur, deux détendeurs et une pompe comme le montre la **figure III.01**.

Le *COP* (*Coefficient Of Performance*) dépend de la qualité de l'appareil et de la différence de température, mais il est également sensible à d'autres conditions. Le coefficient de performance de système est défini par :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad (\text{III-16})$$

Afin de déterminer la valeur du COP, un bilan énergétique et massique dans chaque élément est effectué :

1) Générateur :

Le bilan énergétique dans le générateur est :

$$Q_g = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (\text{III-17})$$

Et le bilan massique est :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (\text{III-18})$$

2) Condenseur :

La puissance du condenseur s'exprime ainsi :

$$Q_c = \dot{m}_f \cdot (h_5 - h_6) \quad (\text{III-19})$$

Et :

$$\dot{m}_f = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (\text{III-20})$$

3) Détendeur :

Le bilan énergétique dans le détendeur de réfrigérante donne :

$$h_7 = h_6 \quad (\text{III-21})$$

Même chose pour le détendeur de solution :

$$h_4 = h_3 \quad (\text{III-22})$$

Le bilan massique :

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 = \dot{m}_f \quad (\text{III-23})$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_p \quad (\text{III-24})$$

4) Evaporateur :

La puissance de l'évaporateur s'exprime :

$$Q_e = \dot{m}_f \cdot (h_8 - h_7) \quad (\text{III-25})$$

Et le bilan massique est :

$$\dot{m}_f = \dot{m}_8 = \dot{m}_7 \quad (\text{III-26})$$

5) Absorbeur :

$$Q_a = \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (\text{III-27})$$

Et le bilan massique est :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_8 + \dot{m}_4 \quad (\text{III-28})$$

6) Pompe :

$$W_p = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_r \cdot \frac{(p_c - p_e)}{\rho_1} \quad (\text{III-29})$$

III.4.3. Propriétés du fluide de travail

Pour effectuer le bilan thermique d'un composant quelconque et pouvoir dimensionner les différents composants de ce système, il est nécessaire de connaître avec précision les enthalpies des fluides de travail à l'état liquide et gazeux en fonction de la température et de la concentration, ce que les diagrammes thermodynamiques de dimensions réduites ne permettent pas. Les relations ci-après ont été obtenues en ajustant des courbes sur les résultats expérimentaux.

En plus de ces recommandations, les caractéristiques suivantes sont souhaitées :

- Un grand écart de températures d'ébullition entre le frigorigène et l'absorbant supérieure à 200 K pour permettre une séparation facile.
- Le réfrigérant doit avoir une chaleur latente de vaporisation élevée ainsi qu'une haute concentration dans l'absorbant pour maintenir un taux de circulation entre le générateur et l'absorbeur le plus bas possible.

- Propriétés thermo physiques favorables : conductivité thermique élevée, faible densité et basse viscosité pour augmenter le transfert et réduire la pression de fonctionnement.
- Le réfrigérant et l'absorbant doivent être non-corrosifs, inoffensifs pour l'environnement et d'un prix abordable.
- Une bonne miscibilité à l'équilibre dans les conditions de fonctionnement de l'absorbeur ainsi qu'une pression de vapeur assez basse.
- La température de congélation du fluide frigorigène est inférieure à la température la plus basse du cycle.

Cette partie décrit les équations nécessaires pour le calcul des propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée d'eau et de bromure de lithium.

a) L'eau pure

La pression de vapeur saturante de l'eau est la pression à laquelle la vapeur d'eau est en équilibre thermodynamique avec son état condensé. Lorsque la pression partielle de la vapeur d'eau devient plus grande, celle-ci est supposée se condenser.

La pression d'équilibre p_s en [kPa] en fonction de la température de saturation T_s en [K] pour le réfrigérant H₂O [28] :

$$\log_{10}(p_s) = 7,05 - \frac{1\,596,46}{T_s} - \frac{104\,095,5}{T_s^2} \quad (\text{III-30})$$

L'enthalpie du liquide et de la vapeur saturée d'eau h_l et h_v en [kJ/kg] sont reliés avec la température de saturation T_s en [°C] à l'aide des équations suivantes [29] :

$$h_l(T_s) = 4,19 \cdot T_s \quad (\text{III-31})$$

$$h_v(T_s) = 2\,500,559 + 1,88060937 \cdot T_s - 0,00125397 \cdot T_s^2 \quad (\text{III-32})$$

La vapeur d'eau surchauffée est obtenue en chauffant la vapeur d'eau sèche (saturée) ou humide au-delà de son point de saturation. Ainsi, la température de la vapeur surchauffée est supérieure à celle de la vapeur saturée alors que sa masse volumique est inférieure à celle-ci pour une même pression. Dans notre application, la vapeur d'eau au point (5) se trouve dans la région de vapeur surchauffée.

La capacité thermique massique de l'eau liquide est calculée par :

$$Cp_\omega = 8,15599 \times 10^3 - 2,80627 \times 10^1 \times T_a + 5,11283 \times 10^{-4} \times T_a^2 - 2,17582 \times 10^{-13} T_a^6 \quad (\text{III-33})$$

L'enthalpie de vapeur surchauffée h_{vs} en [kJ/kg] est calculée en fonction de la pression p et la température T par l'équation suivante [30] :

$$h_{vs}(T, p) = h_v(T_p) + \overline{C_p} \cdot (T - T_p) \quad (\text{III-34})$$

Avec :

T_p : La température de saturation à la pression p , en [°C].

$\overline{C_p}$: La capacité calorifique de la vapeur surchauffée [kJ/kg.K] en fonction de la pression p en [MPa], la température de saturation T_p et la température de surchauffe T .

La capacité calorifique peut être calculée par l'équation suivante [30] :

$$\overline{C_p} = A_1 + A_2 \cdot (T - T_p) + A_3 \cdot \frac{1 - \exp\left(\frac{T - T_p}{-A_0}\right)}{T - T_p} \quad (\text{III-35})$$

Les valeurs des constantes A_0 , A_1 et A_2 sont données par les expressions suivantes :

$$A_i = \sum_{j=0}^n a_{i,j} \cdot p^j \quad (\text{III-36})$$

Et pour A_3 :

$$A_3 = \sum_{j=0}^n a_{3,j} \cdot T^j \quad (\text{III-37})$$

Les constantes $a_{i,j}$ se présentent dans le **tableau III-03**.

L'enthalpie de changement d'état ou chaleur latente d'un corps pur est par définition la variation d'enthalpie de saturation vapeur et liquide qui accompagne le passage du système d'un état à un autre.

Tableau III.03 : Les constantes des équations (III-36) et (III-37)

$a_{i,j}$	$i = 0$	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$
$j = 0$	2 041,210	1,610693	$3,383117 \times 10^{-4}$	1 707,820
$j = 1$	-40,40021	$5,472051 \times 10^{-2}$	$-1,975736 \times 10^{-5}$	-16,994196
$j = 2$	-0,480950	$7,517537 \times 10^{-4}$	$-2,874090 \times 10^{-7}$	$6,2746295 \times 10^{-2}$
$j = 3$	0	0	0	$-1,0284259 \times 10^{-4}$
$j = 4$	0	0	0	$6,4561298 \times 10^{-8}$

b) La solution (H₂O/ LiBr)

Pour ce couple, l'ASHRAE propose les équations (III-38) et (III-39), établies en généralisant au mélange la loi de tension saturante du réfrigérant (l'eau), dans laquelle la température de l'eau T_r en [K] est remplacée par une fonction linéaire de la température de la solution T en [K]. La pression p est exprimée à partir du logarithme décimal en [kPa], et x la fraction massique du mélange en LiBr [28]:

$$\log_{10}(p) = 7.05 - \frac{1596.46}{T_r} - \frac{104\,095,5}{T_r^2} \quad (\text{III-38})$$

Avec :

$$T_r = \frac{(T - 273,16) - \sum_0^3 B_i \cdot x^i}{\sum_0^3 A_i \cdot x^i} + 273,16 \quad (\text{III-39})$$

Les coefficients A_i , B_i sont donnés dans le **tableau III-04**.

Tableau III.04 : Les coefficients A_i , B_i pour l'équation (III-38) et (III-39)

i	A	B
0	-2,00755	124,937
1	0,16976	-7,71649
2	-0,003133362	0,152286
3	0,0000197668	-0,0007959

L'enthalpie h_s en [kJ/kg] de la solution H₂O/LiBr en fonction de la température de solution T en [°C] et le titre x (entre 1 et 0) calculé par l'équation suivant [28] :

$$h_s = \sum_0^4 A_i \cdot x^i + T \cdot \sum_0^4 B_i \cdot x^i + T^2 \cdot \sum_0^4 C_i \cdot x^i \quad (\text{III-40})$$

Les constantes A_i , B_i , C_i sont présentées dans le **tableau III-05**.

Tableau III.05 : Les constantes de l'équation de l'enthalpie de solution (III-40)

	A	B	C
0	-2 024,33	18,2829	- 3,7008214 x 10 ⁻²
1	163,309	- 1,1691757	2,8877666 x 10 ⁻³
2	- 4,88161	3,248041 x 10 ⁻²	- 8,1313015 x 10 ⁻⁵
3	6,302948 x 10 ⁻²	- 4,034184 x 10 ⁻⁴	9,9116628 x 10 ⁻⁷
4	- 2,913705 x 10 ⁻⁴	1,8520569 x 10 ⁻⁶	- 4,4441207 x 10 ⁻⁹

c) L'air humide

L'air est composé d'un certain nombre de gaz, d'humidité, de poussières et de bactéries : c'est l'air humide pollué. Pour l'ensemble des relations exposées, on considérera que :

- L'air sec est un air pur ne contenant aucune poussière ou bactérie et totalement dépourvu d'humidité.
- L'air humide est un air pur ne contenant aucune poussière ou bactérie mais ayant une certaine teneur en humidité sous forme de vapeur d'eau. C'est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau.

L'air sec peut être considéré comme un gaz parfait. De même, l'air humide est un mélange idéal de gaz parfaits. Les lois des gaz parfaits vont permettre d'établir les expressions littérales permettant de calculer les caractéristiques de l'air humide.

L'enthalpie de l'air humide est égale à la somme des enthalpies des deux constituants du mélange d'air sec et de vapeur d'eau. Cette enthalpie résulte de la somme des quantités de chaleur sensible de l'air sec, de la vapeur d'eau et de la chaleur latente de la vapeur d'eau L_v .

L'enthalpie spécifique représente la quantité de chaleur contenue dans l'air humide dont la masse d'air sec est de 1 kg. C'est donc la somme de la chaleur sensible (liée à la température de l'air) et de la chaleur latente (liée à l'énergie de la vapeur d'eau qu'il contient).

Par convention, on a fixé l'enthalpie de l'air sec à 0°C comme étant zéro. De l'air à - 10°C peut donc avoir une enthalpie négative. L'enthalpie de l'air humide peut être calculée à l'aide de l'équation suivante :

$$h_a = Cp_a \cdot T_a + \omega \cdot (L_v + Cp_v \cdot T_a) \quad (\text{III-41})$$

Dans la plage de température utilisée en conditionnement d'air, la capacité thermique massique de l'air sec Cp_a varie peu. On peut la calculer en fonction de cette équation :

$$Cp_a = 1,045356 \times 10^3 - 3,161783 \times 10^{-1} \times T_a + 7,083814 \times 10^{-4} \times T_a^2 - 2,705209 \times 10^{-7} T_a^3 \quad (\text{III-42})$$

La capacité thermique massique de la vapeur est calculé par :

$$Cp_v = 1,3605 \times 10^3 + 2,31334 \times T_a - 2,46784 \times 10^{-10} \times T_a^5 + 5,91332 \times 10^{-13} T_a^6 \quad (\text{III-43})$$

III.5. Résultats et discussions

Après avoir terminé l'établissement du modèle mathématique de la tour de refroidissement, un programme numérique a été développé et ce à fin d'analyser les bilans énergétiques et

massiques sous environnement Excel. Le problème est hautement non linéaire. Il est nécessaire de mettre en œuvre une méthode itérative pour le résoudre.

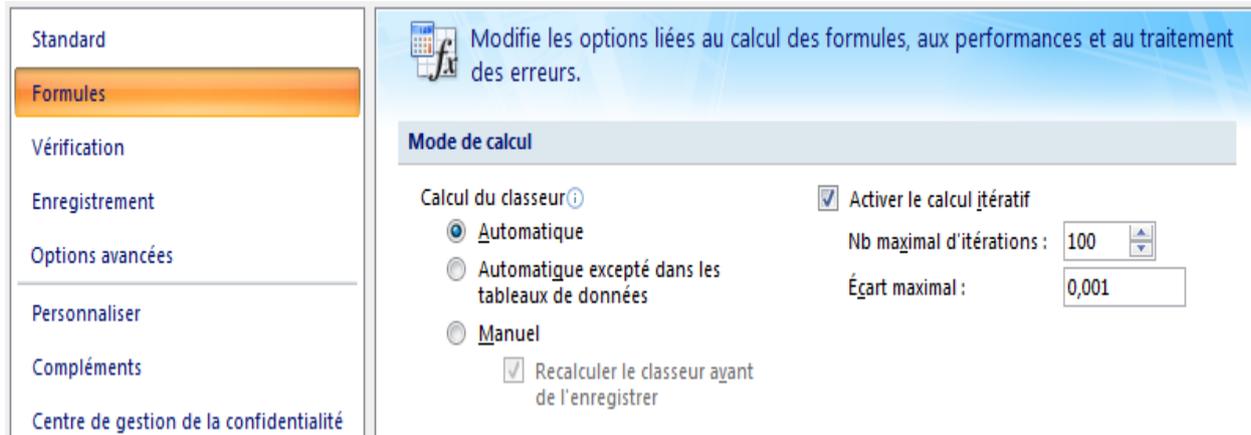


Figure III.03 : Activation du calcul itératif et choix des résiduels

L'itération sous Excel est le calcul répété d'une feuille de calcul, qui se produit jusqu'à ce qu'une condition numérique particulière soit remplie. Excel ne peut pas calculer automatiquement une formule qui fait référence à la cellule (directement ou indirectement) qui contient la formule. On parle de référence circulaire. Si une formule fait référence à l'une de ses propres cellules, on doit déterminer le nombre de fois où la formule doit être recalculée. Les références circulaires peuvent être itérées indéfiniment. Toutefois, on peut contrôler le nombre maximal d'itérations et le nombre de modifications acceptées.

La précision est une mesure du degré de précision nécessaire pour un calcul. Excel stocke et calcule les valeurs avec 15 chiffres significatifs de précision. Toutefois, on peut modifier la précision des calculs afin qu'Excel utilise la valeur affichée au lieu de la valeur stockée lorsqu'il recalcule les formules (Figure III.03).

A partir des quatre équations gouvernantes (équation III-01, III-05, III-06 et III-13), nous avons choisi 8 colonnes principale pour les variable et les dérivées ainsi que deux autres pour le nombre de nœuds et la valeur de z (Figure III.04). Cependant, nous avons utilisé plusieurs colonnes secondaires afin de trouver certains paramètres dans chaque nœud (Exemple ω_s , Cp_a , Cp_v ...).

Dans le calcul des dérivées, nous avons utilisé les équations gouvernantes qui sont en fonction des paramètres de la tour et les variables du tableau. Mais inversement, dans le calcul des variables, nous utilisons une différenciation décentrée avancée (schéma appliqué la méthode des différences finies). Dans la figure III.04 le couleur jaune représente les conditions limites.

z	Nœuds	Variable				Les dérivées			
Z	N°	T _a	T _L	h _a	ω	dH _a /dz	dω/dz	dT _w /dz	dm _w /dz
0,700	1	298,13	298,16	71133,17	0,01805	13914,14	0,0054	1,451	0,0064
0,696	2	298,13	298,15	71084,23	0,01803	14031,88	0,0055	1,463	0,0065
0,693	3	298,13	298,15	71034,87	0,01801	14151,01	0,0055	1,476	0,0065
0,689	4	298,13	298,14	70985,09	0,01799	14271,53	0,0056	1,488	0,0066
0,686	5	298,13	298,14	70934,89	0,01797	14393,46	0,0056	1,501	0,0067
0,682	6	298,13	298,13	70884,26	0,01795	14516,83	0,0057	1,514	0,0067
0,679	7	298,13	298,13	70833,19	0,01793	14641,65	0,0058	1,527	0,0068
0,675	8	298,13	298,12	70781,69	0,01791	14767,94	0,0058	1,540	0,0069
0,672	9	298,13	298,12	70729,74	0,01789	14895,71	0,0059	1,553	0,0069
0,668	10	298,13	298,11	70677,35	0,01787	15025,00	0,0059	1,567	0,0070
0,665	11	298,13	298,11	70624,49	0,01785	15155,82	0,0060	1,580	0,0071
0,661	12	298,13	298,10	70571,18	0,01783	15288,19	0,0060	1,594	0,0071
0,658	13	298,13	298,10	70517,41	0,01780	15422,13	0,0061	1,608	0,0072
0,654	14	298,13	298,09	70463,16	0,01778	15557,66	0,0061	1,622	0,0073
0,651	15	298,14	298,08	70408,43	0,01776	15694,80	0,0062	1,636	0,0073
0,021	194	300,84	295,02	41428,79	0,00531	112203,07	0,0497	11,768	0,0587
0,018	195	300,89	294,98	41034,11	0,00513	113680,83	0,0503	11,925	0,0595
0,014	196	300,95	294,94	40634,23	0,00496	115181,09	0,0510	12,084	0,0603
0,011	197	301,00	294,89	40229,07	0,00478	116704,25	0,0517	12,246	0,0611
0,007	198	301,05	294,85	39818,55	0,00459	118250,72	0,0524	12,410	0,0619
0,004	199	301,11	294,81	39402,59	0,00441	119820,91	0,0531	12,577	0,0628
0	200	301,16	294,76	38981,11	0,00422	121415,26	0,0538	12,746	0,0636

Figure III.04 : Discrétisation de la tour de refroidissement

La figure III-05 représente tous les paramètres d'entrée et de sortie du système. Les paramètres d'entrée en jaune sont divisés en trois catégories : les entrées de la machine à absorption, les entrées de la tour de refroidissement et finalement les conditions climatiques.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
2	La machine à absorption			La tour de refroidissement				Conditions climatiques								
6	La température d'évaporateur		T ₀	7	°C	Débit d'eau de refroidissement		m ₁	2,6	kg/s	Pression atmosphérique		P _{atm}	101325	Pa	
7	La température de générateur		T _g	90	°C	Débit d'air		m _a	1,187	kg/s	Température d'entrée d'air		T _{e_as}	28,0	°C	
8						Surface de la tour		A _r	1,057	m ²	Température d'entrée d'air humide		T _{e_ah}	14,0	°C	
9	différence entre T condenseur et		ΔT _c	5	°C	Hauteur de la tour		L _r	0,7	m						
12						température d'entrée d'eau		T _{e_e}	25	°C						
15	Débit de réfrigérant		m _r	0,007	kg/s	Température de sortie de l'eau		T _{e_s}	21,60	°C						
16	Débit riche		m _r	0,025	kg/s	Température de sortie de l'air		T _{a_s}	24,97	°C						
17	Débit pauvre		m _p	0,018	kg/s											
19	Puissance frigorifique		Q ₀	15,96	kW	humidité de l'air à la sortie		ω _s	0,0180	kg/kg _a						
20	Puissance de générateur		Q _g	20,99	kW	Eau perdu		Δm _w	0,0165	kg/s						
21	travail de la pompe		W _p	0,05	W	Température de condensation		T _c	28,30	°C						
22	Puissance de condenseur		Q _c	17,01	kW											
23	Puissance d'absorbeur		Q _a	19,94	kW											
25	Coefficient de performance		COP	0,7605												

Figure III.05 : Programme sous environnement Excel

a) Validation du maillage

Traditionnellement, lors des simulations, un maillage raffiné fournit des résultats plus précis. D'un autre côté, plus le maillage est important, plus le temps de calcul est long. L'idée d'une étude de convergence de maillage est d'exposer une méthode permettant d'avoir un bon compromis entre le temps de calcul et une précision satisfaisante.

Voici les principales étapes manuelles dont nous parlons afin de proposer une convergence du maillage :

- Création d'un maillage en utilisant un nombre raisonnable d'éléments, puis analyser le modèle.
- Recréer le maillage en augmentant la densité de maillage, le recalculer, comparer les résultats avec le premier calcul.
- Continuer à augmenter la densité de maillage, ré-analyser le modèle ; puis vérifier que les résultats convergent de manière satisfaisante.

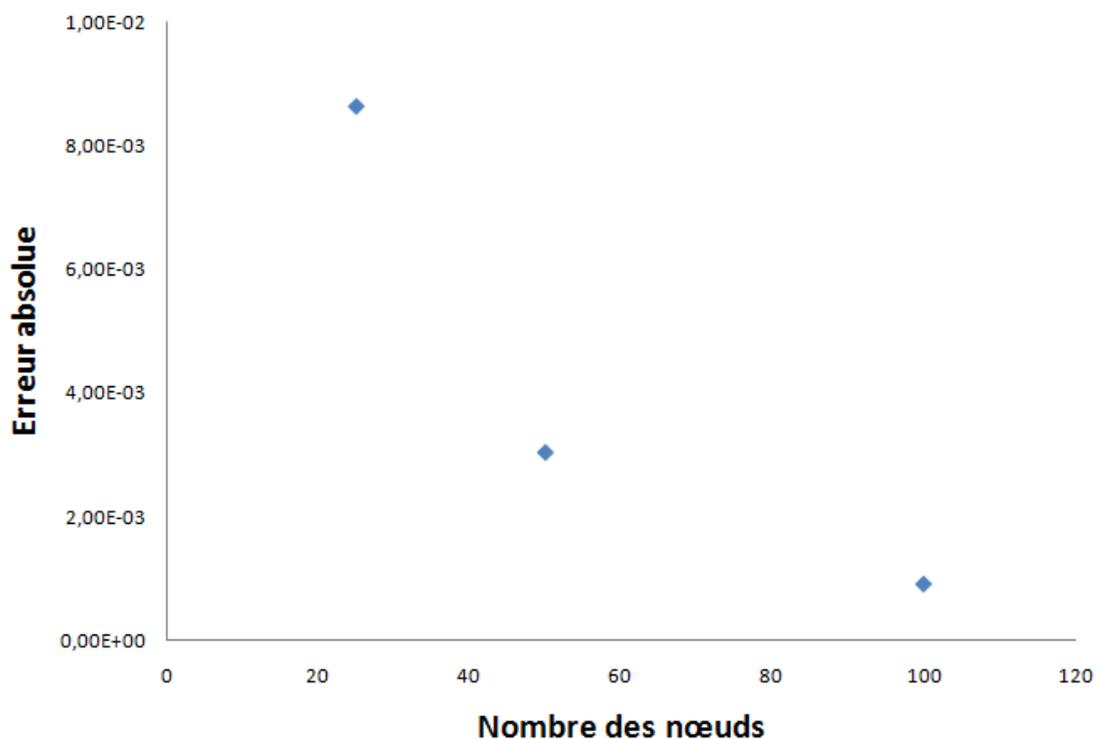


Figure III.06 : Etude des maillages

Ce type d'étude de convergence de maillage peut permettre d'avoir une solution précise, avec un maillage suffisamment dense, sans demander des ressources informatiques trop élevées.

Dans notre étude, nous avons choisi 4 maillages différents (200, 100, 50, 25) et on définit le modèle le plus raffiné comme modèle de référence (200) et ainsi évaluer l'erreur absolue de la température d'air à la sortie de la tour de refroidissement ($T_{as}^i - T_{as}^{200}$).

La **figure III-06** représente la variation de l'erreur absolue du maillage en fonction de nombre de maillage. Parmi les maillages que nous avons utilisés, le choix de 100 est le plus indépendant des résultats. L'analyse quantitative de l'influence de la discrétisation sur la convergence de la solution numérique montre que dans certains cas, on remarque une divergence dans les résultats. Afin d'éviter ce problème, nous avons adapté un maillage plus raffiné que 100 nœuds en l'occurrence 200 nœuds.

b) Validation des résultats

Afin de valider le présent modèle, on a comparé nos résultats avec des données publiées par W.M. Simpon et al. [31] sous des mêmes conditions. L'étude a été réalisée sur une tour de refroidissement d'une hauteur de $L_T = 1,15 \text{ m}$ et une surface transversale de $A_T = 1,057 \text{ m}^2$ ainsi qu'un coefficient de transfert de masse moyenne de $h_m a_p = 3,025 \text{ kg/m}^3 \cdot \text{s}$. Les données de comparaison sont regroupées dans le **tableau III-06**.

Tableau III.06 : Les paramètres d'entrée des essais de W.M. Simpon et al.

Paramètre	Indice	Unit	Exp.1	Exp.2	Exp.3	Exp.4
Débit d'air	\dot{m}_a	kg/s	1,187	1,187	1,265	1,250
Débit d'eau	\dot{m}_ω	kg/s	1,259	1,295	1,008	1,008
Humidité relative	φ_a	%	49,7	43,4	52,6	26,67
Température d'air à l'entrée	T_{e_a}	°C	29,0	30,5	35,0	35,0
Température d'eau à l'entrée	T_{e_e}	°C	28,72	34,5	38,78	38,78

Le **tableau III-07** illustre les valeurs expérimentales de W.M. Simpon et al, [31] ainsi que les valeurs théoriques de notre modèle. Il est clair que nos résultats est on bonne concordance avec lesdits résultats.

Tableau III.07 : Comparaison des résultats

		Expérimentale [31]	Théorique	Erreurs
Exp.1	Température d'eau à la sortie	24,22	23,85	0,37
	Température d'air à la sortie	26,67	27,05	-0,38
	Humidité relative à la	96,20	95,35	0,85

	sortie			
Exp.2	Température d'eau à la sortie	26,22	26,30	-0,08
	Température d'air à la sortie	30,27	31,07	-0,80
	Humidité relative à la sortie	97,94	96,16	1,78
Exp.3	Température d'eau à la sortie	29,33	28,73	0,60
	Température d'air à la sortie	33,27	32,72	0,55
	Humidité relative à la sortie	97,40	97,05	0,35
Exp.4	Température d'eau à la sortie	29,23	28,74	0,49
	Température d'air à la sortie	33,27	32,75	0,52
	Humidité relative à la sortie	97,40	97,06	0,34

c) Résultats obtenus :

Une fois la validation jugée satisfaisante, la variation du COP en fonction de la température de l'air sec et de l'eau à l'entrée de la tour de refroidissement (figure III.07) montre que la valeur du COP est plus élevée lorsque la température à l'entrée de la tour est au voisinage de la température de l'air et diminue lorsque l'écart augmente. Ce comportement est traduit par la quantité de chaleur importante dégagée dans le cas d'une basse température de l'eau (figure III.08).

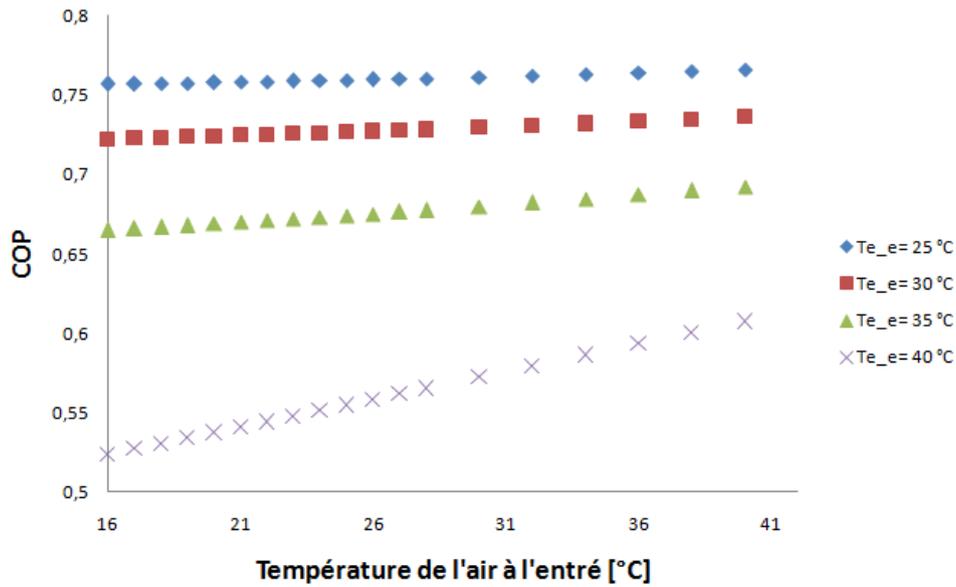


Figure III.07 : Variation de COP en fonction de la température de l'air sec et de l'eau à l'entrée de la tour de refroidissement

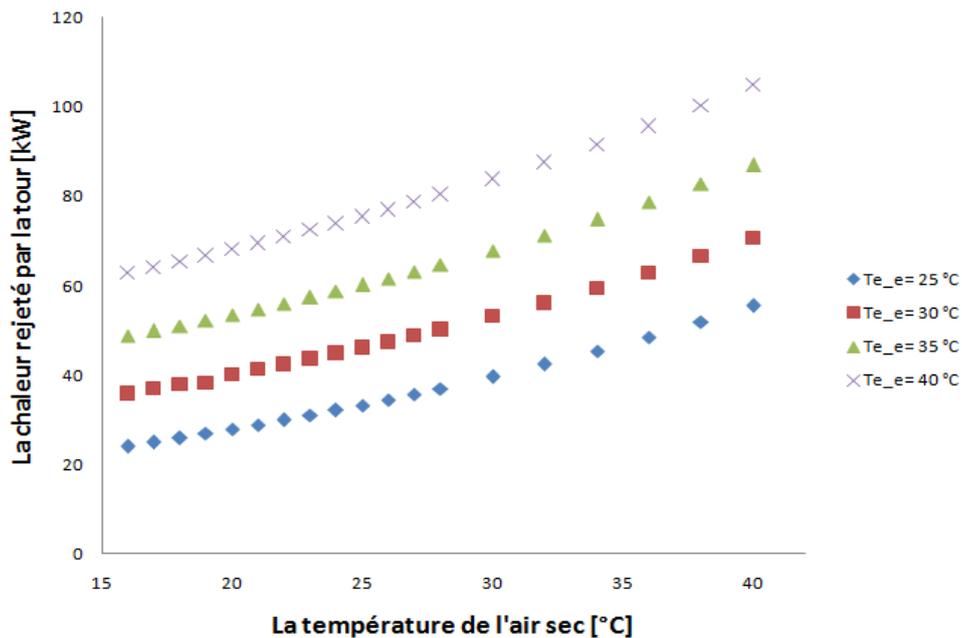


Figure III.08 : Variation de quantité de chaleur rejetée par la tour de refroidissement en fonction de la température d'air

Afin de connaître l'influence de la dimension de la tour de refroidissement sur la performance de la machine à absorption, nous avons calculé le COP de la machine à absorption avec différentes valeurs de hauteurs ainsi que plusieurs valeurs de surface transversale. La figure III.09 représente la variation du COP en fonction de la dimension de la tour de refroidissement.

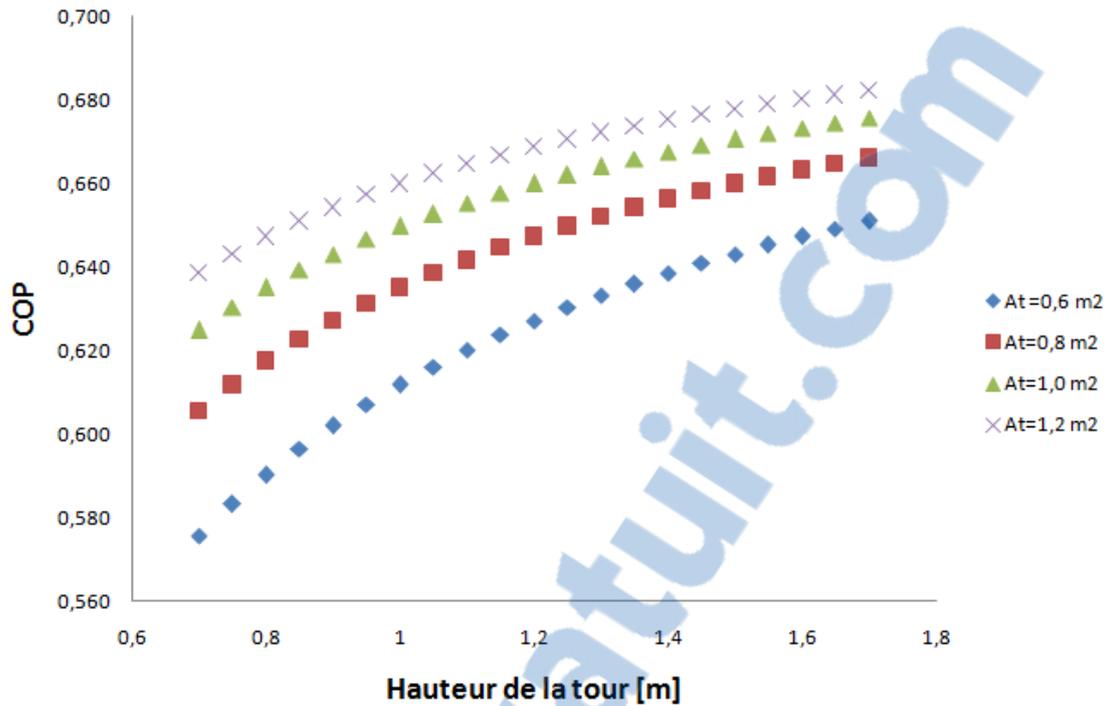


Figure III.09 : Variation de COP en fonction de dimension de la tour de refroidissement

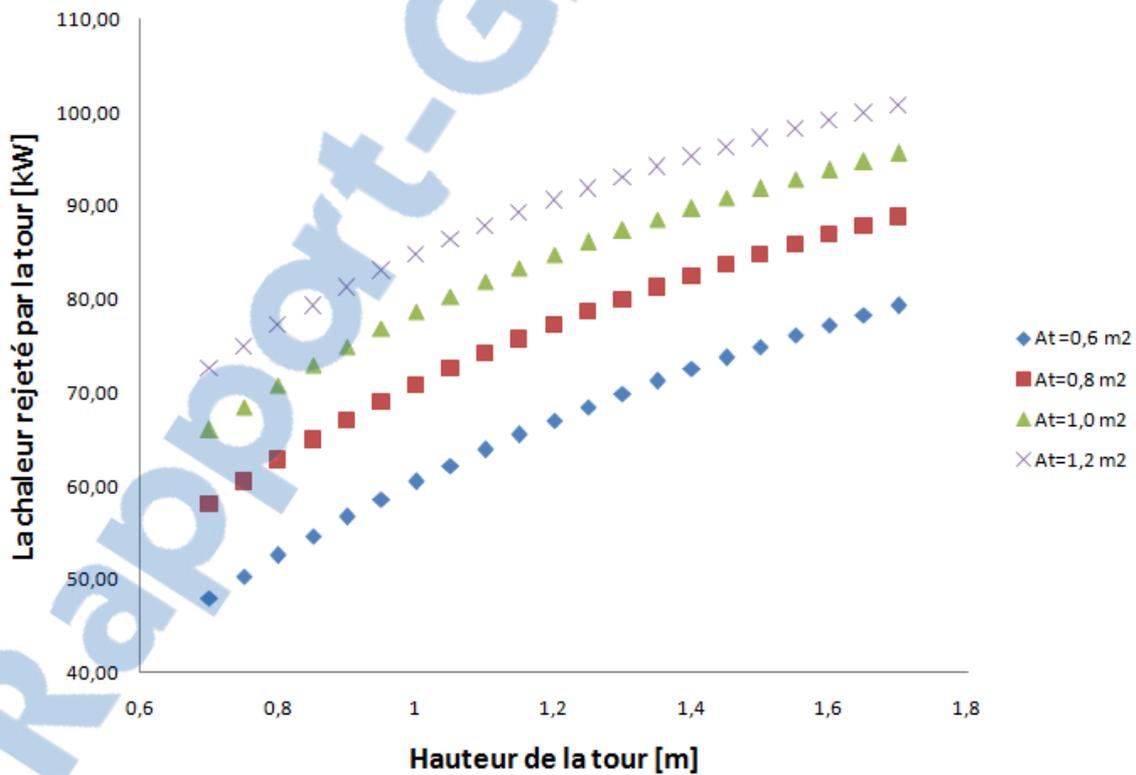


Figure III.10 : Variation de quantité de chaleur rejetée par la tour de refroidissement en fonction de la dimension de la tour

On remarque que le COP de la machine à absorption augmente avec l'augmentation de la valeur de la hauteur de la tour de refroidissement ainsi qu'avec la section transversale de la

tour. En augmentant la hauteur de la tour, la probabilité de contact entre l'eau et l'air augmente de façon et ainsi dégager le maximum de chaleur ce qui est traduit clairement par la figure III.10.

La figure III.10 représente la variation de la quantité de chaleur rejetée en fonction de la hauteur et la section de la tour de refroidissement. La figure contient quatre graphes où chacun correspond à une section déterminée, on remarque que si on augmente la section et on varie la hauteur, la quantité rejetée augmente cette augmentation est due au changement de la surface d'échange entre l'air et l'eau.

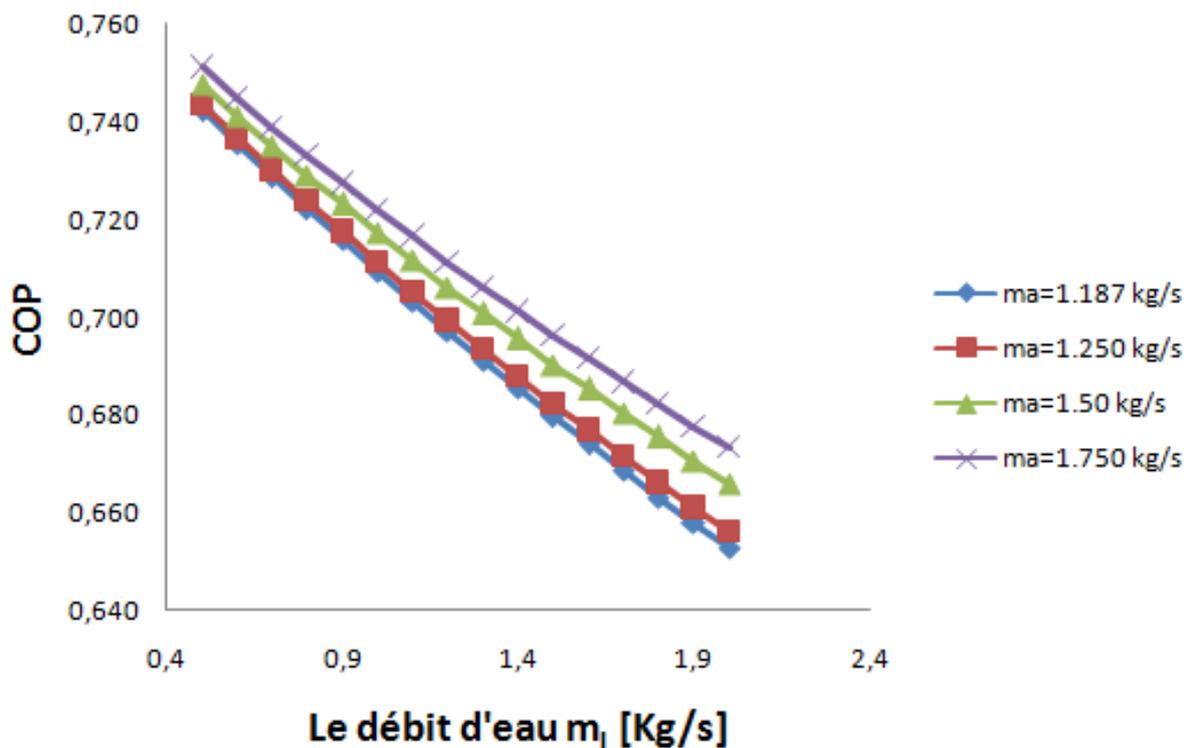


Figure III.11 : Variation de COP en fonction de débit d'eau

La figure III.11 représente la variation du COP en fonction des débits de l'air et de l'eau. Dans ce cas on a fixé le débit de l'air et on a fait varier le débit de l'eau pour quatre valeurs de débit d'air. Pour un premier cas, le débit de l'air a été fixé à 1.187 kg/s pour un débit d'eau variant entre 0.5 et 2 kg/s, le COP obtenu est de 0,742 correspondant au 0.5 kg/s et 0,653 correspondant au 2 kg/s. Le COP décroît. Le refroidissement se fait par deux méthodes : par convection parce que l'air se refroidit par transfert de masse c'est-à-dire par évaporation d'une quantité d'eau, quand le débit d'eau augmente l'air se sature plus rapidement d'où le mauvais refroidissement.

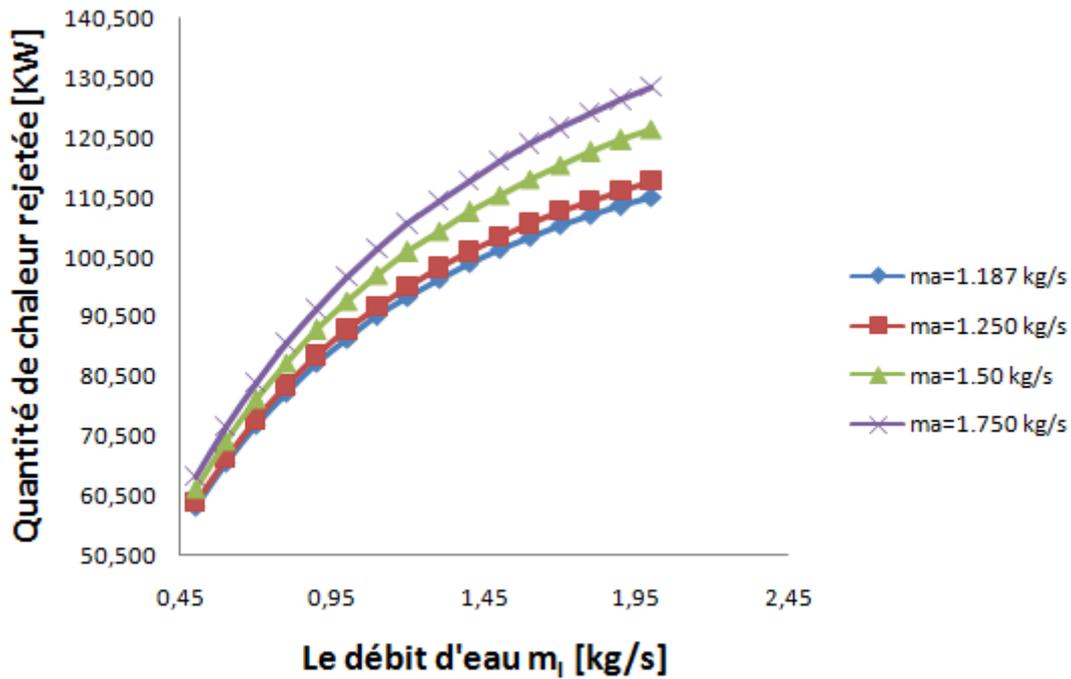


Figure III.12 : Quantité de chaleur rejetée en fonction de débit d'eau

La figure III.12 représente la variation de quantité de chaleur rejetée par la tour de refroidissement en fonction du débit d'eau circulant, les résultats obtenus montrent que si on augmente le débit d'eau la quantité de chaleur rejetée augmente aussi pour les quatre valeurs de débit d'air, si on prend par exemple la même valeur de débit d'eau de 2 kg/s et les deux valeurs de débit d'air 1.187 et 1.75 kg/s, la quantité de chaleur rejetée est de 110, 128 kW respectivement. L'évolution est croissante.

III.6. Conclusion

Dans ce chapitre, une étude de l'influence des paramètres de la tour de refroidissement sur la performance d'une machine à absorption à simple effet fonctionnant avec le couple LiBr-H₂O a été faite. Un modèle mathématique composé de quatre équations différentielles de premier ordre a été développé.

Les équations sont discrétisées en utilisant la méthode des différences finies en adoptant plusieurs nombres de nœuds afin de trouver le nombre optimal de nœuds. La validation des résultats a été faite avec les résultats expérimentaux de W.M. Simpon et al, [31]. L'erreur trouvée est de l'ordre de 0,5 °C pour les températures de l'eau et de l'air à la sortie de la tour de refroidissement.

Les résultats obtenus montrent que le COP augmente avec l'augmentation de la hauteur de la tour de refroidissement, de la surface transversale de la tour, de la température de l'air à l'entrée de la tour et du débit d'air. Par ailleurs, une augmentation du COP peut être acquise avec la diminution du débit d'eau et de la température de l'eau à l'entrée de la tour.

L'amélioration du COP en augmentant les dimensions de la tour de refroidissement (hauteur et surface transversale de la tour) évolue de façon inverse avec les exigences technologiques qui exigent une compacité des machines à absorption (y compris la tour de refroidissement) et ce pour les rendre plus populaires pour une utilisation pour le rafraîchissement des habitats notamment les habitats individuels. Ceci n'empêche pas une utilisation centralisée dans un cadre d'habitats collectifs.

En outre, l'augmentation de la taille de la tour de refroidissement en vue de dégager le maximum de chaleur du système à absorption et par conséquent l'augmentation du COP induit des frais financiers supplémentaires qui s'ajoutent à la cherté de ces systèmes eux-mêmes.

Conclusion générale

L'emploi d'une machine à absorption requiert la présence simultanée sur le site d'un effluent chaud (à une température minimum de 90 °C) d'une part, et d'autre part d'un besoin en froid positif ou négatif.

Les performances de la machine sont caractérisées par le COP : ratio entre la puissance frigorifique délivrée à l'évaporateur et la puissance fournie au bouilleur. Celui-ci varie selon le type de fluide employé et les conditions d'utilisation (notamment la température de l'eau froide souhaitée). Les systèmes commercialisés ont généralement un COP variant entre 0,2 et 0,7 pour des machines à simple effet.

Les récupérateurs thermiques qui permettent d'introduire une valorisation de l'énergie thermique d'un procédé. La fonction de ces échangeurs est alors d'assurer le transfert d'une capacité thermique maximale afin de permettre une valorisation maximale du rejet thermique sur des critères énergétiques et économiques. Quelques types d'échangeurs de chaleur utilisés aux systèmes de rejet de chaleur ont été revus, plus particulièrement, les tours de refroidissement, leurs composants ainsi que leur fonctionnement.

Une étude de l'influence des paramètres de la tour de refroidissement sur la performance d'une machine à absorption à simple effet fonctionnant avec le couple LiBr-H₂O a été faite. Un modèle mathématique composé de quatre équations différentielles de premier ordre a été développé.

Les équations sont discrétisées en utilisant la méthode des différences finies en adoptant plusieurs nombres de nœuds afin de trouver le nombre optimal de nœuds. La validation des résultats a été faite avec les résultats expérimentaux de W.M. Simpon et al, [31]. L'erreur trouvée est de l'ordre de 0,5 °C pour les températures de l'eau et de l'air à la sortie de la tour de refroidissement.

Les résultats obtenus montrent que le COP augmente avec l'augmentation de la hauteur de la tour de refroidissement, de la surface transversale de la tour, de la température de l'air à l'entrée de la tour et du débit d'air. Par ailleurs, une augmentation du COP peut être acquise avec la diminution du débit d'eau et de la température de l'eau à l'entrée de la tour.

L'amélioration du COP en augmentant les dimensions de la tour de refroidissement (hauteur et surface transversale de la tour) évolue de façon inverse avec les exigences technologiques qui exigent une compacité des machines à absorption (y compris la tour de refroidissement) et ce pour les rendre plus populaires pour une utilisation pour le

rafraîchissement des habitats notamment les habitats individuels. Ceci n'empêche pas une utilisation centralisée dans un cadre d'habitats collectifs.

En outre, l'augmentation de la taille de la tour de refroidissement en vue de dégager le maximum de chaleur du système à absorption et par conséquent l'augmentation du COP induit des frais financiers supplémentaires qui s'ajoutent à la cherté de ces systèmes eux-mêmes.

Références

- [1], H.Z. Hassan, A.A.Mohamad, A review on solar cold production through absorption technology, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012
- [2] R. Daoudi, Thermo frigo pompe à absorption à eau –bromure de lithium pour hautes température : Modélisation, conception, et analyse exégétique, thèse de doctorat, INPL, 1999.
- [3]Gearoid Falay, Robert Devant, Richard Sweatser The futur of absorption technology in America.
- [4] LAKROUNE Abdelghani, nouveau melange frigorifique pour les pompes a chaleur, mémoire de magister, 2008
- [5] PIERRE NEVEU Absorption liquide machine, International journal of réfrigération, Novembre 2008
- [6] TIERNEY M.J, options for solar-assisted refrigeration trough collectors and double effect chillers, renewable energy, 2007
- [7] LARKECHE Ouassila Epouse ZERMANE, MODELISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION : APPLICATION DES EQUILIBRES DE PHASES, UNIVERSITE MENTOURI DE CONSTANTINE, 03/07/2012
- [8] D.S KIM, C.A INFANTE Ferreira, solar refrigeration options, a state of the art review, international journal of refrigeration, 2008
- [9] FELLAH. I, Etude et conception d'un système de climatisation utilisant le rayonnement solaire, mémoire de fin d'étude, 2004
- [10]Abakar.A .H, Expérimentation des régimes transitoire d'une pompe à chaleur a absorption (eau_ammoniac) destiné à la climatisation solaire, thèse insa de Lyon(1981).
- [11] APHORNATANA et EAMES, Experimental studies of a single effect Absorption refrigerator using aqueous lithuim bromide, Experimental thermal and fluid science 32, 2007
- [12] Marcriss RA, Gutraj JM, Zawacki TS. Absorption fluid data survey: final report on worldwide data, ORLN/sub/8447989/3, Inst. Gas Tech., 19
- [13]A. BONTEMPS, A. GARRIGUE, C. GOUBIER, J. HUETZ, C. MARVILLET, P.MERCIER et R. VIDIL – Échangeur de chaleur – Technique de l'Ingénieur, Traité Génie Énergétique
- [14] Alfa Laval les cahiers alfa laval, spécial technique,1987
- [15] Ir. Jacques Michotte, Différents types d'échangeurs de chaleur facilitateur URE process, septembre 2012.

- [16] CETIAT, Les différents processus derefroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires, guide technique, 2005.
- [17] : G.A. Florides et al, « Design and construction of a LiBr-water absorption machine », Energy conversion and Management 44 (2003), 2483-2508.
- [18] : S. Kalogirou et al, « Design and construction of a lithium bromide water absorption refrigerator ». In Preceedings of CLIMA 2000 International Conference on CD-ROM, Naples, 2001.
- [19] : Ashrae, « Handbook-Fundamentals, ASHRAE », 1985.
- [20] : J.C. Kloppers et al, « The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers », International Journal of Thermal Sciences 44 (2005) 879–884.
- [21] H.R. Goshayshi, J.F. Missenden, The investigation of cooling tower packing in various arrangements, Applied Thermal Engineering 20 (2000) 69–80.
- [22] : Instruction manual: BASIC water cooling tower, Engineering Teaching and Research Equipment, Armfield, England, 1993.
- [23] N.W. Kelly, L.K. Swenson, Comparative performance of cooling tower packing arrangements, Chemical Engineering Progress 52 (1956) 263–268.
- [24] R.G. Barile, J.L. Dengler, T.A. Hertwig, Performance and design of a turbulent bed cooling tower, AIChE Symposium Series 70 (1974) 154–162.
- [25] : Bernier, M. « Cooling tower performance: theory and experiments ASHRAE Transactions: Research », Vol. 37, 114-121, (1994).
- [26] : Kuehn et al, « Thermal Environmental Engineering ». Prentice Hall, New Jersey, (1998).
- [27] : B. Costelloe et al, « Heat Transfer Correlations for Low Approach Evaporative Cooling Systems in Buildings », Applied Thermal Engineering (2008).
- [28] : Ashrae, « Handbook of Fundamentals», USA, Atlanta 1985.
- [29] Rogers GFC et al, « Thermodynamique and transport properties of fluids » SI units. 4th édition UK : Blackwell Publishers, 1992.
- [30] C.M. Lamine « Simulation et étude comparée de cycle à absorption LiBr-H₂O à usage de froid, cas de l'unité de production de Detergent Hankel ». Mémoire de Magister, Constantine : Université Mentouri, 2010.
- [31] : W.M. Simpon and T.K. Sherwood, “Performance of Small Mechanical Draft Cooling Towers”, American Society of Refrigeration Engineering”, Vol. 52, pp. 535-543 and 574-576, 1946.

Résumé

L'objectif de ce mémoire consiste à étudier l'influence du rejet de chaleur sur les performances d'une machine frigorifique à absorption. Pour ce faire, une modélisation mathématique d'une machine frigorifique à absorption en combinaison avec une tour de refroidissement humide pour le rejet de chaleur a été effectuée suivie d'une simulation numérique sous environnement Excel. Les résultats obtenus montrent que le COP augmente avec la taille de la tour de refroidissement, de la température de l'air à l'entrée de la tour et du débit d'air. Par ailleurs, une augmentation du COP peut être acquise avec la diminution du débit d'eau et de la température de l'eau à l'entrée de la tour. Toutefois, l'amélioration du COP en augmentant les dimensions de la tour de refroidissement (hauteur et surface transversale de la tour) évolue de façon inverse avec les exigences technologiques qui exigent une compacité des machines à absorption.

Abstract

The purpose of this memoire is to investigate the influence of heat rejection on the performance of an absorption chiller. To do this, a mathematical model of an absorption refrigeration machine in combination with a wet cooling tower for heat rejection was carried out followed by a numerical simulation in Excel environment. The results obtained show that the COP increases with the size of the cooling tower, the air inlet temperature to the tower and the air flowrate. Furthermore, an increase of COP can be achieved with the decrease of water flowrate and water inlet temperature to the tower. However, improvement of COP by increasing the cooling tower dimensions (height and cross-sectional area of the tower) is changing inversely with the technological requirements that require compactness of absorption machines.

ملخص

الهدف من هذه المذكرة هو دراسة تأثير التخلص من الحرارة الزائدة على قدرات آلات التبريد عن طريق الامتصاص. لأجل هذا قمنا بإنجاز نموذج رياضي لآلة تبريد عن طريق الامتصاص مرفقة ببرج تبريد رطب من أجل التخلص من الحرارة الزائدة متبوعة بمحاكاة رقمية للنظام بواسطة برنامج إكسل. بينت النتائج أن معامل أداء الآلة يتزايد مع حجم برج التبريد ودرجة حرارة دخول الهواء ومعدل تدفقه إلى البرج. إضافة إلى ذلك يمكن تحسين معامل أداء الآلة عن طريق خفض معدل تدفق الماء إلى البرج ودرجة حرارته. ومع ذلك، فإن تحسين معامل آلة التبريد عن طريق زيادة أبعاد برج التبريد (طول البرج ومساحة مقطعه العرضي) يتغير عكسيا مع المتطلبات التكنولوجية التي تتطلب تقليص حجم آلات التبريد عن طريق الإمتصاص.