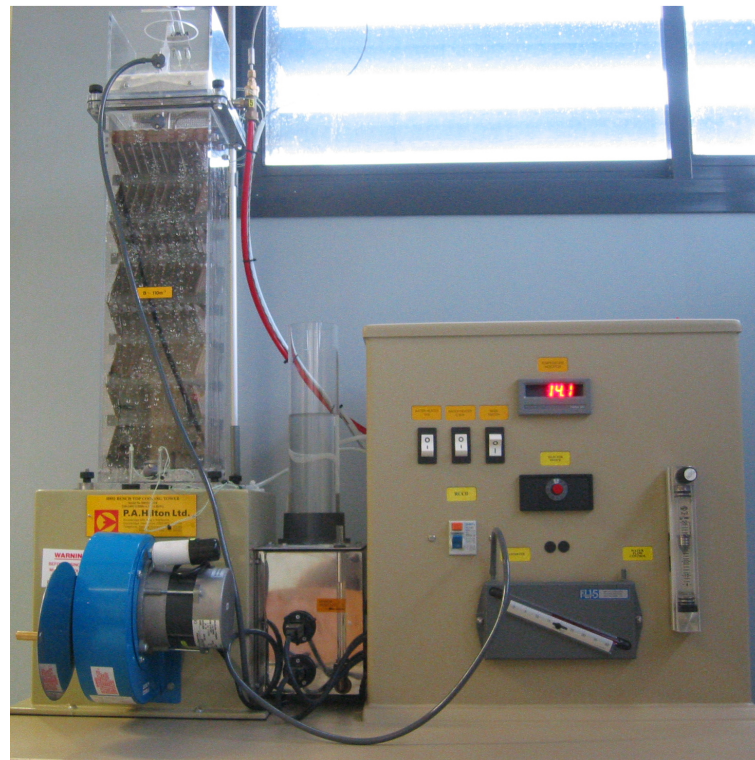


Tour de refroidissement



ENSEEIHT
2, rue Charles CAMICHEL
B.P. 7122
31071 TOULOUSE Cedex 7
FRANCE



(33) 05 61 58 82 00

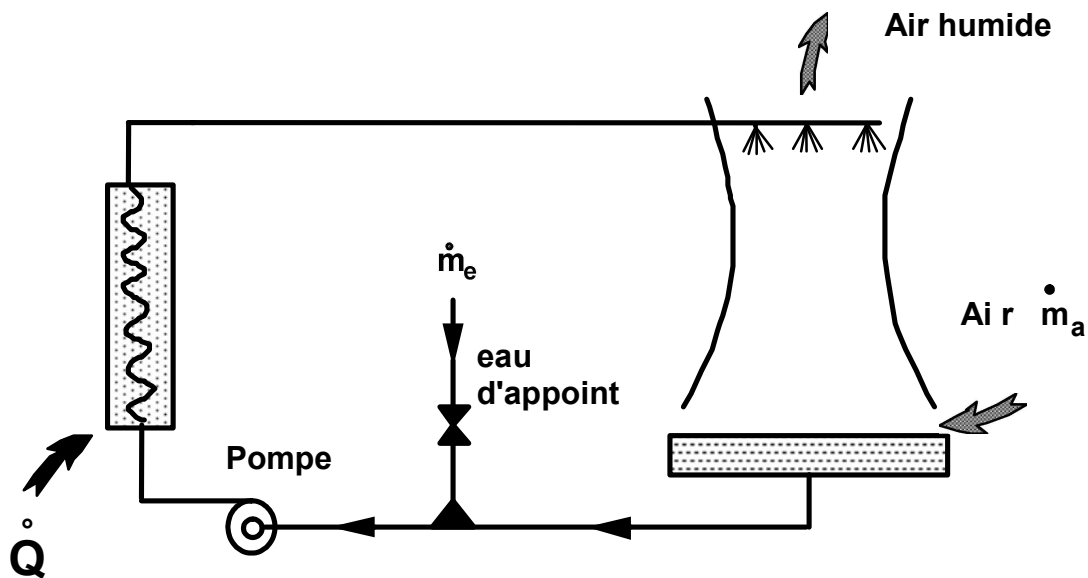


(33) 05 61 62 09 76

Tour de refroidissement

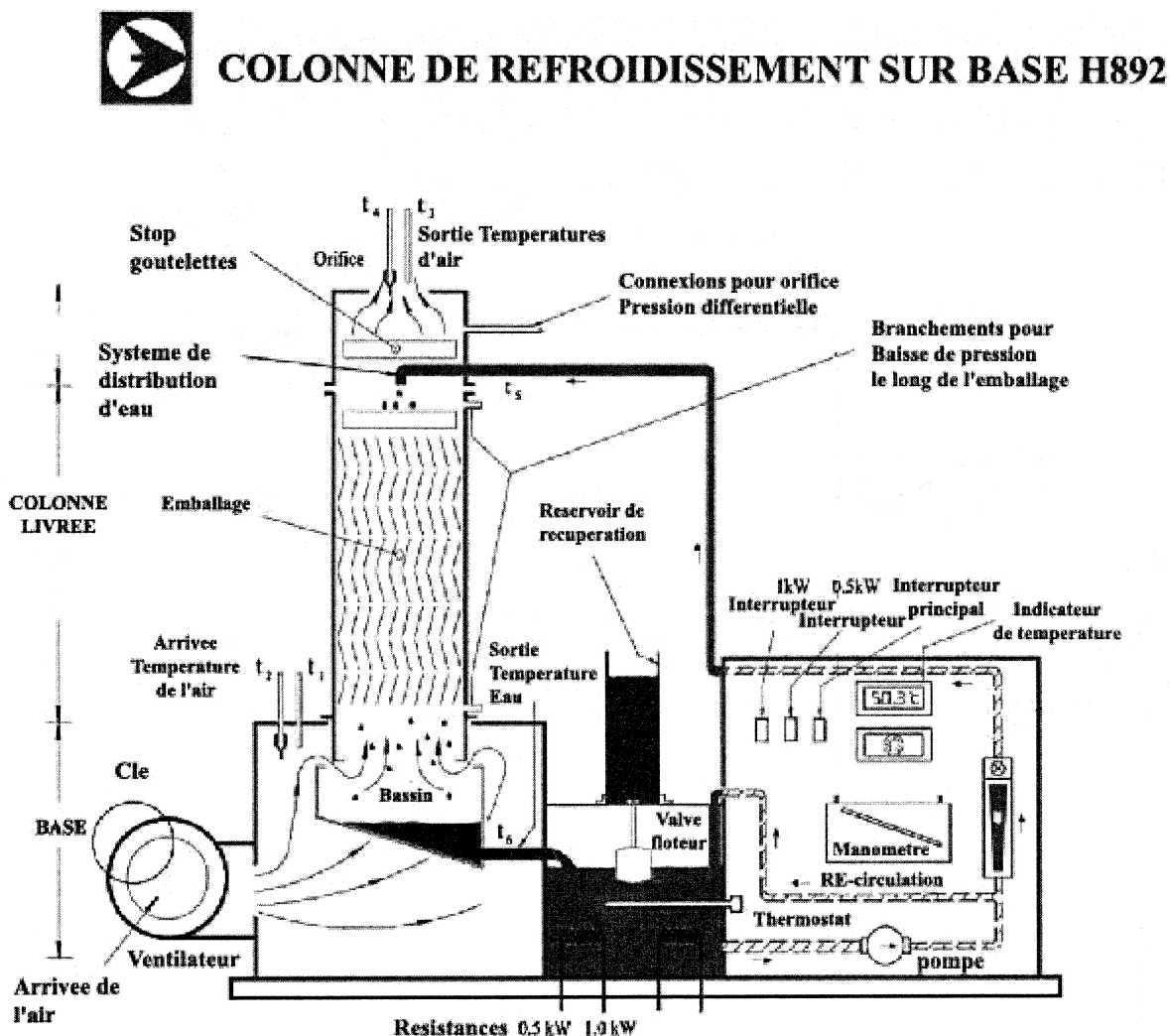
Dans le cycle de la vapeur, le fluide à l'état de vapeur en sortie de la turbine est refroidi dans un échangeur de chaleur (condenseur). La source froide est soit l'eau d'une rivière, soit l'air extérieur. Dans le cas de l'air extérieur, on parle alors de tour de refroidissement atmosphérique.

Le principe de fonctionnement d'une tour est rappelé sur le schéma ci-dessous. La chaleur \dot{Q} évacuée au niveau du condenseur est transférée à un circuit d'eau. Le refroidissement de l'eau est obtenu par évaporation partielle dans la tour. L'eau est pulvérisée à contre-courant dans un écoulement d'air humide non saturé (air atmosphérique). L'air est ensuite rejeté à l'état d'air humide « saturé » qui est à une température supérieure à celle de l'air admis. L'eau refroidie retourne au condenseur par l'intermédiaire d'une pompe. Un faible complément d'eau est nécessaire pour compenser la vapeur d'eau rejetée au sommet de la tour. L'écoulement d'air est obtenu soit par convection libre soit par forçage par des ventilateurs.



La colonne de refroidissement Hilton ($0,15 \times 0,15 \times 0,6 \text{ m}^3$) a été conçue pour donner des caractéristiques proches des tours de refroidissement industrielles. Elle est complètement autonome. Elle comporte une charge de chauffage (\dot{Q}) simulée par des résistances chauffantes et une pompe de circulation d'eau.

Description :



Circuit d'eau

L'eau chauffée par les résistances chauffantes de puissances 0,5 kW, 1 kW ou 1,5 kW est pompée du réservoir de charge (3 litres) vers le sommet de la colonne. La régulation et le choix du débit d'eau se fait au moyen de la vanne automatique et du débitmètre à flotteur. L'eau est alors uniformément distribuée sur l'étage de garnissage supérieur et se répand en fines pellicules d'eau sur les plateaux inférieurs pour augmenter la surface d'échange avec l'écoulement d'air. L'eau refroidie chute des étages inférieurs vers une cuvette réceptrice puis dans le réservoir de charge.

A cause de l'évaporation, le niveau dans le réservoir baisse. Cela provoque l'ouverture d'une vanne à pointe associée à un flotteur qui permet de conserver un niveau constant par un apport d'eau provenant du réservoir de compensation.

Circuit d'air

L'air atmosphérique pénètre dans le ventilateur et passe dans la tour de refroidissement. Au sommet de la colonne un récupérateur de gouttelettes piège la plupart des gouttelettes entraînées par l'air.

Le débit d'air peut être ajusté par le réglage d'une plaque pivotante en entrée du ventilateur. Le débit d'air peut être estimé en sortie au moyen d'un orifice en paroi mince de 80 mm de diamètre, préalablement calibré.

Mesure de la température et de l'humidité relative.

La température de l'eau est mesurée par deux thermocouples situés en entrée (sommet de la colonne) et en sortie de celle-ci (cuvette réceptrice) permettant de déterminer la puissance thermique évacuée par la tour.

Pour l'air la méthode des deux températures est utilisée pour connaître à la fois la température de l'écoulement et l'humidité relative. On a donc disposé deux thermocouples au niveau de l'entrée d'air et deux autres en sortie. Le thermocouple simple donne la température réelle de l'écoulement d'air (dite température sèche). Le second thermocouple est enrobé de coton humidifié en permanence par un petit réservoir rempli d'eau) et donne la température humide.

Les températures sont relevées sur l'indicateur six points, directement en °C.

Données et informations utiles.

Mesure du débit d'air :

La loi d'étalonnage de l'orifice de sortie au sommet de la colonne est donnée par la

$$\text{formule : } \dot{m}_a = 0,0137 \sqrt{\frac{\Delta h}{v_m}}$$

Δh : Lecture de la déviation du manomètre en mm de H₂O.

v_m : Volume massique du mélange air- vapeur d'eau $v_m = v_a + x v_v$

Avec x l'humidité absolue, v_a le volume massique de l'air et

v_v : Volume massique de la vapeur d'eau On montrera que $\frac{v_v}{v_a} = \frac{M_a}{M_e}$

Masses molaires de l'air et de l'eau, et exposants isentropiques : γ

Pour la vapeur d'eau : $M_e = 18 \text{ g/mole}$ et $\gamma = 1,33$

Pour l'air : $M_a = 29 \text{ g/mole}$ et $\gamma = 1,40$

Mesure du débit d'eau :

Lecture directe sur le débitmètre à flotteur : \dot{m}_e (g / s)

Mesure de la pression :

Elle se mesure par rapport à la pression directement en mm de H₂O. Le bouchon de protection doit naturellement être enlevé pour obtenir la référence de la pression atmosphérique. On positionne l'autre extrémité soit à la prise de pression en bas de colonne ($p_E, \Delta h_E$) soit en haut de colonne ($p_S, \Delta h_S$).

Puissance de chauffe (charge de refroidissement):

Elle se sélectionne directement. On peut obtenir trois puissances de chauffe : 0,5 kW, 1 kW ou 1,5 kW. De plus la pompe délivre une puissance de l'ordre de 100 W.

Détermination de l'humidité par la méthode des deux thermomètres.

La formule utilisée par le concepteur de l'installation est la suivante :

$$p_v(t_s) = p_{vsat}(t_w) - 6.666 \cdot 10^{-4} \cdot p \cdot (t_s - t_w) \quad \text{ou} \quad \varphi_v = \frac{p_{vsat}(t_w) - 6.666 \cdot 10^{-4} \cdot (t_s - t_w)}{p}$$

p_v : Pression partielle de la vapeur d'eau à une température donnée

p_{vsat} : Pression de vapeur saturante à une température donnée

p : Pression totale mesurée

t_w : Température au thermomètre mouillé °C

t_s : Température au thermomètre sec °C

φ_v : Fraction molaire de la vapeur d'eau

On introduit également :

x : Humidité absolue $x = \frac{\text{masse de vapeur d'eau}}{\text{masse d'air}} = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\varphi_v}{1 - \varphi_v} \frac{M_v}{M_a}$

ψ : Humidité relative (degré hygrométrique) $\psi = \frac{p_v}{p_{vsat}}$

0. Questions préliminaires :

Comparer la formule pratique à la formule théorique (à justifier) obtenue en TD.

$$x_s = \frac{Cp_a(t_w - t_s) + x_w(L_0 + Cp_v t_w - C_L t_s)}{L_0 + Cp_v t_s - C_L t_s}$$

Montrer que si on néglige : l'enthalpie de l'eau liquide et $Cp_v t$ devant L_0 , alors on obtient une relation de la forme : $p_v = p_{vsat}(t_w) - \alpha \cdot p \cdot (t_s - t_w)$.

Comparer la valeur de α à la valeur utilisée dans la formule pratique.
Montrer également que les hypothèses faites conduisent à une évolution à enthalpie constante pour l'air humide.

Vérification :

Comparer numériquement et sur le diagramme de l'air humide les diverses expressions pour $t_s = 25^\circ\text{C}$ et $t_w = 19.5^\circ\text{C}$.

Calculer le degré hygrométrique ψ .

Modèles :

Pour l'air : le modèle gaz parfait $h_a = Cp_a t$

Pour l'eau à l'état liquide : $h_{eau} = C_L t$ avec $C_L = 4,185 \text{ kJ/kg/K}$

Pour la vapeur d'eau : le modèle gaz parfait $h_v = L_0 + Cp_v t$

$$\text{Pression de vapeur saturante : } \begin{cases} p_{vsat}(T) = p_{vsat}(20) \cdot \text{Exp} \left[-\frac{L_{lv}(20)}{r_c} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{293} \right) \right] \\ p_{vsat}(20) = 0,02337 \text{ bar et } L_{lv}(20) = 2454 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

Pour l'enthalpie de l'air humide : $h(x) = \frac{H}{m_a} = h_a + x h_v$

Remarque : les températures sont utilisées en $^\circ\text{C}$ lorsque « t » est écrit en minuscule et en K lorsque « T » est écrit en majuscule. On constate dans les formules de l'enthalpie que les températures sont utilisées en $^\circ\text{C}$ alors que les coefficients Cp et Cl sont en kJ/kg/K. Il est rappelé que ces formules sont écrites pour des différences de températures. Par conséquent, la différence de température est implicite lorsque la température est écrite en $^\circ\text{C}$.

Précisions importantes :

- 1) *Toujours remplir d'eau distillée le réservoir de compensation avant que le niveau d'eau ne chute au-dessous de 5 cm.*
- 2) *S'assurer que les deux mini réservoirs des capteurs de température mouillée soient bien remplis d'eau distillée. Prévenir l'encadrant au besoin.*
- 3) *La température de l'eau de compensation relevée à l'aide d'un thermomètre indépendant du système. On la notera T_7 .*
- 4) *Lors des changements des conditions d'expériences (chauffage, débit d'air, ...) pour obtenir un régime permanent il est nécessaire d'attendre plusieurs minute.*

Le rendement de la colonne de refroidissement dépend de plusieurs facteurs : le débit d'air, le débit d'eau, la température de l'eau (puissance de chauffage), la température et l'humidité de l'air à l'entrée. Il dépend également des dimensions de la colonne ainsi que de la nature du garnissage et de sa surface d'échange.

Dans les expériences proposées on s'intéressera principalement à l'influence du chauffage et à l'influence des débits d'eau et d'air sur l'efficacité de la colonne.

I. Bilan de masse et d'énergie.

Démarrer et stabiliser la colonne de refroidissement sous les conditions suivantes :

- différentiel de l'orifice $\Delta h = 15 \text{ mm H}_2\text{O}$
- Débit d'eau **40 g/s**
- Charge de refroidissement (puissance de chauffage) **0,5 kW**

Au démarrage de la colonne et après avoir fait les réglages de débits, observer et relever toutes les températures en entrée et en sortie dans la colonne ainsi que dans l'écoulement d'eau.

On pourra ensuite estimer le temps réel de stabilisation en relevant chaque minute la température (par exemple T_5) pendant 15 à 20 min et tracer la courbe de T_5 en fonction du temps.

(Remarque : la stabilité est atteinte lorsqu'il n'y a plus de variation notable de la température ou du débit).

Quand la colonne est stable, remplir le réservoir de compensation jusqu'au trait de remplissage et déclencher le chronomètre. Relever les températures et les autres paramètres. Au terme de cette période d'étude d'environ 10 minutes, noter le temps écoulé au chronomètre et remplir à nouveau avec une éprouvette graduée le réservoir de compensation jusqu'au trait de remplissage.

En déduire le débit massique d'eau évacuée : \dot{m}_{evap}

I. 1. Bilan de masse :

Déterminer :

- le débit d'air
- l'humidité absolue en entrée et en sortie de la colonne, en déduire le débit massique de vapeur d'eau évacuée $\Delta\dot{m}_v$.

Comparer la valeur de $\Delta\dot{m}_v$ à \dot{m}_{evap} . Commentaires.

I. 2. Bilan d'énergie :

Déterminer par calcul ou avec le diagramme de l'air humide :

- l'enthalpie de l'air humide en entrée et en sortie de la colonne
- l'enthalpie de l'eau à l'état liquide entre 5 et 6
- l'enthalpie de l'eau de compensation (7)

Remarque : dans cette étude on pourra soit lire les valeurs de l'enthalpie sur le diagramme de l'air humide soit utiliser les modèles.

Faire un bilan d'énergie dans la tour en excluant la cuve de chauffage et vérifier l'équilibre de ce bilan.

On définit l'efficacité de l'échangeur par :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{liq}}}{(\dot{Q}_{\text{liq}})_{\text{max}}} \quad \dot{Q}_{\text{liq}} : \text{puissance thermique de refroidissement de l'eau liquide}$$

et $(\dot{Q}_{\text{liq}})_{\text{max}}$: puissance thermique maximale possible.

Montrer que $\varepsilon = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_1}$ et déterminer ce coefficient.

Faire également un bilan d'énergie dans le circuit d'eau (entre 5, 6 et 7) et en déduire la puissance de chauffage.

Comparer à la puissance de chauffage choisie.

Remplir les tableaux récapitulatifs de vos mesures, de vos calculs et de vos résultats.
Commentaires.

II. Influence de la charge de refroidissement :

Pour les mêmes débits d'air et d'eau (40g/s), faire varier la charge de refroidissement de 0,5 à 1,5 kW. Après stabilisation relever les températures. Relever toutes les autres mesures (cf feuille d'expérience), bien que toutes ne soient pas utiles. **Ne pas refaire le bilan de masse d'eau évaporée.**

Tracer l'efficacité de la tour de refroidissement en fonction de la puissance de chauffage. Commentaires.

IV. Influence du débit d'air :

Pour les mêmes débits d'eau (40 g/s) et pour une charge de refroidissement 1,5 kW, faire varier le débit d'air en agissant sur le dispositif en entrée du ventilateur. Après stabilisation relever les températures. Relever toutes les autres mesures, bien que toutes ne soient pas utiles.

Tracer l'efficacité de la tour de refroidissement en fonction de la vitesse de l'air (section de la colonne 0,15 x 0,15 m²).

Tracer la quantité d'eau évaporée en fonction de la vitesse de l'air.

Tracer le coefficient de pertes de charge dans la colonne défini par : $K_c = \frac{2 \cdot \Delta P_{pdc}}{\rho_a V_a^2}$

en fonction du Reynolds $Re = \frac{V_a D}{\nu_a}$ avec $D=0,15$ m et $\nu_a = 15 \cdot 10^{-6}$ m²/s .

Commentaires.

V. Influence du débit d'eau :

Pour une charge de refroidissement choisie et un débit d'air choisi faire varier le débit d'eau.

Tracer l'efficacité de la tour de refroidissement en fonction du débit d'eau.

Tracer la quantité d'eau évaporée en fonction du débit d'eau.

Date :

Groupe et Noms :

Bilan de masse et d'énergie.

| T_5 (°C) | t (s) | T_5 (°C) | t (s) | T_5 (°C) | t (s) |
|------------|-------|------------|-------|------------|-------|
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |

Tracer T_5 en fonction du temps.

Date :

Groupe et Noms :

Feuille d'expérience : Bilan de masse et d'énergie

| Référence de l'expérience | | 1 | 2 |
|--|-----------------------------------|-----|-----|
| Thermomètre sec (entrée d'air) | T_1 (°C) | | |
| Thermomètre mouillé (entrée d'air) | T_{2w} (°C) | | |
| Thermomètre sec (sortie d'air) | T_3 (°C) | | |
| Thermomètre mouillé (sortie d'air) | T_{4w} (°C) | | |
| Température de l'eau en entrée | T_5 (°C) | | |
| Température de l'eau en sortie | T_6 (°C) | | |
| Température de l'eau d'appoint | T_7 (°C) | | |
| Différentiel de l'orifice (pression relative en sortie de colonne) | Δh_s (mmH ₂ O) | | |
| Pression relative à l'entrée de colonne | Δh_e (mmH ₂ O) | | |
| Débit d'eau | \dot{m}_e (g/s) | | |
| Masse d'eau introduite durant l'expérience (compensation) | m_e (kg) | | |
| Intervalle de temps de l'expérience | θ (s) | 0 | |
| Perte de charge (chute de pression dans la colonne) | Δp (mmH ₂ O) | | |
| Charge de refroidissement | \dot{Q} (kW) | 0,5 | 0,5 |

FEUILLE DE CALCUL :

| AIR HUMIDE | | entrée | sortie |
|--|--------------------|--------|--------|
| t | °C | | |
| tw | °C | | |
| ϕ_v (fraction molaire) | | | |
| ha (enthalpie de l'air) | kJ/kg | | |
| hv (enthalpie de la vapeur) | kJ/kg | | |
| x (humidité absolue) | | | |
| h (enthalpie de l'air humide) | kJ/kg | | |
| h (enthalpie de l'air humide) diagramme | kJ/kg | | |
| ψ (humidité relative) | | | |
| p_{vsat} (pression de vapeur saturante) | bar | | |
| \dot{m}_a (débit masse d'air) | kg/s | | |
| \dot{m}_v (débits masses de vapeur) | g/s | | |
| $\Delta\dot{m}_v$ (masse de vapeur évacuée) | g/s | | |
| v_a (volume massique d'air) | m ³ /kg | | |
| v_v (volumes massiques de vapeur) | m ³ /kg | | |
| v (volumes massiques de vapeur humide) | m ³ /kg | | |
| $p - p_{atm}$ (pression relative) | Pa | | |
| p (pression absolue) | Pa | | |
| \dot{V}_a (débit volumique air) | m ³ /s | | |
| $U_a = \dot{V}_a / S$ (Vitesse air) | m/s | | |
| Δp_{pdc} (perte de charge) | Pa | | |

| EAU LIQUIDE | | Entrée (5) | Sortie (6) | Compensation (7) |
|---|-------|------------|------------|------------------|
| t | °C | | | |
| h_{eau} (enthalpie de l'eau) | kJ/kg | | | |
| \dot{m}_{eau} (débit masse) | g/s | | | |
| $\Delta\dot{m}_{eau}$ (apport d'eau) | g/s | | | |

| | | |
|--|----|--|
| Bilan d'énergie dans la tour | | |
| Variation d'enthalpie de vapeur humide | kW | |
| Variation d'enthalpie de l'eau liquide | kW | |
| Equilibre du bilan | kW | |

| | | |
|--|----|--|
| Bilan d'énergie dans le circuit d'eau | | |
| Enthalpie d'entrée | kW | |
| Apport d'enthalpie de compensation | kW | |
| Enthalpie de sortie | kW | |
| Variation d'enthalpie | kW | |
| Apport d'énergie | kW | |
| Equilibre du bilan | kW | |

Date :

Groupe et Noms :

Feuille d'expérience : Influence de la charge de refroidissement

| Référence de l'expérience | | 1 | 2 | 3 |
|--|-----------------------------------|-----|----|-----|
| Thermomètre sec (entrée d'air) | T_1 (°C) | | | |
| Thermomètre mouillé (entrée d'air) | T_{2w} (°C) | | | |
| Thermomètre sec (sortie d'air) | T_3 (°C) | | | |
| Thermomètre mouillé (sortie d'air) | T_{4w} (°C) | | | |
| Température de l'eau en entrée | T_5 (°C) | | | |
| Température de l'eau en sortie | T_6 (°C) | | | |
| Température de l'eau d'appoint | T_7 (°C) | | | |
| Différentiel de l'orifice (pression relative en sortie de colonne) | Δh_s (mmH ₂ O) | | | |
| Pression relative à l'entrée de colonne | Δh_e (mmH ₂ O) | | | |
| Débit d'eau | \dot{m}_e (g/s) | 40 | 40 | 40 |
| Perte de charge (chute de pression dans la colonne) | Δp (mmH ₂ O) | | | |
| Charge de refroidissement | \dot{Q} (kW) | 0,5 | 1 | 1,5 |

Remarque : les données pour une chauffe de 0,5 kW ont déjà été obtenues et doivent être reportées dans la première colonne.

Date :

Groupe et Noms :

Feuille d'expérience : Influence du débit d'air

| Référence de l'expérience | | 1 | 2 | 3 | 4 |
|--|-----------------------------------|-----|-----|-----|-----|
| Thermomètre sec (entrée d'air) | T_1 (°C) | | | | |
| Thermomètre mouillé (entrée d'air) | T_{2w} (°C) | | | | |
| Thermomètre sec (sortie d'air) | T_3 (°C) | | | | |
| Thermomètre mouillé (sortie d'air) | T_{4w} (°C) | | | | |
| Température de l'eau en entrée | T_5 (°C) | | | | |
| Température de l'eau en sortie | T_6 (°C) | | | | |
| Température de l'eau d'appoint | T_7 (°C) | | | | |
| Différentiel de l'orifice (pression relative en sortie de colonne) | Δh_s (mmH ₂ O) | | | | |
| Pression relative à l'entrée de colonne | Δh_e (mmH ₂ O) | | | | |
| Débit d'eau | \dot{m}_e (g/s) | 40 | 40 | 40 | 40 |
| Masse d'eau introduite durant l'expérience (compensation) | m_e (kg) | | | | |
| Perte de charge (chute de pression dans la colonne) | Δp (mmH ₂ O) | | | | |
| Charge de refroidissement | \dot{Q} (kW) | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 |

Remarque : les données pour une chauffe de 1,5 kW avec un débit correspondant à un Δh_s de 15mm de H₂O ont déjà été obtenues et doivent être reportées dans la première colonne. Il reste 2 ou 3 mesures à faire selon le temps disponible.

Date :

Groupe et Noms :

Feuille d'expérience : Influence du débit d'eau

| Référence de l'expérience | | 1 | 2 | 3 | 4 |
|--|-----------------------------------|-----|-----|-----|-----|
| Thermomètre sec (entrée d'air) | T_1 (°C) | | | | |
| Thermomètre mouillé (entrée d'air) | T_{2w} (°C) | | | | |
| Thermomètre sec (sortie d'air) | T_3 (°C) | | | | |
| Thermomètre mouillé (sortie d'air) | T_{4w} (°C) | | | | |
| Température de l'eau en entrée | T_5 (°C) | | | | |
| Température de l'eau en sortie | T_6 (°C) | | | | |
| Température de l'eau d'appoint | T_7 (°C) | | | | |
| Différentiel de l'orifice (pression relative en sortie de colonne) | Δh_s (mmH ₂ O) | | | | |
| Pression relative à l'entrée de colonne | Δh_e (mmH ₂ O) | | | | |
| Débit d'eau | \dot{m}_e (g/s) | | | | |
| Masse d'eau introduite durant l'expérience (compensation) | m_e (kg) | | | | |
| Perte de charge (chute de pression dans la colonne) | Δp (mmH ₂ O) | | | | |
| Charge de refroidissement | \dot{Q} (kW) | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 |

Remarque : les données pour une chauffe de 1,5 kW avec un débit correspondant à un débit d'eau de 40 g/s ont déjà été obtenues et doivent être reportées dans la première colonne. Il reste 2 ou 3 mesures à faire selon le temps disponible.

Extrait des tables de la vapeur d'eau**(équilibre entre phases)**

| t (°C) | pvs (bar) | v m³/kg | hv (kJ/kg) |
|---------------|------------------|---------------------------|-------------------|
| 10.0 | 0.01227 | 106.40 | 2519.9 |
| 13.0 | 0.01500 | 87.98 | 2525.5 |
| 15.0 | 0.01704 | 77.98 | 2529.1 |
| 17.5 | 0.02000 | 67.01 | 2533.6 |
| 20.0 | 0.02337 | 57.84 | 2538.2 |
| 21.1 | 0.02500 | 54.26 | 2540.2 |
| 24.1 | 0.03000 | 45.67 | 2545.6 |
| 25.0 | 0.03166 | 43.40 | 2547.3 |
| 29.0 | 0.04000 | 34.80 | 2554.5 |
| 30.0 | 0.04241 | 32.93 | 2556.4 |
| 32.9 | 0.05000 | 28.19 | 2561.6 |
| 35.0 | 0.05622 | 25.24 | 2565.4 |
| 36.2 | 0.06000 | 23.74 | 2567.5 |
| 40.0 | 0.07375 | 19.55 | 2574.4 |