

II.1. Air humide

La particularité de l'air humide est d'être constitué d'un mélange gazeux, qui doit dans la plupart des cas être pris en compte dans l'interprétation d'un phénomène : en effet, dans le cas d'un fluide pur, l'état thermodynamique est entièrement caractérisé par la connaissance de deux grandeurs, par exemple la température et la pression, ou la pression et le volume, etc. En revanche, dans le cas d'un mélange, la présence de plusieurs constituants impose la connaissance d'un troisième paramètre pour caractériser l'état thermodynamique. Pour l'air humide, ce troisième paramètre peut être l'une des nombreuses grandeurs utilisées couramment pour définir l'« humidité » : rapport de mélange, humidité relative, température de rosée, température humide, etc.

Lorsque l'on connaît la température, la pression et l'un quelconque de ces paramètres, il est alors possible de déterminer tous les autres, ainsi que les différentes grandeurs telles que la masse volumique, le volume massique, l'enthalpie, etc. Certaines définitions et des relations sont à connaître pour effectuer les calculs permettant de passer d'une grandeur à l'autre, ainsi que pour utiliser un diagramme de l'air humide.

Comme pour toute mesure, l'obtention d'un résultat correct dépend avant tout du choix d'un capteur adapté, ensuite de son utilisation appropriée et enfin de l'analyse du résultat obtenu.

II.1.1. Paramètres de composition de l'air humide

D'après l'Organisation de l'aviation civile internationale (OACI), l'air sec type est défini sur les bases suivantes :

- ▲ l'air est considéré comme un gaz parfait ;
- ▲ il est exempt de vapeur d'eau ;
- ▲ les constantes physiques sont les suivantes :
 - masse molaire M_a : $28,964\ 55 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{mol}^{-1}$,
 - pression atmosphérique au niveau de la mer : 101 325 Pa,
 - température au niveau de la mer : 15 °C,
 - masse volumique au niveau de la mer : $1,226 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,
 - constante universelle des gaz parfaits : $8,314\ 3 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$,
 - composition molaire donnée dans le tableau 1.

Gaz constituant	Fraction molaire (%)	Masse molaire (g mol ⁻¹)
Azote	78,09	28,013 4
Oxygène	20,95	31,998 8
Argon	0,93	39,948
Anhydride carbonique	0,03	44,009 95
Néon	$1,8 \cdot 10^{-3}$	20,183
Hélium	$5,24 \cdot 10^{-4}$	4,002 6
Krypton	$1,0 \cdot 10^{-4}$	83,80
Hydrogène	$5,0 \cdot 10^{-5}$	2,015 94
Xénon	$8,0 \cdot 10^{-6}$	131,30
Ozone	$1,0 \cdot 10^{-6}$	47,998 2
Radon	$6,0 \cdot 10^{-18}$	222

Une estimation de la pression atmosphérique (en pascals) en fonction de l'altitude (z) peut être obtenue par la relation :

$$p(z) = 1,197\ 45 \cdot 10^{-8} \cdot (288,15 - 0,006\ 5 \cdot z)^{5,255\ 88}$$

Le tableau 2 donne un exemple d'évolution de la température, de la pression et de la masse volumique de l'air en fonction de l'altitude. Ces valeurs peuvent varier en fonction de la situation géographique, des conditions atmosphériques, etc.

Altitude (km)	0	1	2	3	5	10	15
Température (°C)	15	7,5	0	- 5	- 15	- 40	- 56,5
Pression (hPa)	1 013,25	953,2	789,3	698,6	537,3	272	120
Masse volumique (kg · m ⁻³)	1,226	1,165	0,992	0,894	0,711	0,397	0,193

Dans l'air atmosphérique, il faut également prendre en compte :

- ↪ l'humidité qui se présente sous forme de :
 - vapeur dont la teneur dans l'air est fonction de la saison, de l'heure et du lieu,
 - phase condensée : liquide (eau en gouttelettes, nuages, brume, brouillard) ou solide (neige, glace, etc.) ;
- ↪ les impuretés : vapeurs industrielles ou de provenance naturelle telles les poussières, micro-organismes, etc. ;
- ↪ l'électricité atmosphérique : ions. (0)

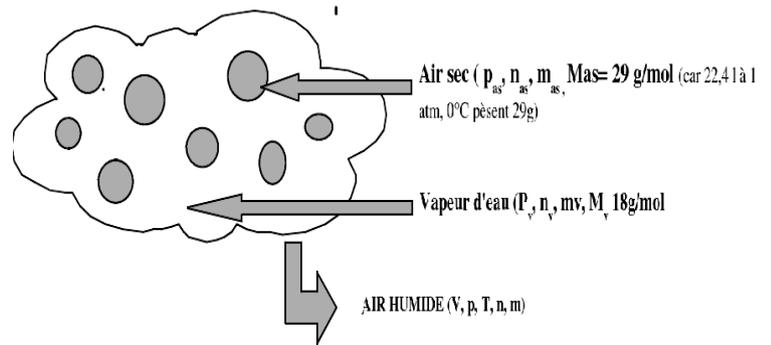
II.1.1.1. Air sec

L'air sec est un mélange de gaz contenant principalement de l'azote, de l'oxygène, de l'argon, du gaz carbonique et, en faibles quantités, un certain nombre d'autres gaz (néon, hélium, krypton, hydrogène, etc.). Les proportions de ces différents gaz, tout en variant légèrement en fonction du temps et du lieu, peuvent être considérées en première approximation comme constantes (air de référence) et sont présentées dans le tableau 1, ainsi que leur masse molaire.

II.1.1.2. Air humide

L'air humide est un mélange en proportions variables d'air sec et de vapeur d'eau et peut se schématiser de la façon suivante:

Il est à noter que la vapeur d'eau étant de l'eau à l'état gazeux, la présence d'eau sous forme liquide en suspension (brouillard) n'intervient pas dans la notion d'air humide ; la présence d'eau en suspension peut même constituer un élément perturbateur pour les mesures d'humidité.



II-1.1.3. Air saturé

L'air saturé correspond à un air humide, à une température et à une pression données, dont la quantité de vapeur d'eau est telle que toute quantité d'eau supplémentaire

II.1.1.4. La teneur en eau

La teneur en eau de l'air d'un local est également appelée l'humidité absolue ou encore humidité spécifique de l'air de ce local.

Elle est notée Y ou H_a . On trouve également les notations: x ou w .

Il s'agit du rapport de la masse de vapeur d'eau à la masse d'air sec: $Y = \frac{m_v}{m_{as}}$

Remarque : m_v et m_{as} sont en [kg]. L'unité de Y est donc le [kg eau/kg Air Sec], encore noté [kg]/[kg AS]. Mais les quantités de vapeur contenues dans l'air humide sont faibles, d'où l'unité souvent utilisée: [g/kgAS].

II.1.1.5. Le degré hygrométrique

Le degré hygrométrique de l'air d'un local est également appelé humidité relative. On compare en fait la teneur en eau d'un air ambiant à la teneur en eau qu'il aurait s'il était saturé, c'est-à-dire s'il ne pouvait plus contenir d'eau sous forme de vapeur, à la température T_s : D'où l'appellation d'humidité relative!

$$\epsilon \text{ ou } HR = \frac{\text{pression partielle de vapeur d'eau}}{\text{pression de vapeur saturante de l'eau}} = \frac{P_{H_2O}}{P_{H_2O}^\circ} \times 100$$

A chaque température (sèche) correspond un état où l'air (humide), ne peut plus absorber de vapeur d'eau; on dit qu'il est saturé.

Dans ce cas, l'excédent d'eau ne peut plus se vaporiser, il reste en suspension dans l'air sous forme de brouillard; on dit qu'il est sursaturé.

II.1.1.6. La pression de vapeur

Comme nous venons de le voir, on peut considérer que l'air humide est un mélange de deux gaz assimilés à des gaz "parfaits":

- ▲ L'air sec (c'est la plus grande part),
- ▲ La vapeur d'eau.

Notons que cette vapeur d'eau peut être sèche, saturante ou sursaturée. D'autre part, chacun de ces gaz est caractérisé par sa pression partielle. Soit :

P : la pression partielle de l'air sec

P_v : la pression partielle de la vapeur d'eau

P_a : la pression atmosphérique

On peut écrire que, d'après la loi de DALTON : $P_a = P + P_v$

Notons que ces pressions sont liées à la teneur en eau de l'air considéré d'une part et à la température de cet air d'autre part.

Remarques : Si on appelle P_{vs} la pression partielle de vapeur saturante alors:

Si $P_v < P_{vs}$ alors l'air humide n'est pas saturé.

Si $P_v > P_{vs}$ alors l'air humide est saturé.

La pression atmosphérique moyenne (elle varie de +/-4% en fonction des conditions météorologiques) peut être approchée par la formule suivante en fonction de l'altitude: $P = 101325 - 12 \times z + 5,2 \cdot 10^{-4} z^2$

II-1-2. Paramètres calorifiques de l'air humide

II-1-2.1. Les températures caractéristiques de l'air humide

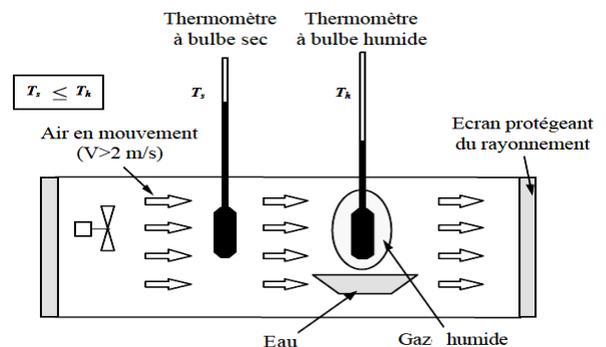
a- La température sèche de l'air

C'est la température indiquée par un thermomètre ordinaire à l'abri du rayonnement solaire (quelquefois appelée température du bulbe sec). Elle est notée T_s . On la mesure avec un thermomètre à mercure ou à alcool.

b- La température humide de l'air T_h

C'est la température indiquée par un thermomètre dont le bulbe est entouré d'un gaz mouillé, balayé par de l'air en mouvement et protégée du rayonnement.

A la surface du thermomètre à bulbe humide, l'eau se vaporise. La température humide dépend de la température sèche de l'air et de l'humidité comprise dans cet air. L'ensemble thermomètre sec plus thermomètre humide est appelé psychromètre.



c- La température de rosée

On définit la température de rosée T_r la température à partir de laquelle, la vapeur d'eau, contenue dans un air humide que l'on refroidit à pression constante, commence à se condenser (apparition de gouttelettes d'eau). Exemple: condensation à la surface d'une vitre

Si la température de surface de la vitre est inférieure à la température de rosée de l'air (humide) T_r , alors il y a condensation de la vapeur d'eau, présente dans l'air humide, sur la vitre.

Notons que cette température de rosée T_r dépend uniquement de la teneur en eau de l'air du local considéré.

II-1-2.2. L'enthalpie spécifique de l'air humide

L'enthalpie spécifique, notée h ou h_s , représente la quantité de chaleur (sensible + latente) contenue dans un air humide dont la masse d'air sec est de 1 kg.

On a la relation: $h_s = 1.02 \times T + 2500 \times P_s$ kJ/kgAS

Remarque: on peut dire qu'il s'agit de l'enthalpie totale d'une masse d'air humide rapportée à la masse d'air sec présent dans l'air humide considéré.

➤ Enthalpie massique de l'air sec à la température T :

Elle représente la quantité de chaleur qu'il faudrait fournir à 1 kg d'air sec pour élever sa température de 0 °C à T [°C].

$$H_{as} = h_{as} = C_{pas} \cdot T$$

avec: C_{pas} : Capacité thermique massique de l'air : $C_{pas} = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$

➤ Enthalpie massique de la vapeur d'eau à la température T :

Elle représente la chaleur totale qu'il faut fournir à 1 kg d'eau pris à 0 °C pour le porter à l'état de vapeur à la température T °C.

$$H_v = h_v = C_{pe} \cdot T + L_{v(T)} \quad (\text{KJ}/\text{kg vap})$$

C_{pEau} : Capacité thermique massique de l'eau = 4,185 kJ/(kg.°C)

$L_{v(T)}$: chaleur latente de vaporisation de l'eau $L_{v(T)} = 2500 - 2.34T$ kJ/kg_{vap}

$$H_v = h_v = 2500 + 1.85 \cdot T \quad (\text{KJ}/\text{kg vap})$$

➤ Enthalpie massique de l'air humide à la température T :

L'enthalpie de l'air humide H est la somme de l'enthalpie de l'air et de l'enthalpie de la vapeur d'eau.

$$H = c_{p_{as}} \cdot T + Y \cdot (L_v + c_{p_e} \cdot T)$$

Où $C_{p_{as}}$ et C_{p_e} sont respectivement les chaleurs massiques de l'air et de l'eau à l'état gazeux et L_v la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 0°C.

On obtient donc : $H = 1,01 \cdot T + Y \cdot (2494 + 1,92 \cdot T)$ avec H en $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

II.2. Diagramme de l'air humide

On utilise le diagramme de l'air humide, également appelé diagramme psychrométrique, pour calculer les évolutions d'un air humide plutôt que d'utiliser des calculs algébriques.

Ce diagramme permet également de reproduire graphiquement les évolutions de l'air au cours d'un traitement. Il a été établi pour une masse d'air sec de 1 kg et une pression atmosphérique souvent égale à la pression atmosphérique normale (101325 Pa), donc pour une altitude de 0 m. Au delà, il faut apporter des corrections et pour des températures entre -20 à 50°C.

II.2.1 Principaux diagrammes de l'air humide ou psychrométriques :

Ils diffèrent seulement par le calcul de l'enthalpie spécifique et par l'angle formé par les axes de coordonnées

- ▲ MOLLIER : Coordonnées non rectangulaires ($\alpha = 135^\circ$) avec $h = 1,0060 \cdot T + Y \cdot (2500 + 1,860 \cdot T)$
- ▲ C.O.S.T.I.C : Coordonnées non rectangulaires ($\alpha = 92^\circ$) avec $h = 1,0060 \cdot T + Y \cdot (2501 + 1,805 \cdot T)$
- ▲ A.S.H.R.A.E : Coordonnées non rectangulaires ($\alpha = 88^\circ$) avec $h = 1,0060 \cdot T + Y \cdot (2501 + 1,830 \cdot T)$
- ▲ PORCHER : Coordonnées non rectangulaires ($\alpha = 92,5^\circ$) avec $h = 1,0000 \cdot T + Y \cdot (2490 + 1,960 \cdot T)$
- ▲ CARRIER : Coordonnées rectangulaires ($\alpha = 90^\circ$) avec $h = 1,0045 \cdot T + Y \cdot (2498 + 1,880 \cdot T)$

Tous les diagrammes cités sont utilisés suivant les affinités de chacun, sont équivalents et donnent des résultats très proches.

II.2.2. Caractéristiques de l'air humide sur le diagramme :

- **Température sèche notée T_s ou simplement T en °C**

Cette caractéristique peut être mesurée à l'aide d'un simple thermomètre dit "à bulbe sec". C'est l'axe des coordonnées horizontales.

- **Humidité absolue notée Y en $\text{kg}_{\text{eau}} / \text{kg}_{\text{as}}$**

La notation x ou w est aussi utilisée. L'humidité absolue est aussi appelée teneur en eau de l'air. C'est l'axe des coordonnées verticales.

- **Enthalpie spécifique notée h en $\text{kJ} / \text{kg}_{\text{as}}$**

Certains diagrammes propose en plus une échelle en $\text{kcal} / \text{kg}_{\text{as}}$

- **Humidité relative ou degré hygrométrique noté ε ou Hr en %**

Cette caractéristique peut être mesurée à l'aide d'un hygromètre à cheveux (classique) ou à sonde capacitive (électronique).

La courbe extrême est la courbe de saturation où $Hr = 100\%$.

- **Volume spécifique noté v ou v'' en $\text{m}^3 / \text{kg}_{\text{as}}$**

- **Température de rosée notée T_r en °C**

C'est la température à laquelle il faudrait refroidir un air humide pour que la vapeur d'eau commence à se condenser.

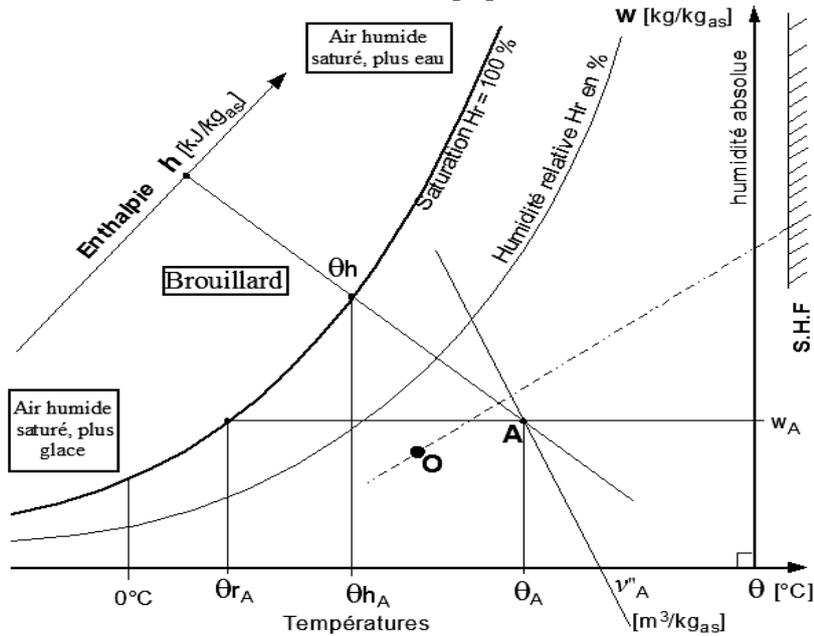
- **Température humide notée T_h en °C**

C'est la température indiquée par un thermomètre dont le bulbe est recouvert d'un coton mouillé et placé dans un flux d'air (2 m/s) à l'abri de tout rayonnement. Autrement dit c'est la température à laquelle l'eau s'évapore dans l'air renouvelé.

II.2.3. Différents types de diagrammes de l'air humide :

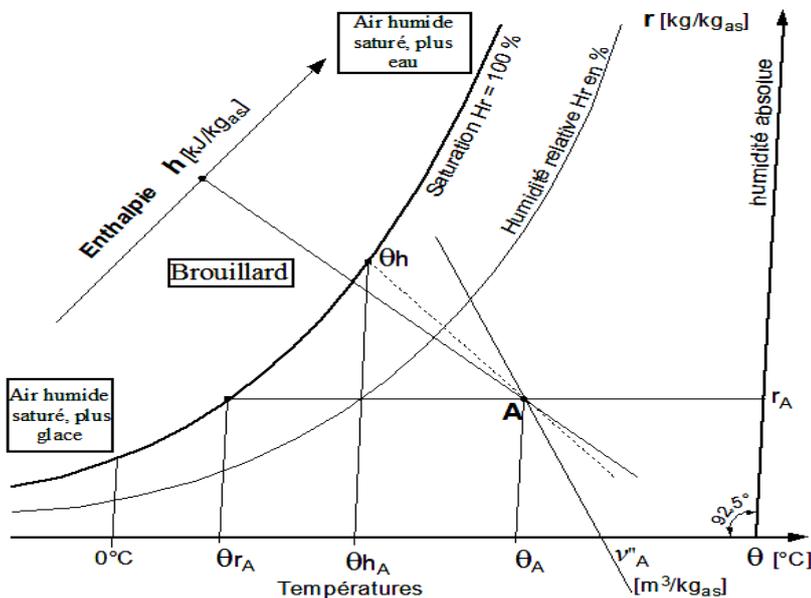
A- Coordonnées rectangulaires ("CARRIER"):

- Les droites isothermes sont perpendiculaires aux droites de même humidité absolue
- La pente des isenthalpes est identique à celle des droites de même température humide
- Le point O (24°C,50%) est le point de référence de l'échelle des S.H.F ("Sensible Heat Factor" ou facteur de chaleur sensible).
- Sur ce diagramme, les isenthalpes sont linéaires ; l'erreur induite, par ce choix de représentation, peut être corrigée à l'aide de l'échelle de correction enthalpique.



B- Coordonnées non rectangulaires ("COSTIC ou PORCHER et MOLLIER"):

- Les droites isothermes font un angle de 92,5 ° avec les isohydres (droites de même humidité absolue).
- La pente des isenthalpes est différente de celle des droites de même température humide.
- Sur ce diagramme, les isenthalpes sont linéaires ; l'erreur induite, par ce choix de représentation, est corrigée par la modification de l'angle formé par l'isenthalpe et l'isotherme.



II. 3. Tour de refroidissement

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

En opérant de la sorte, il est possible de refroidir un fluide jusqu'à une température supérieure de quelques degrés à la température humide de l'air ambiant (et donc éventuellement inférieure à sa température sèche), ceci au prix d'une quantité d'eau consommée de l'ordre de 5 % de celle que demanderait un refroidissement à eau. Tant sur le plan économique qu'environnemental, les tours de refroidissement sont des systèmes très intéressants, notamment en climat chaud et sec.

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 aérorefrigérants secs (dry coolers).

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

II.3.1. Types de tour de refroidissement

Les tours de refroidissement peuvent être catégorisées de différentes manières: sur base du type de ventilateur, de la forme de la tour, du débit, de la puissance, de la composition de l'eau à refroidir... Les tours se distinguent les unes des autres suivant le type de leur circuit, qui détermine le fonctionnement exact de la tour.

La classification d'une tour de refroidissement se fait souvent sur base des critères suivants:

- Tirage naturel ou forcé
- Air aspiré ou soufflé
- Circuit de refroidissement ouvert, fermé ou hybride (refroidisseur adiabatique)

Le type de circuit de refroidissement est déterminant pour la façon exacte dont la transmission de chaleur se produit.

A/ La différence entre le tirage naturel et forcé

Les tours de refroidissement à tirage naturel utilisent une cheminée pour produire le mouvement de l'air. Le courant d'air résulte de la différence de température entre l'air à l'intérieur et à l'extérieur de la tour de refroidissement.

Dans le cas du tirage forcé c'est un ventilateur qui met l'air en mouvement. Toutes les tours de refroidissement distribuées par Almeco sont à tirage forcé. Toutefois Almeco assure aussi les travaux de maintenance sur les tours à tirage naturel et fournit également des composants pour des tours de refroidissement de ce type.

B/ La différence entre l'air aspiré et soufflé

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

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

C/ Exemple d'évolution de l'air dans une tour de refroidissement

Une tour de refroidissement utilise le principe de refroidissement évaporatif afin de, quel que soit son type, refroidir un débit d'eau déterminé pour obtenir l'écart thermique souhaité entre la température de l'eau chaude entrant dans la tour et la température de l'eau refroidie par la tour. L'efficacité de l'échange de la tour de refroidissement est conditionnée par la différence entre la température d'eau froide et celle du bulbe humide de l'air.

Les tours de refroidissement permettent d'atteindre des températures de sortie d'eau basses, jusqu'à 25°C, par une température extérieure de 32°C et 40% d'humidité relative.

II.3.2. Modèles de tour de refroidissement

On distingue deux grandes catégories de tours de refroidissement, d'une part celles dites à contact direct ou à cycle ouvert, et d'autre part celles dites à contact indirect ou à cycle fermé

a- Tour de refroidissement à contact direct (cycle ouvert).

Dans une tour à contact direct (figure 1), 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 et augmente l'humidité de l'air. Si celui-ci n'est pas à la saturation, il commence par se refroidir de manière quasiment adiabatique, avant de l'échauffer le long de la courbe de saturation. L'eau peut donc ressortir à une température inférieure à celle de l'air ambiant.

b- Tour de refroidissement à contact indirect (cycle fermé).

Une tour à contact indirect (figure 2) met en jeu deux circuits, dits externe et interne. Dans ce dernier, le fluide à refroidir, qui peut être quelconque, reste confiné dans un faisceau de tubes autour desquels ruisselle l'eau de refroidissement du circuit externe, qui se réchauffe à son contact, puis se refroidit par échange avec l'air ambiant selon le même mécanisme que dans une tour à contact direct.

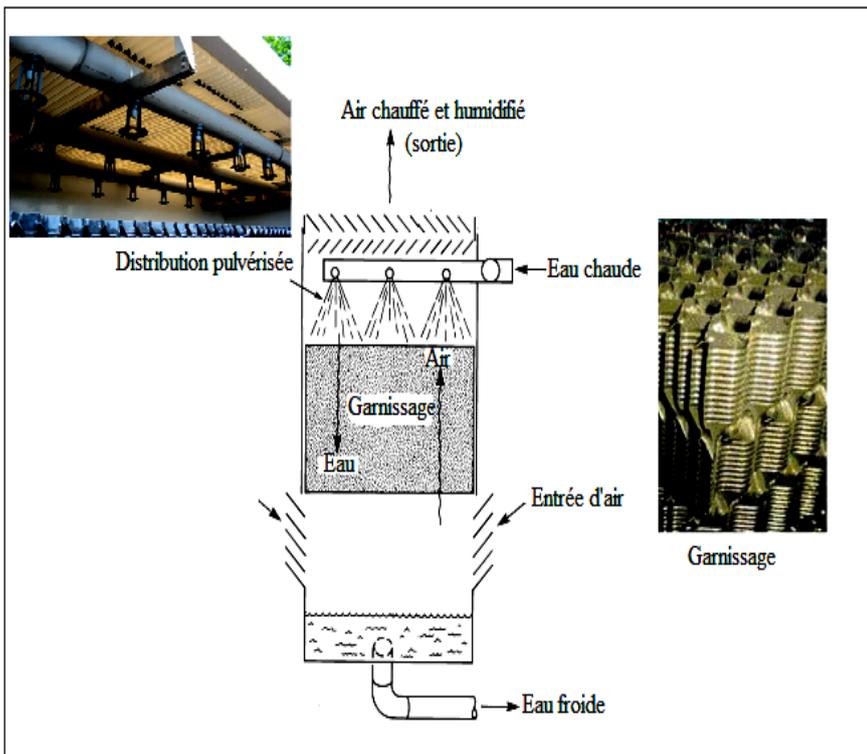


Figure 1: Tour de refroidissement à contact direct

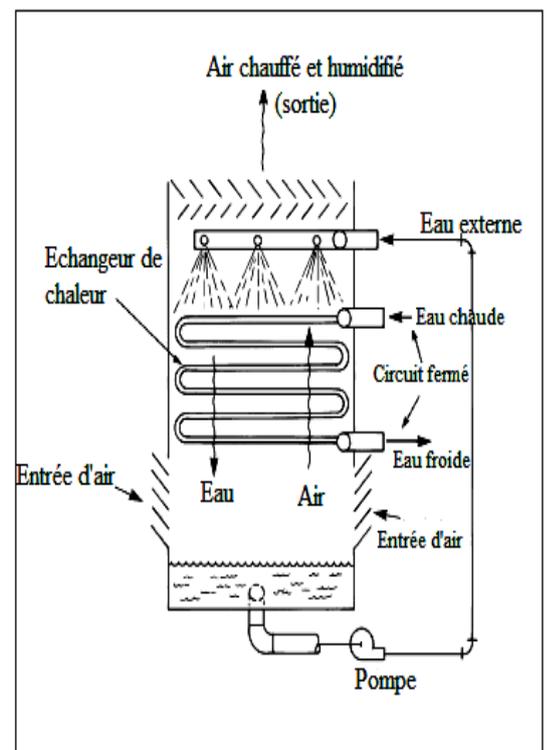


Figure 2: Tour de refroidissement à contact indirect

II.3.3. Mécanisme de l'interaction Gaz-Liquide dans les tours de refroidissements

Dans les tours de refroidissement les profils de température dépendent de la température de l'air, soit qu'il est plus chaud ou plus froid que l'eau. Au niveau de la tête de colonne, l'eau chaude est en contact avec de l'air sortant qui est à sa température la plus faible, la chaleur sensible est transférée de l'eau vers l'interface et de l'interface vers le gaz (air). L'évaporation et le transfert de masse de l'eau prend place et la chaleur latente est transférée de l'interface vers la vapeur, donc la chaleur sensible enlevée à l'eau sera égale à la somme des chaleurs (sensible et latente) transférée vers l'air. Les gradients de température et d'humidité sont représentés sur la figure3.

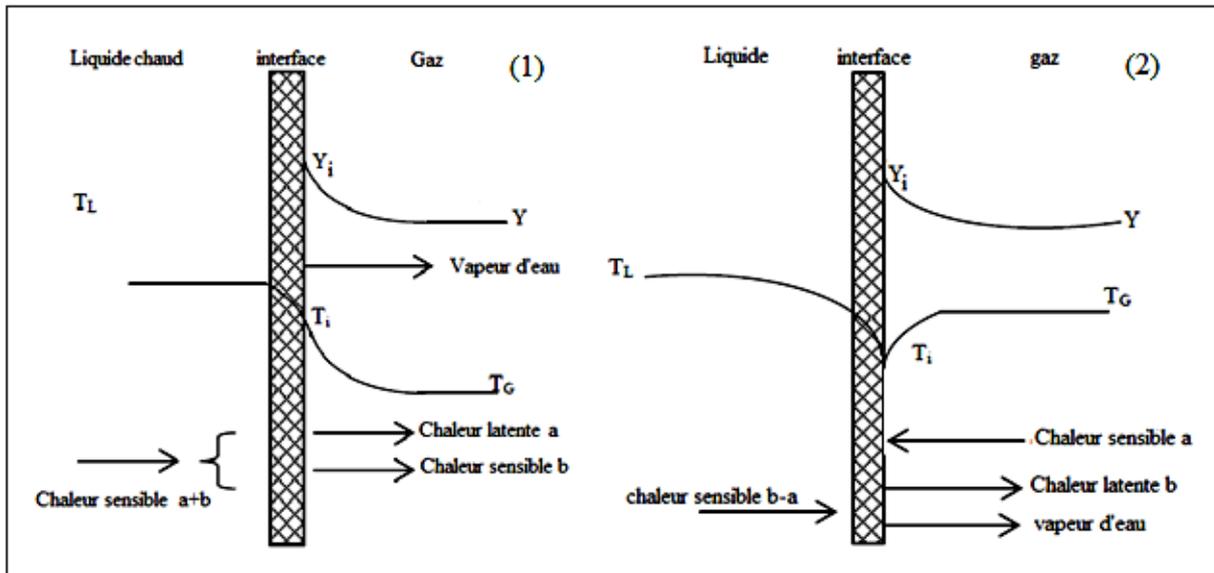


Figure 3 : Gradient de température et d'humidité dans une tour de refroidissement (1) Tête de colonne (2) bas de colonne

Les évolutions subies par l'air et l'eau peuvent être représentées dans un diagramme de l'air humide (figure 4)

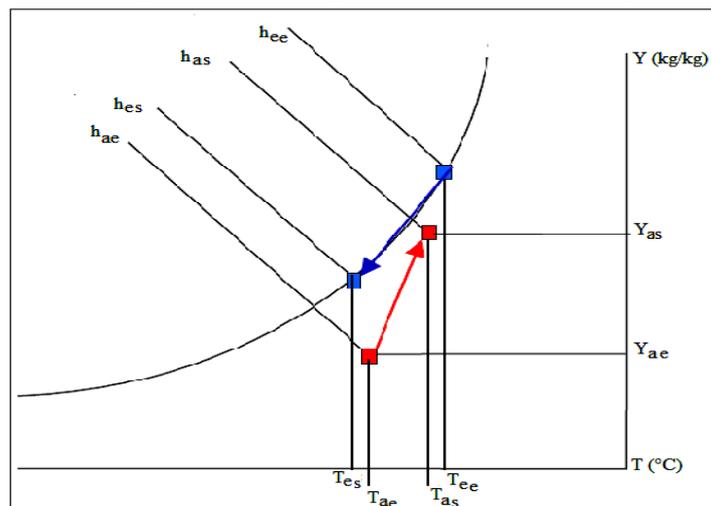


Figure 4: Etats en entrée et en sortie de l'air et l'eau sur un diagramme de l'air humide

II.3.4. Calcul d'une tour de refroidissement

La hauteur de la tour est déterminée par l'écriture des bilans suivants:

- ✦ matière de la phase liquide (eau)
- ✦ enthalpique
- ✦ vitesse de transfert de chaleur dans la phase liquide (eau) et la phase gazeuse (air)

★ matière de la phase gaz.

Il n'y a pas de gradient de concentration dans la phase liquide, donc la résistance de transfert dans la phase liquide est nulle.

Dans les tours de refroidissement l'eau ne peut être refroidie au-dessous de la température de bulbe humide correspondant à l'état de l'air à l'entrée. L'enthalpie du courant d'air ne reste pas constante puisque la température du liquide varie rapidement dans la partie supérieure de la tour. Par contre dans la partie inférieure de la tour, la température du liquide varie moins rapidement puisque les différences de température sont plus petites.

Considérant une tour fonctionnant à contre-courant (Figure 5)

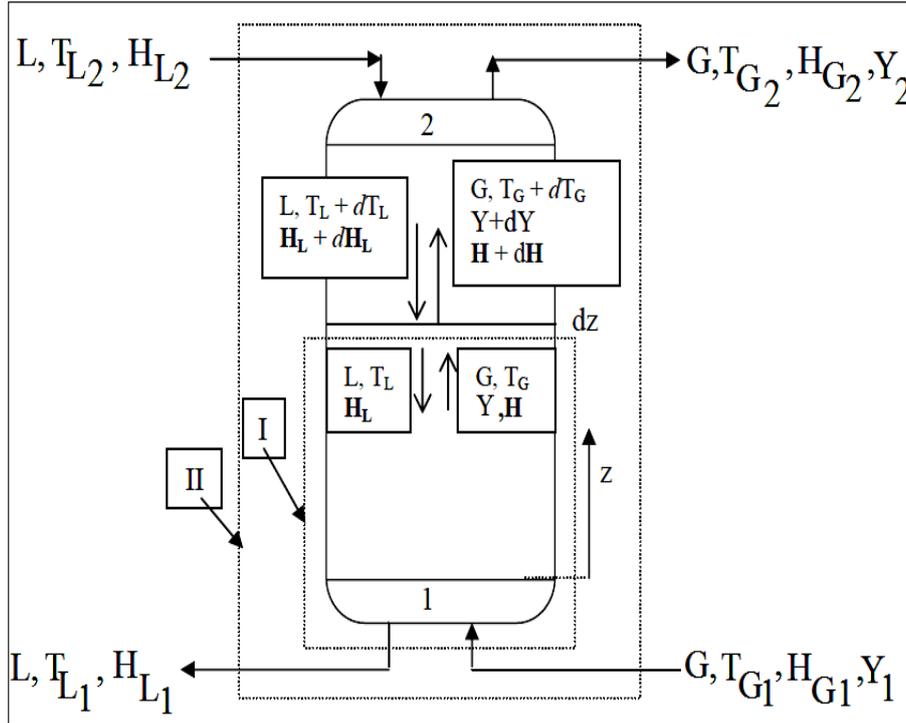


Figure 5: Bilan massique et enthalpique d'une tour de refroidissement

1- Soit L ($\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$) le flux liquide "constant" puisque une faible quantité est évaporée (1 à 5%), G (kg d'air $\text{sec/m}^2 \cdot \text{s}$) le flux gazeux (air). La température de l'eau diminue de dT et l'enthalpie de l'air augmente de dH à travers un élément différentiel dz du lit.

Les cinq équations de base pour un élément différentiel dz de la tour sont:

$$(1) \text{ Bilan sur l'eau: } dL = GdY \quad (1)$$

$$(2) \text{ Bilan enthalpique: } GdH_G = LdH_L \quad (2)$$

Comme une faible quantité d'eau est évaporée on a:

$$H_G = C_{ah}(T_G - T_0) + L_0Y \quad (3)$$

$$H_L = C_L(T_L - T_0) \quad (4)$$

$$\text{Ainsi: } GdH_G = LC_L(T_L - T_0) \quad (5)$$

$$\text{et } dH_G = C_{ah}dT_G + L_0dY \quad (6)$$

2-L'intégration de cette expression sur toute la tour:

$$G(H_{G2} - H_{G1}) = LC_L(T_{L2} - T_{L1}) \quad (7)$$

L'équation "7" est la droite opératoire. Comme G , L et C_L sont constants donc c'est une ligne droite de pente LC_L/G .

3- Transfert de chaleur du liquide à l'interface:

$$h_L a \cdot dz(T_L - T_i) = LC_L dT_L \quad (8)$$

avec:

h_L : coefficient de transfert thermique dans la phase liquide

a : l'air interfaciale par unité de volume de la colonne.

On assumera que l'air interfaciale du transfert de masse est la même pour le transfert thermique.

Le réarrangement de l'équation (8) donne:

$$\frac{dT_L}{T_L - T_i} = \frac{h_L a}{LC_L} dz \quad (9)$$

4- Transfert de chaleur de l'interface vers la phase gazeuse:

$$h_G a \cdot dz(T_i - T_G) = GC_{ah} dT_G \quad (10)$$

$$\frac{dT_G}{T_i - T_G} = \frac{h_G a}{GC_{ah}} dz \quad (11)$$

5- Transfert de matière de l'interface vers le gaz:

$$h_D \rho \cdot adz(Y_i - Y) = GdY \quad (12)$$

h_D : coefficient de transfert de masse du gaz et la masse volumique moyenne du gaz.

$$\frac{dY}{(Y_i - Y)} = \frac{h_D \rho a}{G} dz \quad (13)$$

Ces équations ne peuvent pas être intégrées directement puisque les conditions à l'interface ne sont pas nécessairement constantes.

Multiplions l'équation (12) par L_0 :

$$h_D L_0 \rho \cdot adz(Y_i - Y) = GL_0 dY \quad (14)$$

D'après la relation de Lewis:

$$C_{ah} = \frac{h}{h_D \rho} \quad h = h_G = h_D \rho C_{ah}$$

Introduisant cette relation dans l'équation (10):

$$h_D \rho C_{ah} a \cdot dz(T_i - T_G) = GC_{ah} dT_G \quad (15)$$

Eq (14) + eq(15):

$$h_D \rho a dz[L_0(Y_i - Y) + C_{ah}(T_i - T_G)] = G[L_0 dY + C_{ah} dT_G] \quad (16)$$

$$h_D \rho a dz[(C_{ah} T_i + L_0 Y_i) - (C_{ah} T_G + L_0 Y)] = G[L_0 dY + C_{ah} dT_G] \quad (17)$$

comme

$$H_G = C_{ah}(T_G - T_0) + L_0 Y \quad \text{et} \quad dH_G = C_{ah} dT_G + L_0 dY$$

à l'interface on aura :

$$H_i = C_{ah}(T_i - T_0) + L_0 Y_i \quad (18)$$

$$H_i - H_G = C_{ah}(T_i - T_0) + L_0 Y_i - C_{ah}(T_G - T_0) - L_0 Y \quad (19)$$

$$H_i - H_G = (C_{ah} T_i + L_0 Y_i) - (C_{ah} T_G + L_0 Y) \quad (20)$$

Eq (20) dans eq (17) donne :

$$h_D \rho a dz(H_i - H_G) = GdH_G \quad (21)$$

Réarrangement de l'équation (21)

$$\frac{dH_G}{(H_i - H_G)} = \frac{h_D \rho a}{G} dz \quad (22)$$

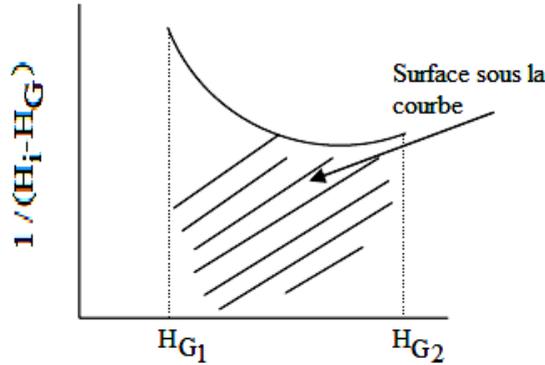
La hauteur de la tour de refroidissement peut être déterminée par l'intégration de l'équation (22):

$$\begin{aligned} \frac{h_D \rho a}{G} \int_0^z dz &= \int_{H_{G1}}^{H_{G2}} \frac{dH_G}{(H_i - H_G)} \\ z &= \frac{G}{h_D \rho a} \int_{H_{G1}}^{H_{G2}} \frac{dH_G}{(H_i - H_G)} \quad (23) \\ z &= (HUT) (NUT) \end{aligned}$$

II.3.4.1. Méthode de détermination de l'intégrale

~ Méthode graphique

Il faut connaître les valeurs de H_i dans l'intervalle de variation de H_G (déterminées par la droite opératoire, $H_{G1} \leq H_G \leq H_{G2}$).



~ Méthode approximative

Dans cette méthode on suppose que la différence ΔH ($H_i - H_G$) varie d'une manière parabolique. les trois points qui définissent cette parabole sont ΔH_1 , ΔH_2 et ΔH_m (enthalpie déterminée à la T_{moy} de la colonne). La force motrice effective $f \Delta H_m$, ou f est un facteur de conversion de la force motrice à la T_{moy} de l'eau à une valeur effective. La figure représente $\Delta H_m / \Delta H_1 = f(\Delta H_m / \Delta H_2)$ qui peut être estimé par la figure

$$\Delta H_1 = H_i - H_{G1}$$

$$\Delta H_2 = H_i - H_{G2}$$

$$\Delta H_m = H_i - H_{Gmoy}$$

$$T_{moy} = \frac{T_{L1} + T_{L2}}{2}$$

H_{Gmoy} est déterminé à T_{moy}

La hauteur de la tour est déterminée par l'expression suivante:

$$Z = \frac{G}{h_D \rho a} \frac{(H_{G2} - H_{G1})}{f \Delta H_m}$$

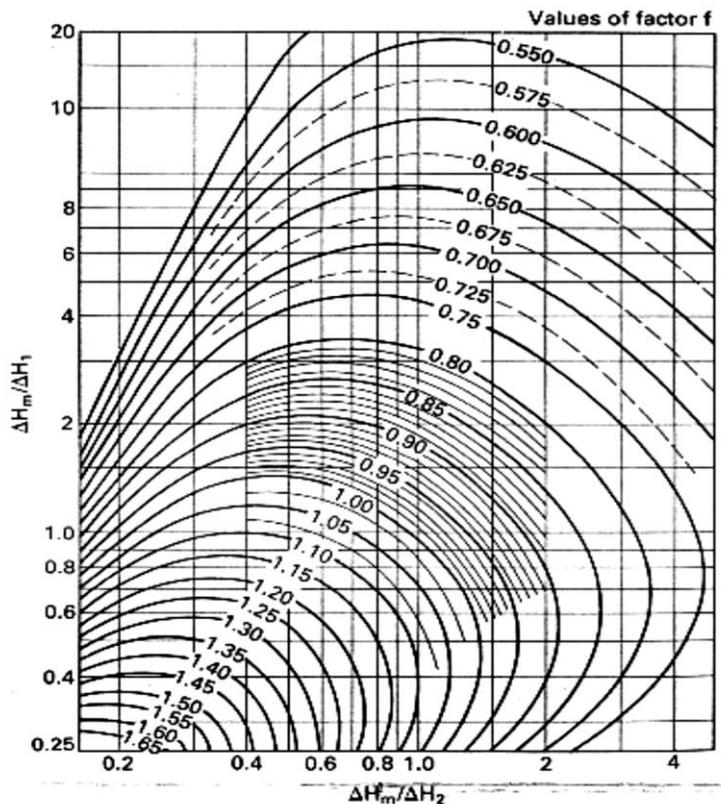


Figure 6 : Facteur de correction (f) pour l'obtention de la force motrice effective moyenne dans la colonne

~ Procédure étape par étape

- l'eau est refroidie avec un flux (L) de T_{L2} à T_{L1} , l'air à l'entrée de la colonne à une T_{G1} , une Y_1 et une H_{G1} . H_{G1} est déterminé à partir du diagramme de l'air ou à partir de l'équation;
- la droite opératoire AB est calculée à l'aide de l'équation (7);
- On détermine la courbe enthalpie-température (courbe de saturation) à partir du diagramme de l'air. La région au-dessous de cette ligne représente l'air non saturé et la région au-dessus représente de l'air sursaturé. Si l'on suppose que l'air en contact avec la surface du liquide est saturé de vapeur, cette courbe représente la relation entre l'enthalpie de l'air et la température à l'interface.
- La relation entre la température du liquide, enthalpie de l'air et les conditions à l'interface pour n'importe quelle position dans la tour est obtenue en combinant les équations (8) et (21) ce qui donne:

$$\frac{H_G - H_I}{T_L - T_I} = -\frac{h_L}{h_D \rho} \quad \text{et elle est représentée par la pente } -\frac{h_L}{h_D \rho}$$

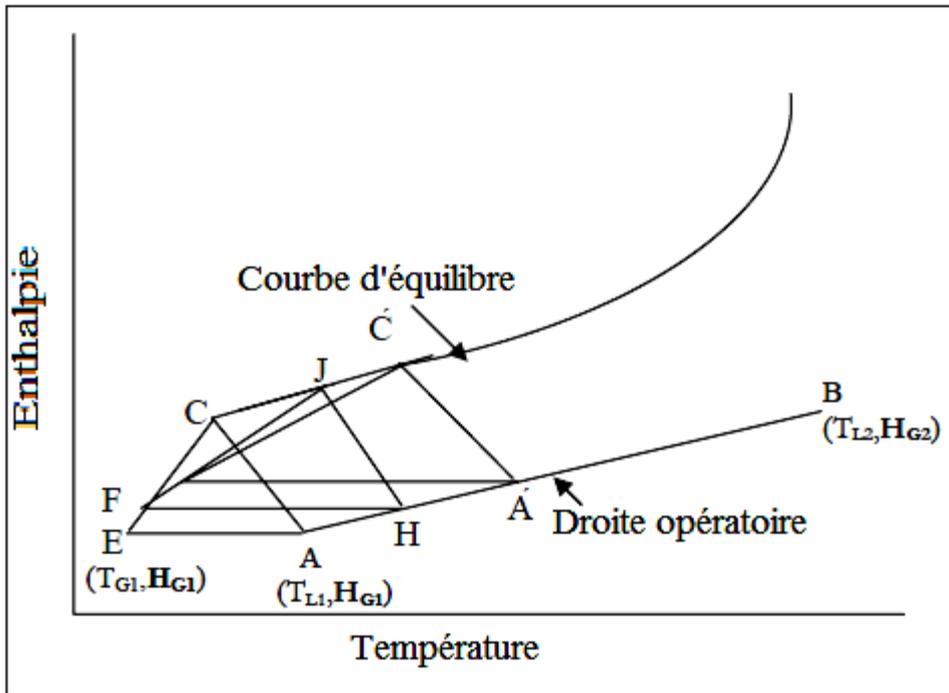


Figure 7 : Procédure étape par étape pour déterminer l'intégrale

II.3.4.2. Estimation de la température de l'air à la sortie de la tour

- La ligne représentant le bas de la colonne passe par le point A (T_{L1} , H_{G1}) et coupe la courbe d'enthalpie-température de l'air saturé au point C (les conditions à l'interface)
- L'enthalpie et la température de l'air en bas de la tour sont connus; la condition de l'air peut être représenté par le point E dont les coordonnées (T_{G1} , H_{G1}). La ligne AC est parallèle à l'axe de la température.
- La ligne CE est une droite de pente dH_G / dT_G , à partir des équations (2), (14), (21) on a:

$$\frac{H_G - H_i}{T_G - T_i} = \frac{dH}{dT_G}$$

Ceci représente la vitesse de variation de l'enthalpie de l'air avec la température de l'air du fond de la tour.

- Le point F sur la ligne CE, représente l'état de l'air à une distance proche du fond. La température du liquide se trouve en traçant à partir de F une ligne parallèle à l'axe de la température. Cette dernière coupe la droite opératoire au point H, ce qui indique la température du liquide.
- La température et l'enthalpie du gaz à l'interface sont obtenues en traçant une ligne à partir de H, parallèle à AC. Cette ligne coupe la courbe de l'air saturé au point J, qui représente les conditions du gaz à l'interface. La vitesse de variation de l'enthalpie en fonction de la température de l'air est alors donnée par la pente de la droite FJ.

-La procédure est répétée jusqu'à ce que la courbe représentative de l'état du gaz jusqu'au point dont l'ordonnée est égale à l'enthalpie du gaz au sommet de la colonne. Ce point est obtenu en traçant une ligne droite à partir de B, parallèle à l'axe de la température. Le dernier point sur la ligne représente l'état de l'air qui quitte le sommet de la tour de refroidissement.

II.3.4.3. Calcul du débit d'air minimal

Pour un débit d'air minimal, la pente de la droite opératoire devient LC_L / G_{min} . A partir du point B' à la température T_{L2} on peut estimer H_{min} (figure 8)

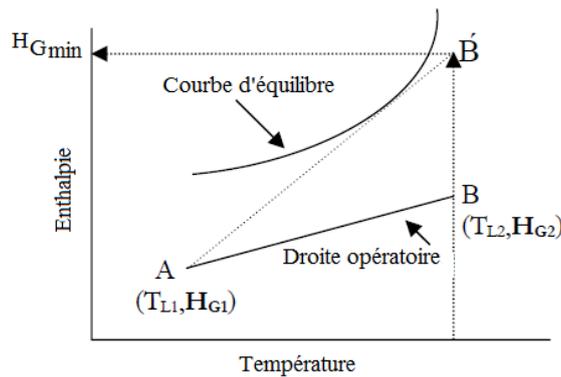


Figure 8 : débit de gaz minimum

II.3.4.4. Coefficients de transfert

Le coefficient de transfert de masse individuel peuvent être convertis en coefficients globaux si:

- La courbe d'équilibre est une ligne droite.
- La résistance de transfert de chaleur dans la phase liquide est très faible par rapport à la résistance de transfert de masse en phase gazeuse, la température de l'interface approche la température du milieu (bulk).

Par conséquent; la pente $- h_L / H_D \rho$ approches $-\infty$, et le point I sur la figure (9) approche l'équilibre équivalent de C situé au point D.

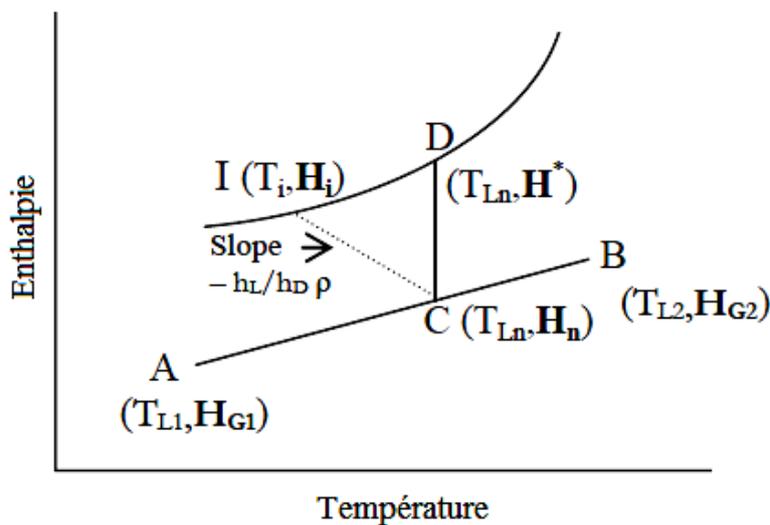


Figure 9 : détermination de coefficients de transfert

L'équation (23) devient:

$$z = \frac{G}{h_D \rho a} \int_{H_{G1}}^{H_{G2}} \frac{dH_G}{(H^* - H_G)}$$

II.3.4.5. Evaluation des coefficients de transfert de masse et de chaleur

Les coefficients de transfert peuvent être déterminés à partir des corrélations suivantes:

$$h_G a = 3,0 L^{0,26} G^{0,72}$$

$$h_L a = 1,04 \times 10^4 L^{0,51} G$$

$$h_d a = 2,95 L^{0,26} G^{0,72}$$

L et G en $\text{kg/m}^2\text{s}$,

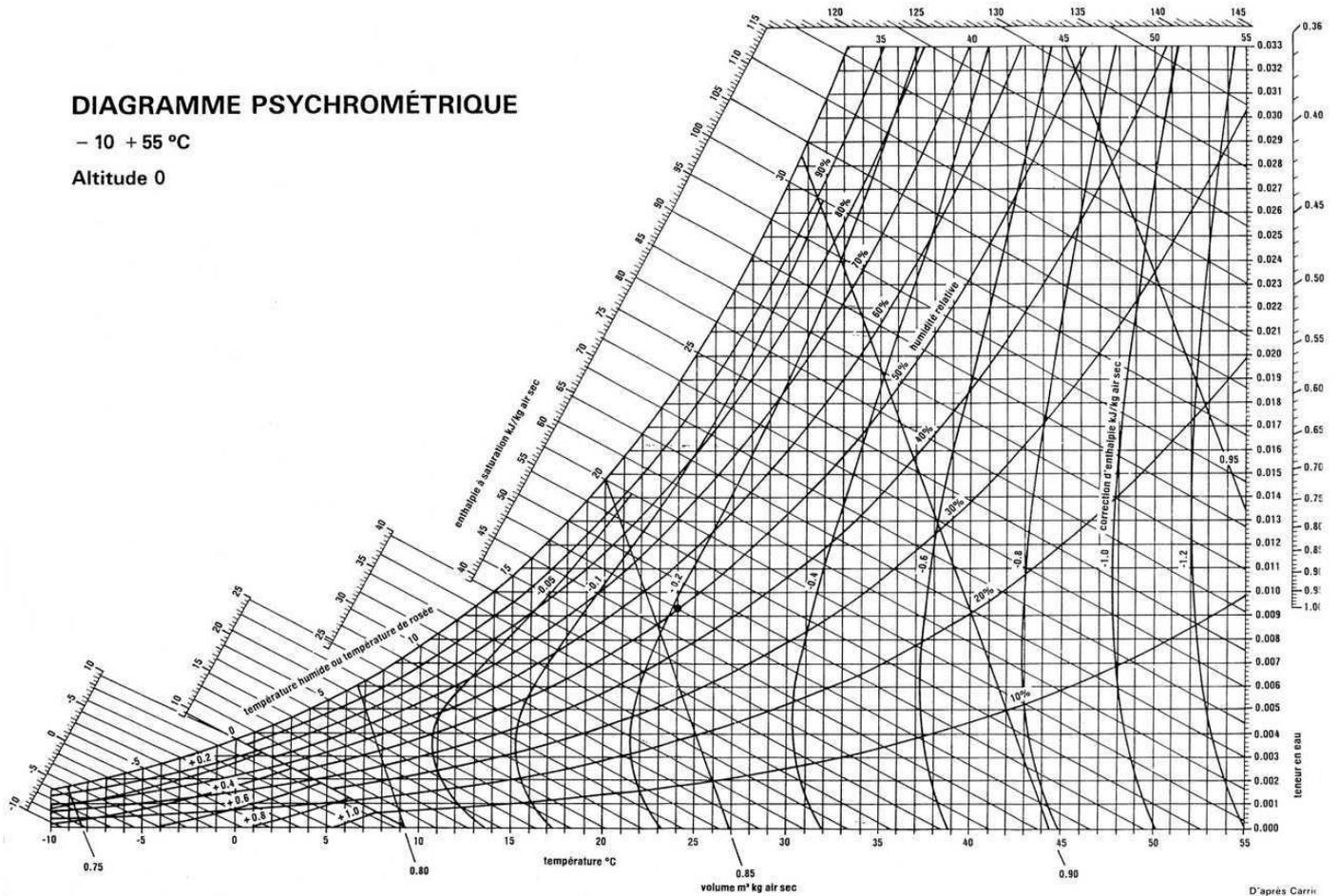
$h_G a$ et $h_L a$ en $\text{W/m}^3\cdot\text{K}$

$h_d a$ en s^{-1}

DIAGRAMME PSYCHROMÉTRIQUE

- 10 + 55 °C

Altitude 0



D'après Carrier

