

"Analyse énergétique des bâtiments" Notes de Cours
Préparé par D. Mather

EA3 : Aspects du transfert de chaleur, Psychrométrie
Analyse et systèmes CVC

1. Transmittance et résistance thermique d'un assemblage
2. Résistances thermiques des couches planes
3. Transmission régulière de la chaleur en 1D à travers une série de couches planes
4. Voies parallèles de transmission de la chaleur
5. Pertes de chaleur par transmission parallèle et ventilation
6. Nomenclature pour l'analyse psychrométrique
7. Graphique psychrométrique
8. Processus de base de la climatisation
9. Aspects des systèmes CVC
10. Systèmes de chauffage et de refroidissement à air à zone unique

Aperçu du module

Ce module donne un aperçu de certains aspects du transfert de chaleur et de l'analyse psychrométrique et aborde certains aspects des systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation. Le contenu sur le transfert de chaleur sera important dans le module à venir sur l'enveloppe du bâtiment. Le contenu de l'analyse psychrométrique est important pour l'analyse des systèmes CVC à base d'air, y compris dans l'analyse de simulation.

Pour de nombreux étudiants, certaines matières seront une révision de concepts déjà abordés dans d'autres cours.

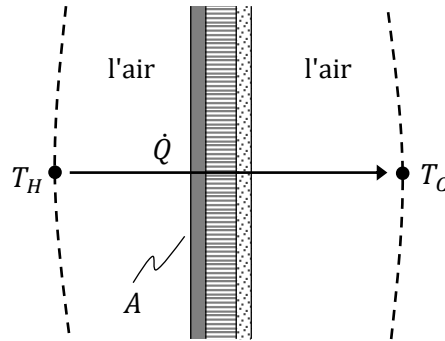
Résultats d'apprentissage visés par le cours :

- Appliquer les calculs énergétiques de base à une variété de composants et de systèmes ayant un impact sur l'utilisation de l'énergie dans les bâtiments.
- Appliquer des techniques d'analyse simples à l'audit et à la simulation énergétiques des bâtiments.
- Reconnaître les effets interactifs entre les différents composants et systèmes du bâtiment en ce qui concerne l'utilisation de l'énergie.

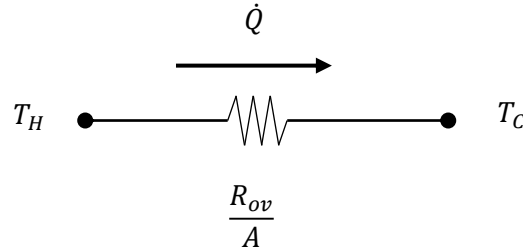
Aspects du transfert de chaleur

1. Transmittance et résistance thermique d'un assemblage

Considérons un transfert de chaleur régulier entre deux environnements (aux températures T_H et T_C) à travers un ensemble de couches dont la taille globale normale à la direction du transfert de chaleur peut être caractérisée par A (m^2). Nous limiterons cette discussion aux situations où le transfert de chaleur peut être traité comme unidimensionnel (1D) - c'est-à-dire que les températures ne varient que le long de la dimension x (qui est normale à la surface).



Si le taux de transfert de chaleur constant est évalué à l'aide de la méthode de la résistance thermique, le système peut être représenté par une résistance thermique séparant deux nœuds de température :



Ici, R_{ov} est la résistance thermique plane globale de l'ensemble séparant T_H et T_C le long du chemin traversant la zone A .

$$\dot{Q} = \frac{A}{R_{ov}} \cdot (T_H - T_C)$$

Si on l'exprime en tant que coefficient de transmission thermique global de l'ensemble, U , alors :

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot (T_H - T_C)$$

U a pour unités $W/m^2 \cdot K$ ou $W/m^2 \cdot ^\circ C$, les unités de température (c'est-à-dire K ou $^\circ C$) faisant référence à la différence de température entre les deux nœuds de température. (U a la même valeur, que les unités soient indiquées en K ou en $^\circ C$).

est l'inverse de U :

$$R_{ov} = (U)^{-1}$$

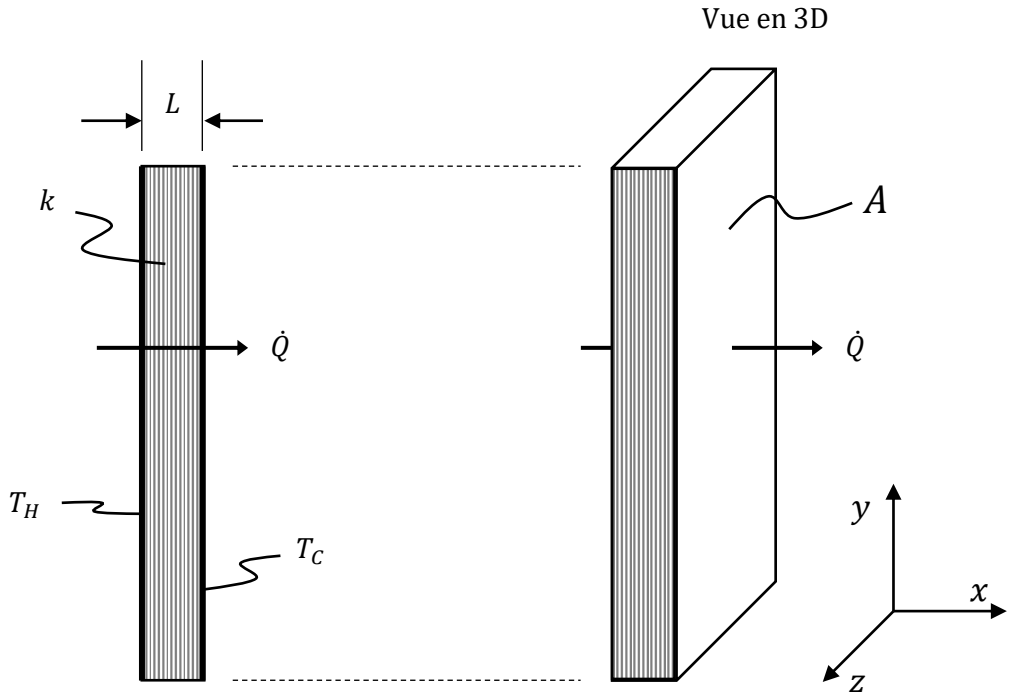
Ainsi, les unités de R_{ov} sont $m^2 \cdot K/W$, et les unités de R_{ov}/A sont K/W .

Notez que U est un indicateur de la facilité avec laquelle un assemblage permet le flux de chaleur (c.-à-d. plus élevé U = flux de chaleur plus élevé), tandis que R_{ov} indique la facilité avec laquelle un assemblage résiste au flux de chaleur (c.-à-d. plus élevé R = flux de chaleur plus faible).

2. Résistances thermiques des couches planes

Conduction de la chaleur en régime permanent à travers un solide planaire (1-D)

Considérons que la conduction de la chaleur se produit normalement par rapport au plan de la surface A (c.-à-d. le long de la direction x uniquement ; transfert de chaleur en 1-D).



k = conductivité thermique du milieu ($W/m \cdot K$)

L = l'épaisseur du matériau (m)

$$\dot{Q} = \frac{kA}{L} \cdot (T_H - T_C)$$

$$\therefore R = \frac{L}{k}$$

← résistance plane de la couche

par exemple, valeur R de la couche

Exemple :

Considérons un morceau d'isolant en polystyrène extrudé

Épaisseur = 25 mm

Résistance thermique nominale : RSI-0.88

$$\text{Valeur RSI} = 0.88 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \quad \longleftarrow \quad \frac{L}{k}$$

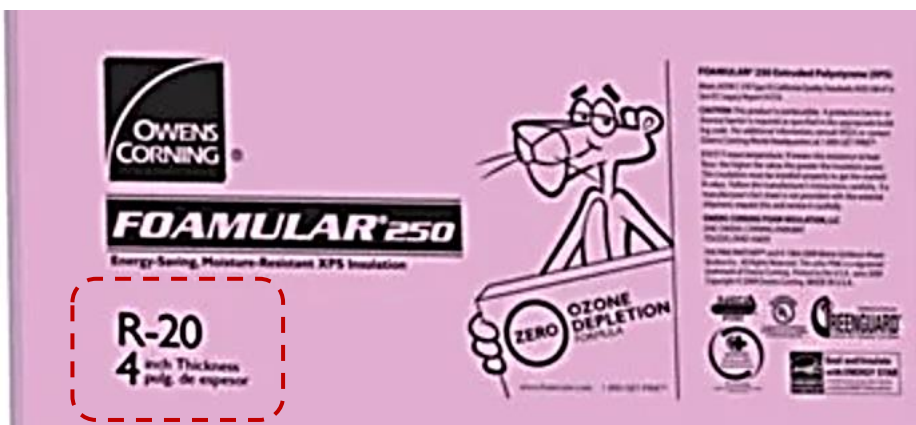
Avec ces informations, nous pouvons calculer une estimation de la conductivité thermique du matériau.



Remarque : la "valeur R" d'un matériau est souvent indiquée en pouces-livres. Par exemple, la photo ci-dessous indique "R-20" pour un panneau d'isolation de 4 pouces d'épaisseur.

R-20 signifie que la résistance thermique nominale est de $20 \text{ } ^\circ F \cdot ft^2 \cdot hr/btu$. La résistance thermique métrique correspondante est appelée valeur RSI (où le "SI" indique le système métrique).

$$RSI = 20 / 5,678 = 3,52 \text{ } m^2 \cdot ^\circ C/W. \text{ (5,678 = facteur de conversion)}$$



Conductivité thermique approximative de certains matériaux
(proche de la "température ambiante", c'est-à-dire ~ 300 K)

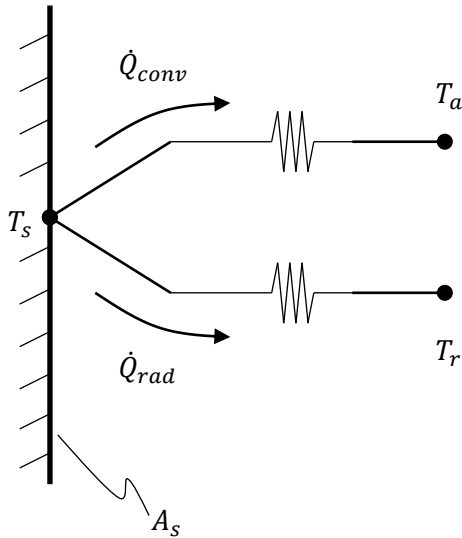
Matériau	Conductivité thermique, k ($W/m \cdot ^\circ C$)
Aluminium (alliage 2014)	~ 192
Acier (alliage 1080)	~ 48
Acier inoxydable (alliage 31)	~ 16
Béton	$\sim 0,9$ à $2,9$ (en fonction de la densité)
Verre sodocalcique (verre architectural)	~ 1.0
PVC (vinyle)	~ 0.18
Bois (épicéa)	~ 0.09
Isolation en polystyrène extrudé (XPS)	$\sim 0,022$ à $0,030$

Références :

- W.D. Callister, "Materials Sciences and Engineering", 3rd Edition, 1994
- F.P. Incropera et D.P. DeWitt, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 4th Edition, 1996

Transfert de chaleur combiné par convection et par rayonnement

Considérons une surface de taille A_s et de température T_s qui transfère de la chaleur à un environnement adjacent par convection et rayonnement simultanés.



T_a = température de l'air adjacent (à une distance suffisante du mur pour ne pas être affecté par celui-ci).

T_r = température représentative de l'environnement qui a une "ligne de vue" sur le mur de l'échangeur de chaleur rayonnant (par exemple, hémisphère en vue du mur).

Le transfert total de chaleur à partir du mur est de

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} = h_{conv} \cdot A_s \cdot (T_s - T_a) + h_{rad} \cdot A_s \cdot (T_s - T_r)$$

où :

h_{conv} = coefficient de transfert de chaleur par convection ($W/m^2 \cdot K$)

h_{rad} = coefficient de transfert de chaleur par rayonnement ($W/m^2 \cdot K$)

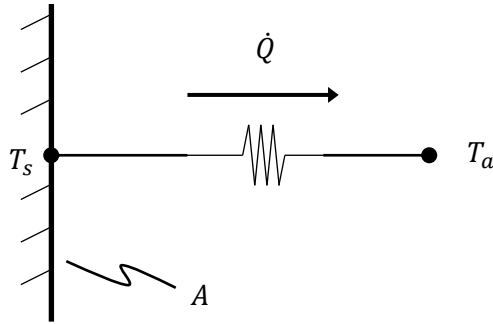
Lors de l'évaluation du transfert de chaleur d'une surface de bâtiment à l'environnement, il est souvent raisonnable de traiter $T_r \approx T_a$ (c. à.d. que les surfaces vues par le mur ont une T moyenne proche de celle de l'air adjacent). Il peut s'agir d'une approximation raisonnable pour les surfaces intérieures et extérieures. En appliquant cela à l'équation précédente :

$$\dot{Q}_T = \underbrace{(h_{conv} + h_{rad})}_{h_{comb}} \cdot A_s \cdot (T_s - T_a)$$

$h_{comb} = (h_{conv} + h_{rad})$ = coefficient de transfert de chaleur combiné par convection et par rayonnement [$W/m^2 \cdot K$]

Désignons maintenant le transfert de chaleur total de la surface vers l'environnement simplement par \dot{Q} et la taille de la surface par A (c. à.d. abandonnons les indices). Dans ce cas :

$$\dot{Q} = h_{comb} \cdot A \cdot (T_s - T_a)$$



La résistance plane de cette "couche" de résistance à la convection et au rayonnement séparant T_s et T_a :

$$\therefore R = \frac{1}{h_{comb}}$$

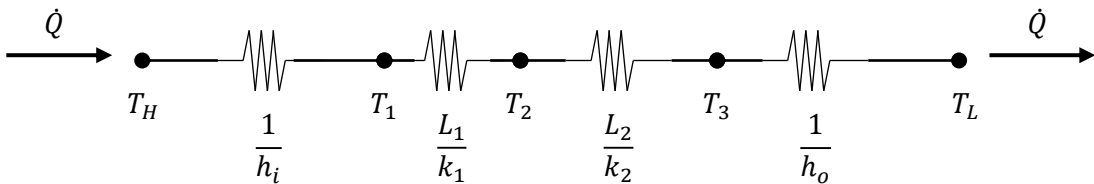
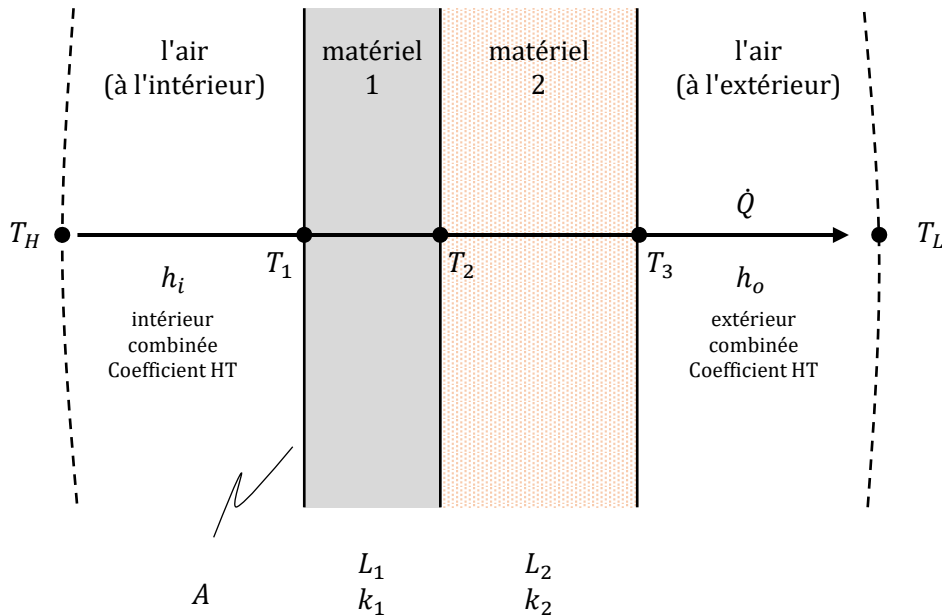
Note : Souvent, l'indice "*comb*" est supprimé et le coefficient de transfert de chaleur combiné est simplement désigné par h .

$$R = \frac{1}{h}$$

3. Transmission régulière de la chaleur en 1D à travers une série de couches planes

Pour un flux de chaleur constant entre deux nœuds de température séparés par une série de couches de résistance, la résistance plane totale est la somme des résistances planes des couches.

Par exemple, le flux de chaleur entre deux environnements séparés par une paroi à deux couches :



$$R_{ov} = \sum R = \frac{1}{h_i} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_o} = (U)^{-1}$$

$$\dot{Q} = \frac{A}{R_{ov}} \cdot (T_H - T_C) = UA \cdot (T_H - T_C)$$

Exemple :

Déterminez la valeur U 1-D pour un mur en contreplaqué ($k \approx 0,12 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ et 13 mm d'épaisseur) si $h_i = 10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $h_o = 35 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Estimez ensuite le taux de transfert de chaleur constant lorsque les températures intérieure et extérieure sont respectivement $T_i = 20^\circ\text{C}$ et $T_o = -10^\circ\text{C}$, si $A = 50 \text{ m}^2$.

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{h_i} &= \frac{1}{10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 0.1 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \\ \frac{L}{k} &= \frac{0.013 \text{ m}}{0.12 \text{ W/m} \cdot \text{K}} = 0.108 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \\ \frac{1}{h_o} &= \frac{1}{35 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} = 0.029 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \end{aligned} \right\} \sum R = R_{ov} = 0.237 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

$$U = \left(0.237 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)^{-1} = 4.22 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

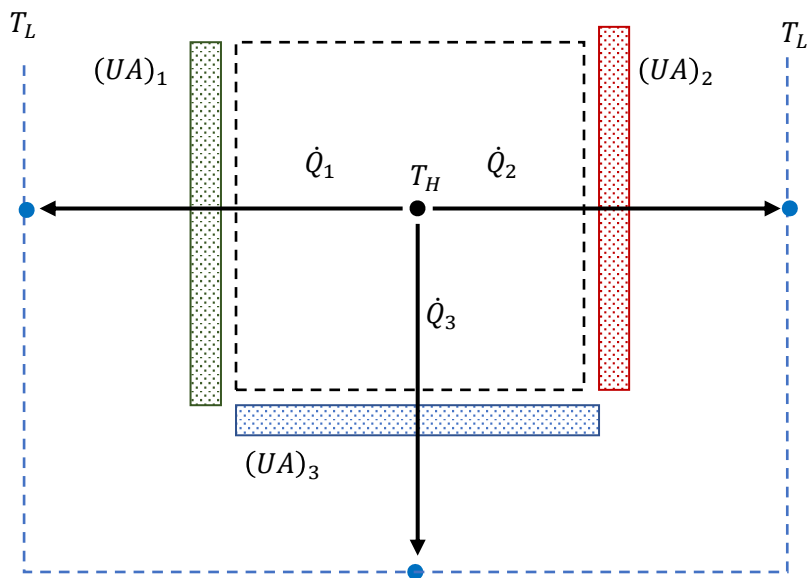
$$\dot{Q} = UA \cdot (T_H - T_L) = (4.22 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K})(50 \text{ m}^2)(30\text{K}) = \mathbf{6330 \text{ W}}$$

4. Voies parallèles de transmission de la chaleur

Considérons un scénario dans lequel la chaleur est transmise entre deux environnements par plusieurs chemins parallèles indépendants. Le transfert de chaleur total est la somme des flux passant par les différents chemins.

L'exemple ci-dessous montre trois surfaces avec différentes valeurs de UA . La transmission totale de chaleur régulière est de

$$\begin{aligned}\dot{Q}_T &= \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 \\ &= (UA)_1(T_H - T_L) + (UA)_2(T_H - T_L) + (UA)_3(T_H - T_L) \\ &= [(UA)_1 + (UA)_2 + (UA)_3](T_H - T_L)\end{aligned}$$



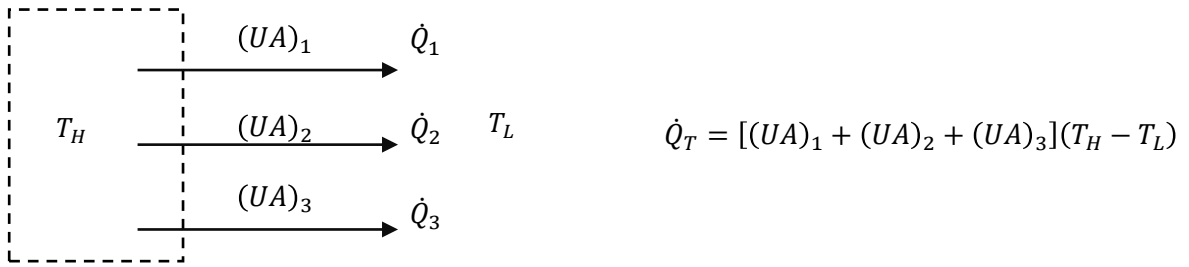
Laissez : $A_T = A_1 + A_2 + A_3$

Une valeur U moyenne, U_T , pour la surface totale, A_T , peut être déterminée.

$$\dot{Q}_T = U_T A_T (T_H - T_L)$$

$$U_T = \frac{\dot{Q}_T}{A_T (T_H - T_L)} = \frac{(UA)_1 + (UA)_2 + (UA)_3}{A_T} = \frac{(UA)_1 + (UA)_2 + (UA)_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

Une version plus simple du diagramme précédent :



Exemple de calcul

Pendant une nuit d'hiver, une pièce est maintenue à 20°C alors que la température extérieure est de -10°C. La chaleur est perdue par les murs, les fenêtres et le toit.

Assemblée	Transmittance thermique effective, U (W/m ² · K)	Surface (m) ²
A) Murs	0.40	16
B) Fenêtres	2.00	6
C) Toit	0.20	16

Déterminer :

- 1) Taux de chauffage constant nécessaire pour maintenir la température de la pièce (W).
- 2) Évaluer la contribution relative de chaque voie de perte de chaleur à la perte de chaleur totale.

$$(UA)_A = \left(0.4 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) (16 m^2) = 6.4 \frac{W}{K}$$

$$(UA)_B = \left(2.00 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) (6 m^2) = 12.0 \frac{W}{K}$$

$$(UA)_C = \left(0.20 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) (16 m^2) = 3.2 \frac{W}{K}$$

$$\dot{Q}_A = (UA)_A(T_i - T_o) = \left(6.4 \frac{W}{K} \right) (30K) = 192 W \quad (\approx 30\%)$$

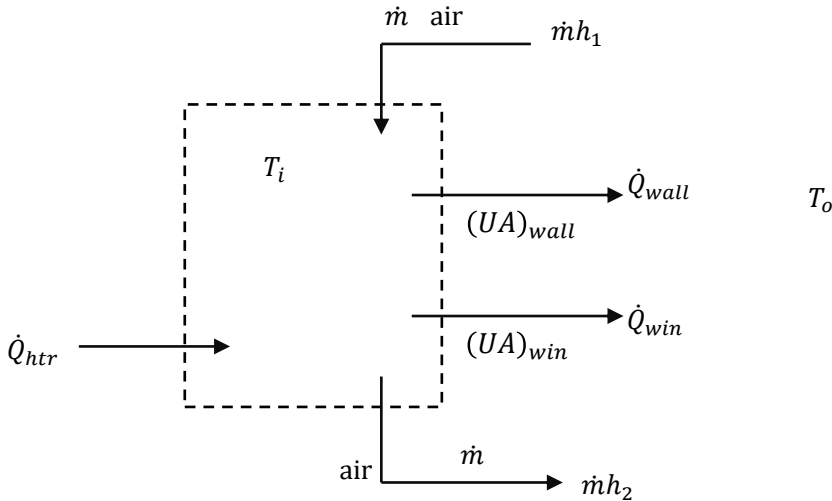
$$\dot{Q}_B = (UA)_B(T_i - T_o) = \left(12.0 \frac{W}{K} \right) (30K) = 360 W \quad (\approx 55\%)$$

$$\dot{Q}_C = (UA)_C(T_i - T_o) = \left(3.2 \frac{W}{K} \right) (30K) = 96 W \quad (\approx 15\%)$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_A + \dot{Q}_B + \dot{Q}_C = \mathbf{648 W}$$

5. Pertes de chaleur par transmission parallèle et ventilation

Considérons une pièce qui doit être chauffée à une température constante T_i . La pièce perd de la chaleur par transmission thermique vers l'extérieur à travers deux surfaces (p. ex., un mur et une fenêtre). Elle subit également une perte de chaleur due à l'échange d'air avec l'extérieur au taux \dot{m} . L'air à l'intérieur de la pièce est suffisamment bien mélangé pour que l'on puisse considérer que sa température est uniforme.



Évaluer le taux de chauffage constant (\dot{Q}_{htr}) nécessaire pour maintenir la température de la pièce s'il n'y a pas d'autres flux d'énergie significatifs en dehors de ceux décrits.

Bilan énergétique en régime permanent pour le CV :

$$\dot{Q}_{htr} + \dot{m}h_1 = \dot{m}h_2 + \dot{Q}_{wall} + \dot{Q}_{win}$$

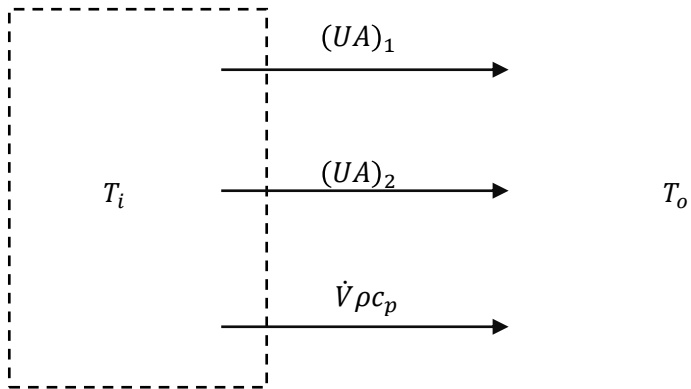
Résoudre le taux de chauffage :

$$\dot{Q}_{htr} = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{Q}_{wall} + \dot{Q}_{win}$$

Si $\dot{m}(h_2 - h_1) \approx \dot{V}\rho c_p \cdot (T_i - T_o)$ alors :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{htr} &= \dot{V}\rho c_p \cdot (T_i - T_o) + (UA)_{wall} \cdot (T_i - T_o) + (UA)_{win} \cdot (T_i - T_o) \\ &= \underbrace{[\dot{V}\rho c_p + (UA)_{wall} + (UA)_{win}]}_{K_T} \cdot (T_i - T_o) \end{aligned}$$

K_T = facteur global de perte de chaleur, W/K



$$\dot{Q}_T = [(UA)_1 + (UA)_2 + \dot{V}\rho c_p] (T_i - T_o) \quad (\text{perte de chaleur totale})$$

Aspects de l'analyse psychrométrique

6. Nomenclature pour l'analyse psychrométrique

Considérons un mélange de gaz idéaux composé d'air sec et de vapeur d'eau, H_2O .

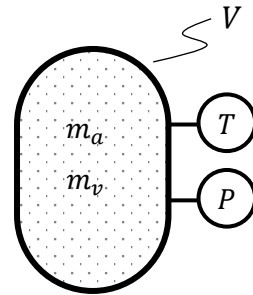
P = pression totale du mélange (absolue)

T = température (bulbe sec) du mélange

V = volume total occupé par le mélange

m_a = masse d'"air sec" (kg)

m_v = masse de vapeur H_2O (kg)

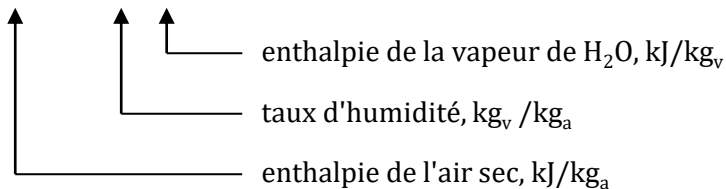


$$v = \text{volume spécifique du mélange} \left(\frac{m^3}{kg_a} \right) = \frac{V}{m_a}$$

$$\omega = \text{taux d'humidité} = \frac{m_v}{m_a} \left(\frac{kg_v}{kg_a} \text{ or } \frac{g_v}{g_a} \right)$$

$$h = \text{specific enthalpy of mixture} \left(\frac{kJ}{kg_a} \right) \quad \longleftarrow \text{enthalpie du mélange par } kg_a$$

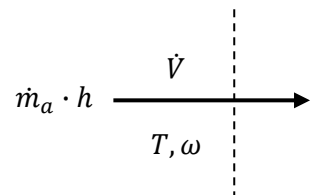
$$h = h_a + \omega \cdot h_v$$



Considérons un courant d'air humide passant par un endroit où les propriétés du mélange sont T , ω et le débit volumétrique est \dot{V} .

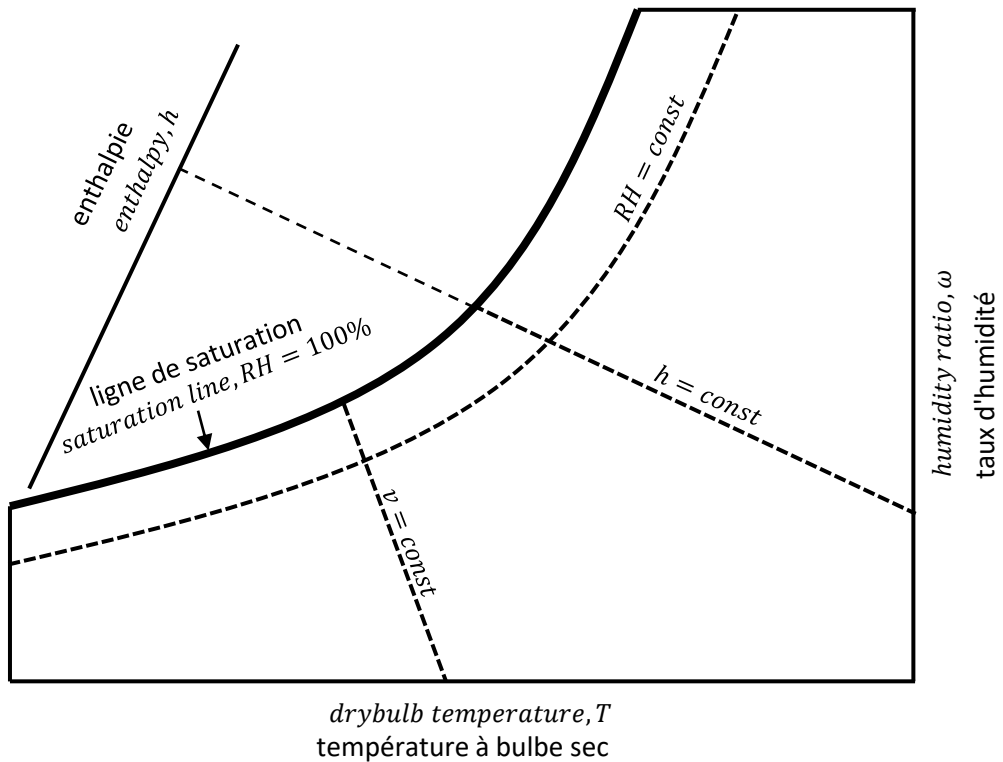
$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}}{v} = \text{débit massique de l'air sec, } kg_a/s$$

$$\dot{E} = \dot{m}_a \cdot h = \text{débit d'énergie du mélange d'air humide, } kJ/s$$

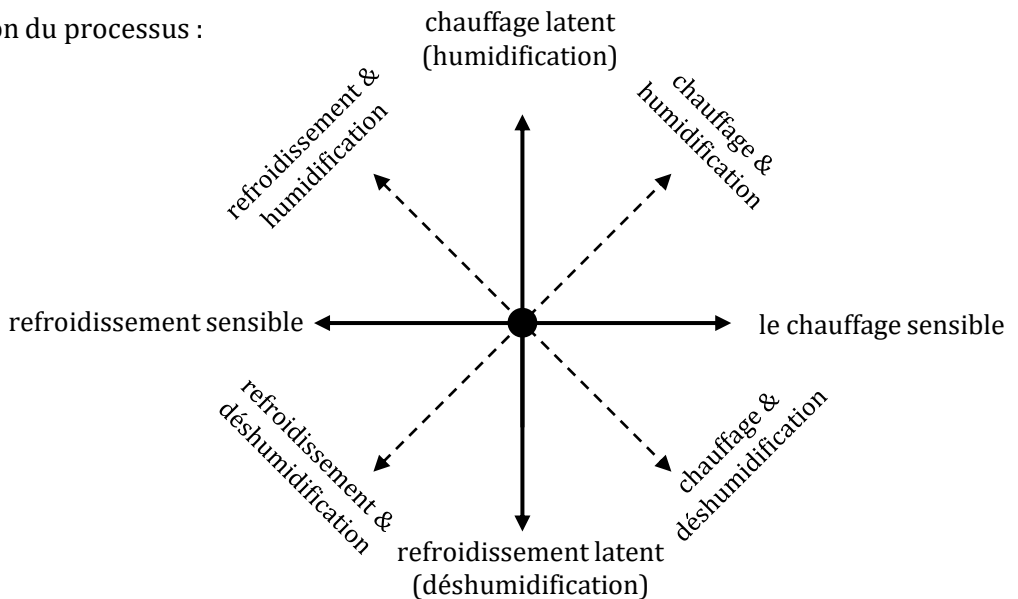


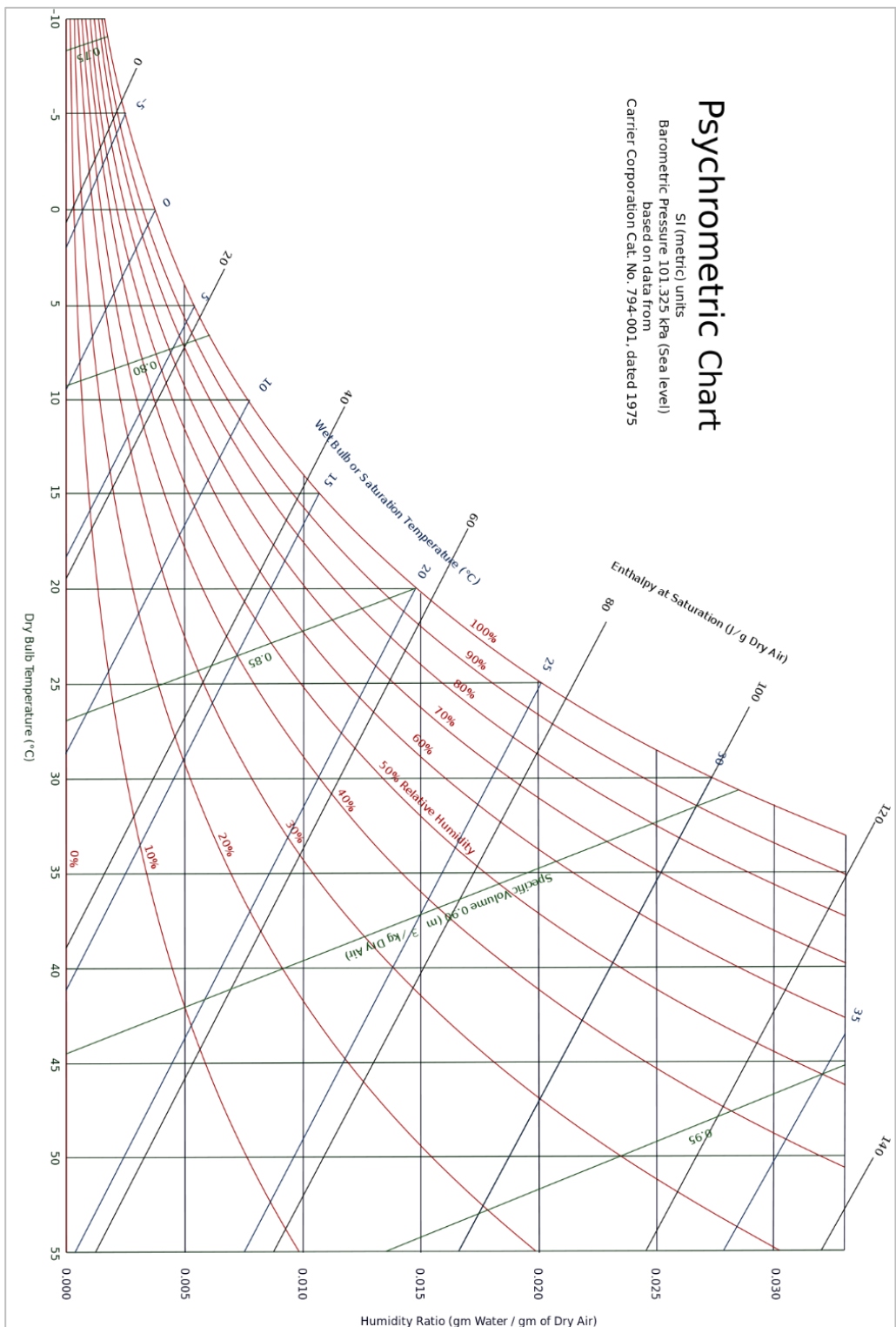
7. Graphique psychrométrique

- Le tableau permet une évaluation simple des propriétés du mélange air-humidité.
- Chaque tableau s'applique à une pression totale de mélange particulière (c'est-à-dire la pression barométrique).



Direction du processus :





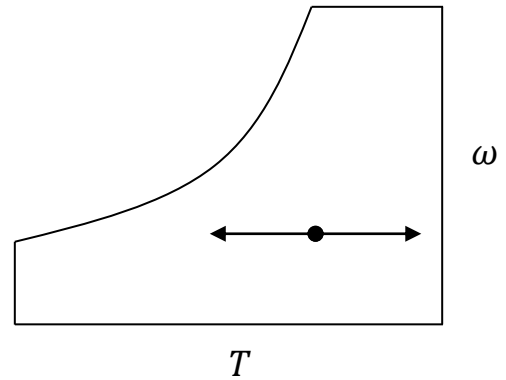
Carte psychrométrique téléchargée de Wikimedia Commons (27 janvier 2017). Auteur : ArthurOgawa.

<http://commons.wikimedia.org/wiki/File:PsychrometricChart.SeaLevel.SI.svg>

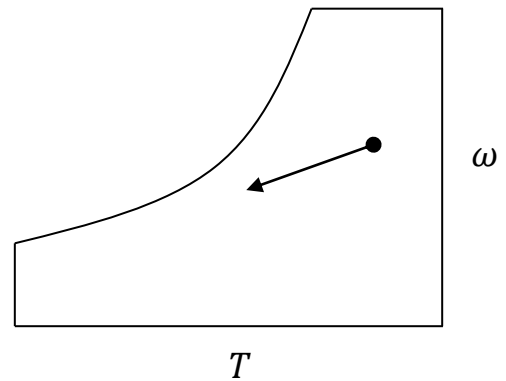
Utilisé sous la licence Creative Commons Attribution-Share Alike 3.0 Unported, 2.5 Generic, 2.0 Generic et 1.0 Generic.

8. Processus de base du conditionnement d'air

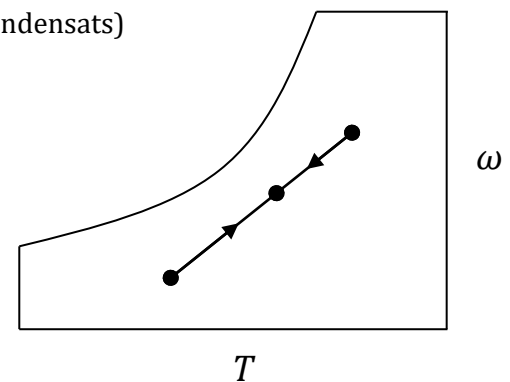
Chauffage/refroidissement sensible



Refroidissement avec déshumidification



Mélange adiabatique (sans production de condensats)

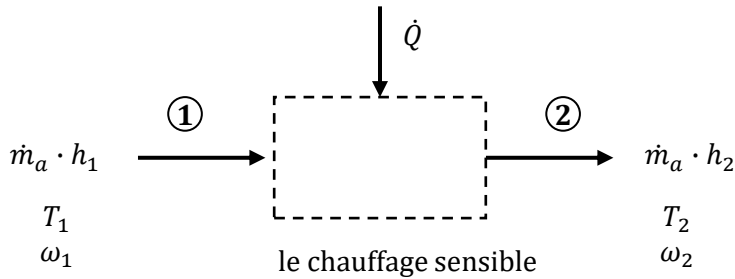


Chauffage/refroidissement sensible

Un processus de chauffage/refroidissement sensible signifie qu'il n'y a pas de changement dans la quantité d'humidité transportée par le flux d'air, $\omega_1 = \omega_2$.

Chauffage sensible

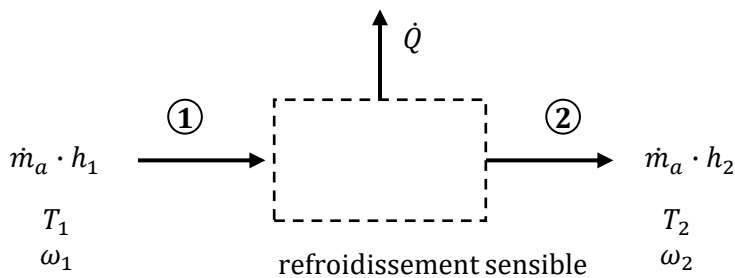
SS-SF, $\Delta ke, \Delta pe \approx 0$



bilan énergétique : $\dot{m}_a h_1 + \dot{Q} = \dot{m}_a h_2 \quad \rightarrow \quad \dot{Q} = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$

Refroidissement sensible

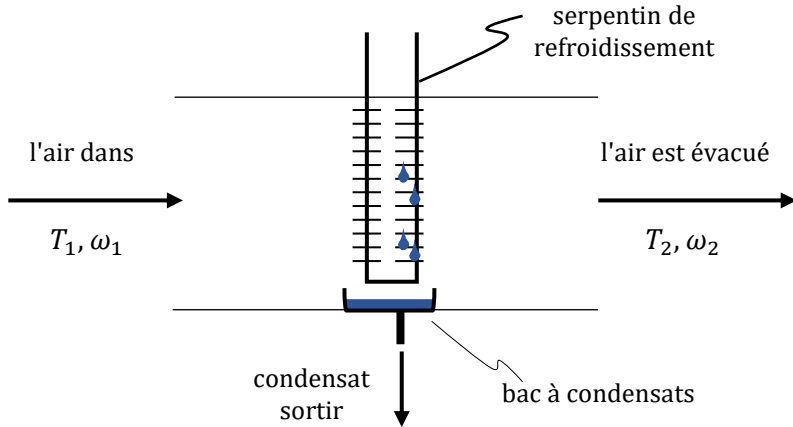
SS-SF, $\Delta ke, \Delta pe \approx 0$



bilan énergétique : $\dot{m}_a h_1 = \dot{Q} + \dot{m}_a h_2 \quad \rightarrow \quad \dot{Q} = \dot{m}_a (h_1 - h_2)$

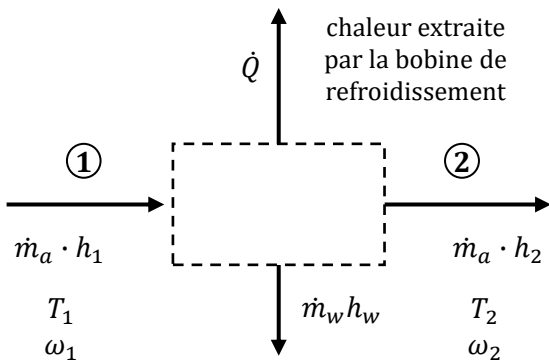
Refroidissement avec déshumidification

Un processus de refroidissement entraîne généralement la condensation en liquide d'une partie de la vapeur transportée par le flux d'air. Ainsi, le flux d'air sortant a une valeur plus faible T et ω que le flux entrant.



Bilan énergétique (CV est le flux d'air refroidi) :

$$SS-SF, \Delta ke, \Delta pe \approx 0$$



\dot{m}_w = taux de production de condensat (kg /s)_w

h_w = enthalpie du condensate (kJ/kg)_w

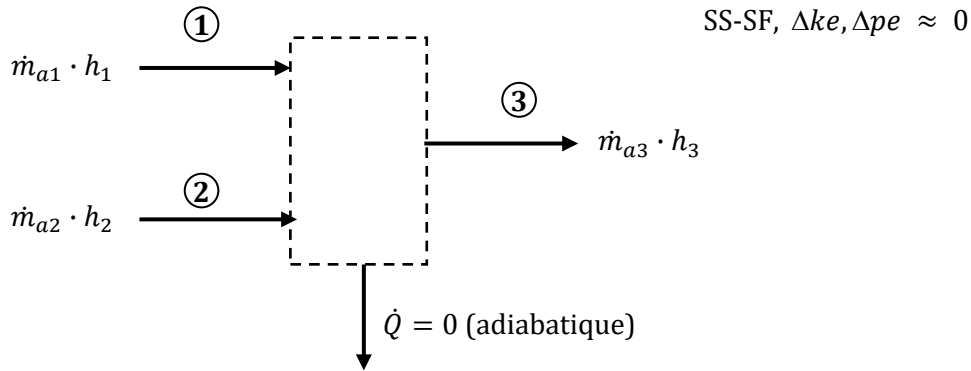
$$\dot{m}_a \cdot h_1 = \dot{m}_a \cdot h_2 + \dot{Q} + \dot{m}_w h_w \quad \longrightarrow \quad \dot{Q} = \dot{m}_a \cdot (h_1 - h_2) - \dot{m}_w h_w$$

$$\text{Taux de production de condensats} \quad \longrightarrow \quad \dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2)$$

$$\text{Typiquement :} \quad |\dot{m}_a \cdot (h_1 - h_2)| \gg |\dot{m}_w h_w| \quad \therefore \quad \dot{Q} \approx \dot{m}_a \cdot (h_1 - h_2)$$

Mélange adiabatique (sans production de condensat)

Il y a mélange adiabatique lorsque deux flux d'air sont mélangés et que le transfert de chaleur entre le CV et son environnement est négligeable. Ne considérer que les conditions dans lesquelles le mélange n'entraîne aucune production de condensats (c'est-à-dire que toute l'humidité contenue dans les flux d'air entrant est évacuée par le flux d'air sortant).



Bilan de masse (air sec) :

$$\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3}$$

Bilan de masse (H_2O) :

$$\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2} = \omega_3 \dot{m}_{a3} \quad \rightarrow \quad \omega_3 = \frac{\omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2}}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}}$$

Bilan énergétique (H_2O) :

$$\dot{m}_{a1} \cdot h_1 + \dot{m}_{a2} \cdot h_2 = \dot{m}_{a3} \cdot h_3 \quad \rightarrow \quad h_3 = \frac{h_1 \dot{m}_{a1} + h_2 \dot{m}_{a2}}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}}$$

Remarque :

sur la carte psychrométrique, l'état 3 se situe le long d'une ligne reliant les états 1 et 2.

Aspects des systèmes CVC

9. Aspects des systèmes CVC

Rôle des systèmes CVC

Les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation répondent à certains besoins essentiels :

1. Maintenir des conditions de confort thermique

Compenser les pertes/gains nets d'énergie pour maintenir le confort thermique. Cela se fait généralement par le chauffage, le refroidissement, l'humidification, la déshumidification et l'induction de mouvements d'air.

2. Maintenir une qualité de l'air intérieur acceptable

Compenser la "production de polluants atmosphériques" pour maintenir une qualité de l'air intérieur (QAI) acceptable. Cela se fait généralement par la filtration, la ventilation et l'évacuation.

Les concepteurs de systèmes CVC se réfèrent généralement à des normes/guides pour déterminer les bonnes pratiques/critères de conception en matière de confort thermique et de qualité de l'air intérieur. Par exemple :

*ASHRAE Standard 62.1 "Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality"
(ventilation pour une qualité acceptable de l'air intérieur)*

- Définit les taux de ventilation de l'air extérieur censés fournir une QAI acceptable pour la plupart des gens dans des circonstances normales.
- Par exemple, Les systèmes CVC pour les bureaux sont généralement conçus pour fournir environ 8 à 10 L/s d'air extérieur par personne.

Les autres besoins satisfaits par les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation peuvent inclure des considérations relatives à la santé et à la sécurité, par exemple

- Extraction des polluants (p. ex., hottes, hottes de soudage, fumées de cuisine).
- Sécurité incendie/suppression (p. ex., contrôle des fumées en cas d'incendie).

Composants de base des systèmes et équipements de CVC

La plupart des composants des systèmes CVC entrent dans l'une des catégories suivantes. La grande variété de systèmes et d'appareils ne sont souvent que des combinaisons et des arrangements différents des éléments énumérés.

- Moteurs, ventilateurs, pompes
- Conduits, tuyaux, raccords
- Échangeurs de chaleur (par exemple, serpentins d'air)
- Brûleurs (par exemple dans un four, une chaudière)
- Compresseurs (par exemple dans un climatiseur, une pompe à chaleur, un refroidisseur)
- Contrôles (par exemple, thermostats)
- Fluides de travail (par exemple, air, eau et additifs, réfrigérants)

Zones thermiques

Dans le domaine du génie climatique, une "zone thermique" (ou "zone CVC") désigne généralement un espace d'un bâtiment doté d'un équipement CVC contrôlé par un thermostat particulier.

Par exemple, dans une école où plusieurs salles de classe disposent chacune d'un thermostat pour contrôler le chauffage/la climatisation de cette salle, chaque salle de classe est considérée comme une zone thermique. Ou bien, lorsque l'équipement CVC de plusieurs pièces est contrôlé par un seul thermostat, cet ensemble de pièces peut être considéré comme une zone thermique. Par exemple, un groupe de trois bureaux où un thermostat situé dans le bureau du milieu contrôle le chauffage des trois bureaux, ou une maison où un seul thermostat contrôle le chauffage et le refroidissement (chaudière et climatiseur central) de toute la maison (c.-à-d. un ensemble de pièces).

Dans de nombreux bâtiments, plusieurs zones thermiques peuvent avoir un équipement CVC commun. Par exemple, une chaudière peut fournir de la chaleur à plusieurs zones thermiques via un système de distribution hydronique, ou une unité de traitement de l'air peut fournir de l'air à plusieurs zones thermiques. Cependant, il est très courant qu'un système CVC soit dédié au conditionnement d'une seule zone thermique. Par exemple, le "travail" d'une chaudière dans une maison (avec un thermostat unique) est de chauffer cette seule zone thermique (c'est-à-dire la maison).

10. Systèmes de chauffage et de refroidissement à air à zone unique

Dans de nombreux bâtiments commerciaux, les unités CVC utilisées ne desservent qu'une seule zone thermique. Il est très courant que ces systèmes utilisent de l'air canalisé pour distribuer le chauffage et le refroidissement à cette zone thermique. Ce sont ces systèmes qui sont examinés dans cette section.

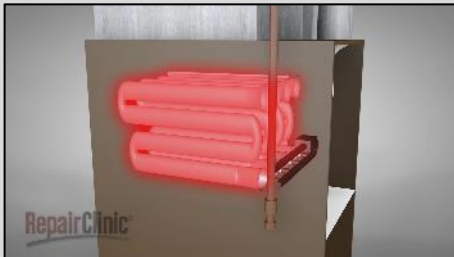
Les systèmes CVC à zone unique peuvent être relativement simples et présenter de nombreuses similitudes avec les chaudières et climatiseurs centraux utilisés dans les maisons. Pour aborder ce sujet, nous commencerons par examiner quelques équipements de chauffage et de refroidissement domestiques typiques*. Ensuite, en modifiant légèrement la disposition de l'équipement, nous le convertirons en son équivalent commercial approximatif : un climatiseur "packaged rooftop unit".

- Le terme "typique" utilisé ici se réfère au type général d'équipement utilisé dans de nombreux foyers canadiens au cours des deux dernières décennies.

VIDÉOS :

Regardez les vidéos suivantes qui fournissent des informations de base sur le fonctionnement des systèmes de chauffage central et de climatisation d'un ménage typique. (Note : les vidéos utilisent des unités I-P. Conversion : 1 kW \approx 3412 btu/hr)

1. [How Does a Furnace Work? — HVAC Repair & Troubleshooting Tips](#) (8 mins)



2. [How Does a Central Air Conditioner Work? — HVAC Repair Tips](#) (6 mins)

Notes sur la vidéo n°2 :

- Le contenu à partir d'environ 3:50 jusqu'à la fin est identique à une partie du contenu de la vidéo n° 1, il est donc conseillé de ne regarder la vidéo n° 2 que jusqu'à 3:50.
- À 3:10, le narrateur dit "Le compresseur reconvertit le gaz en liquide...", mais il devrait plutôt dire "Le compresseur et le serpentin du condenseur qui travaillent ensemble reconvertissent le gaz en liquide..."



Unité de condensation du climatiseur



Bobine d'évaporateur
(à l'intérieur du conduit,
comme indiqué)

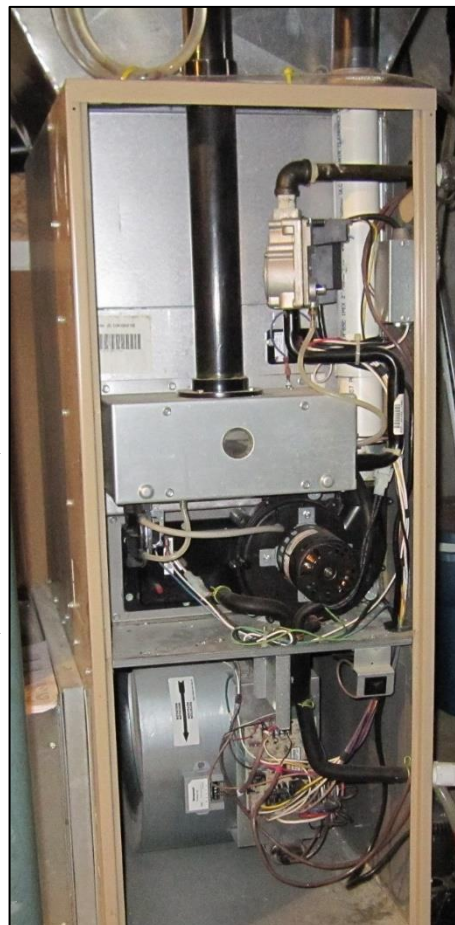
Fourneau

échangeur de
chaleur
section

section du brûleur →

filtre à air →

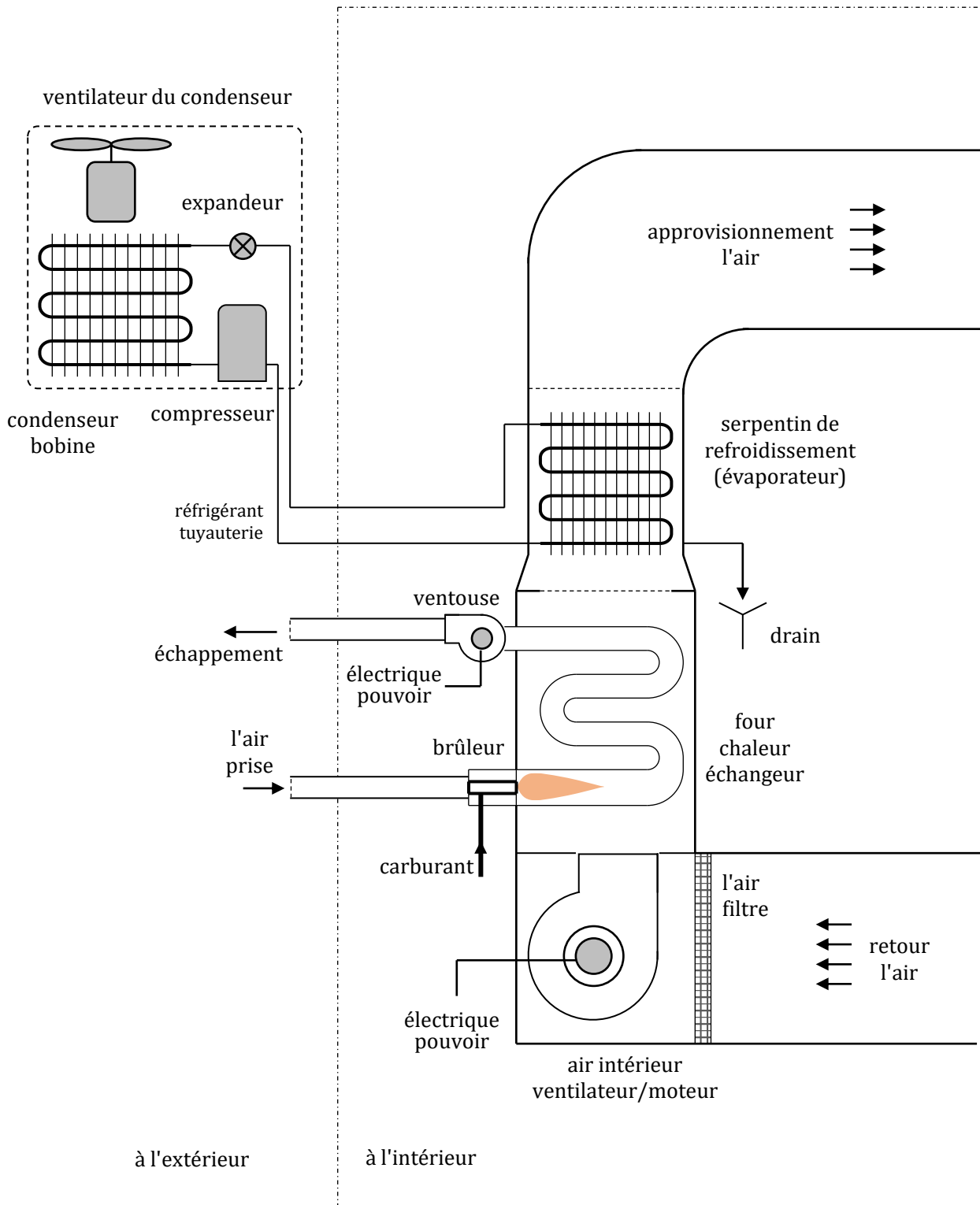
air de reprise



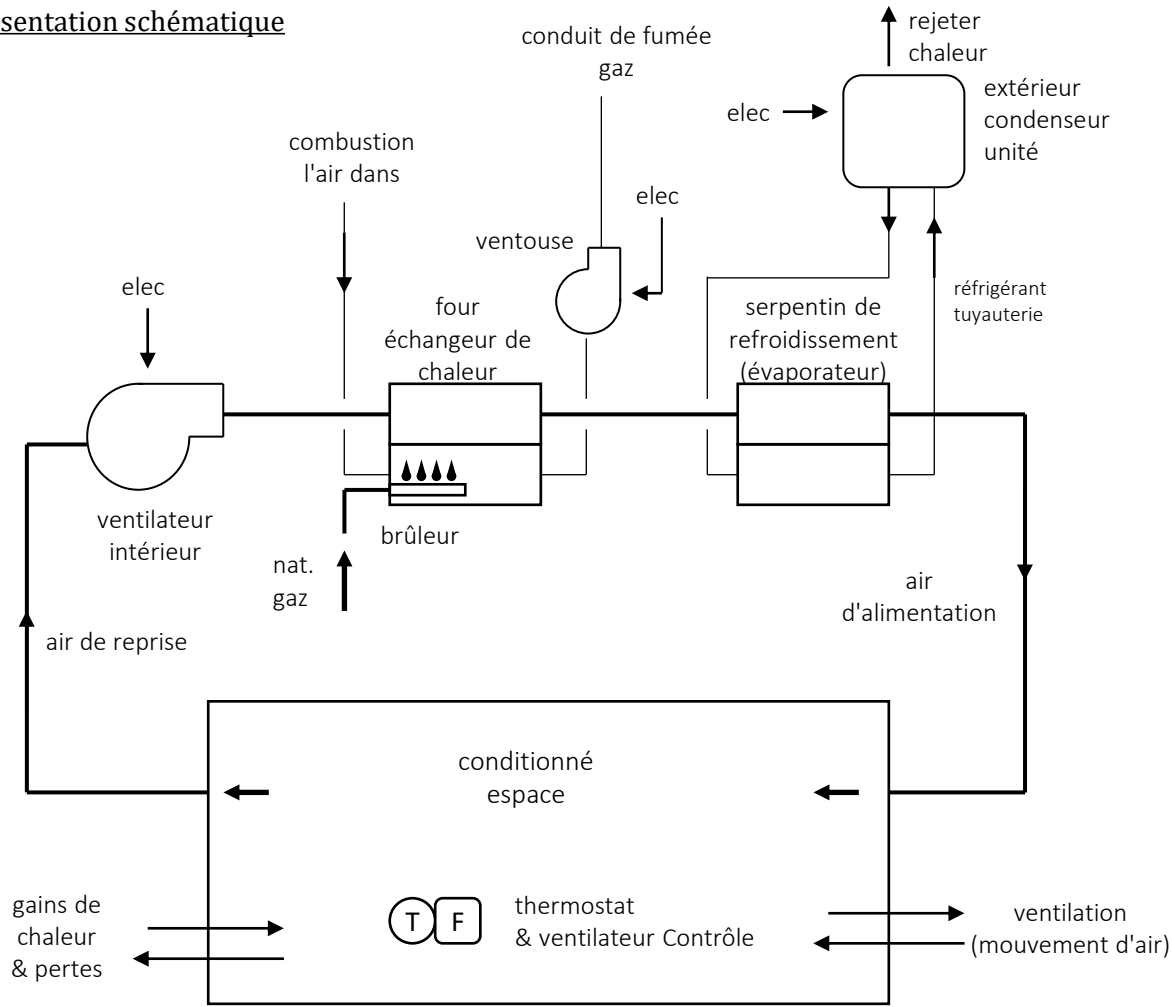
← ventor (ou inducer)
(c.à.d. le ventilateur
et le moteur)

← ventilateur intérieur
et moteur

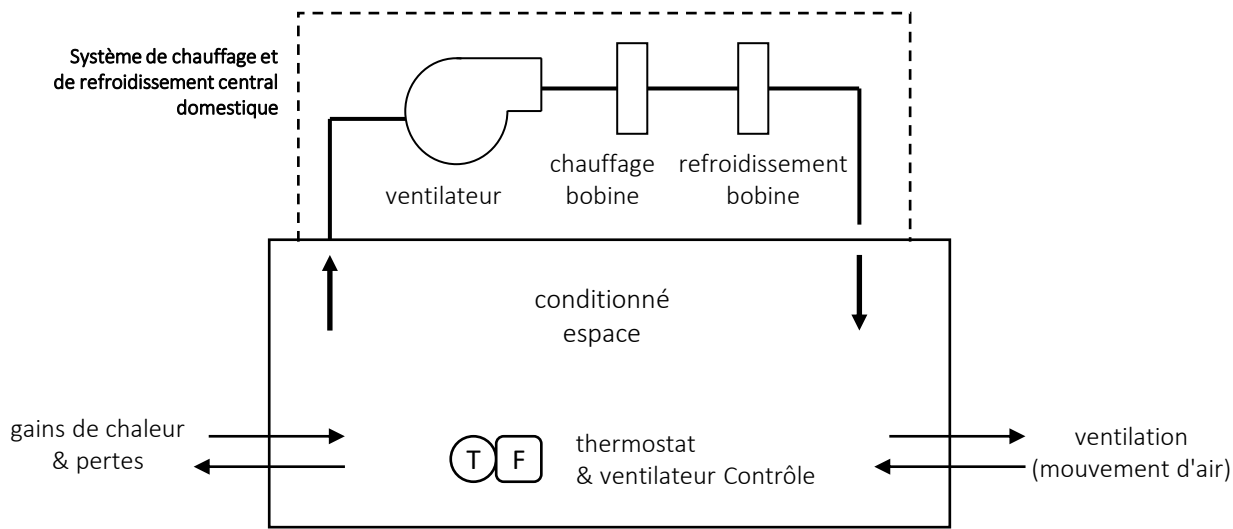
Exemples de composants d'un système de chauffage et de refroidissement central domestique



Représentation schématique



Représentation schématique très simplifiée

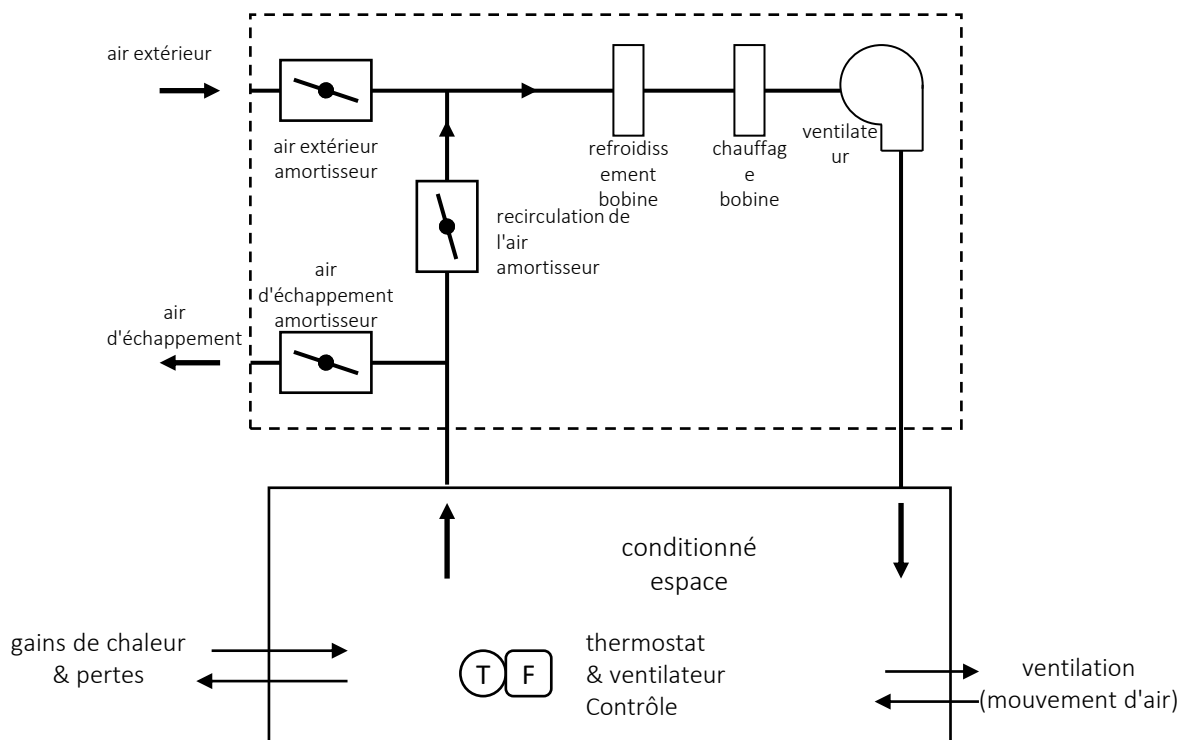


Systèmes CVC simples pour les bâtiments commerciaux

Dans une maison, la chaudière centrale et le climatiseur n'assurent *généralement* que le confort thermique (c.à.d. le chauffage/refroidissement). Les exigences de QAI liées à la ventilation sont satisfaites par d'autres moyens, p. ex. les fuites d'air ou les ouvertures (fenêtres).

Dans les bâtiments commerciaux, "ouvrir la fenêtre pour faire entrer un peu d'air frais" n'est souvent pas une option. C'est pourquoi les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation des bâtiments doivent généralement être conçus pour répondre aux besoins de confort thermique et de qualité de l'air intérieur.

Il s'agit maintenant de modifier légèrement le système précédent pour permettre l'admission d'air frais et l'évacuation de l'air de construction :



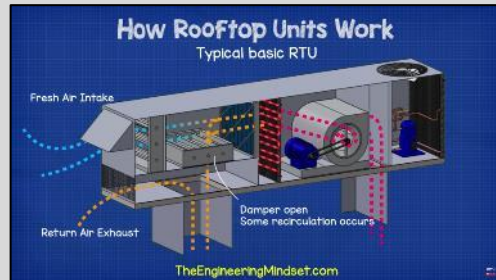
VIDÉOS :

Veuillez regarder deux autres vidéos :

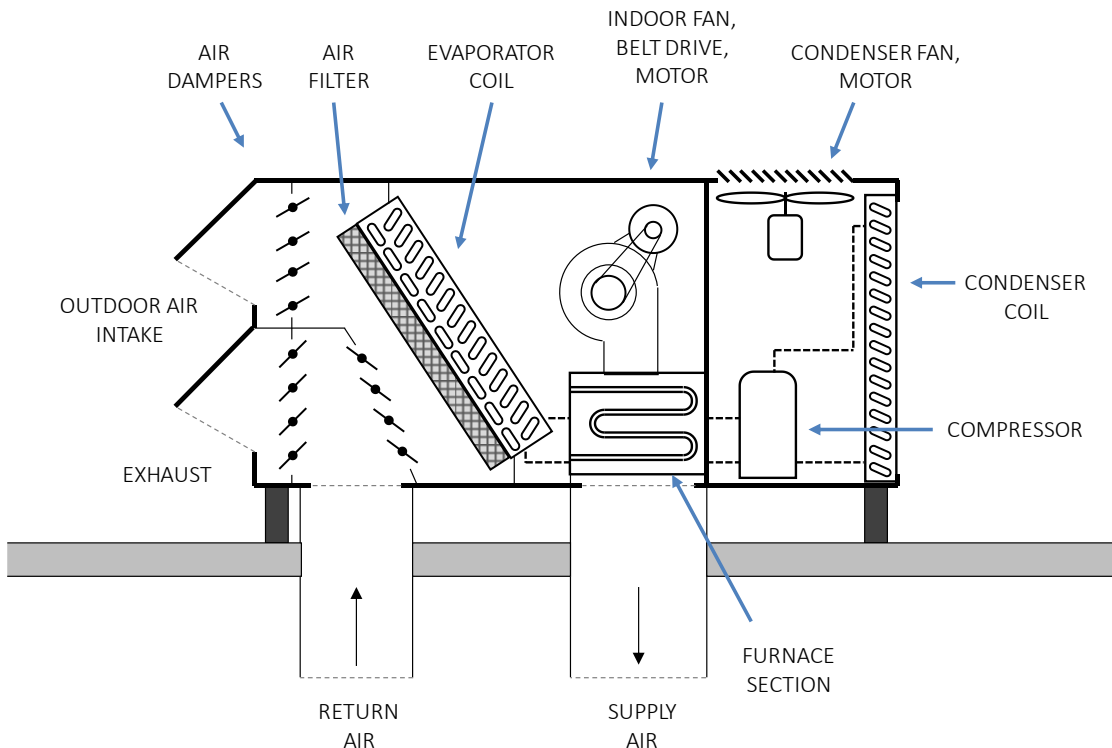
["Comment fonctionnent les centrales de traitement d'air ?"](#)
(13 minutes)



["Les unités de toit expliquées"](#)
(10 minutes)



Principaux éléments d'une "unité de toit" typique



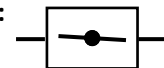
Économiseur côté air

Les volets sont automatiquement commandés pour augmenter le pourcentage d'OA au-dessus du minimum lorsque cela permet de réduire la consommation d'énergie (p. ex., demande de refroidissement lorsque l'air extérieur est frais). Lorsque les conditions extérieures sont très froides ou très chaudes, les volets sont réglés sur la position OA minimale.

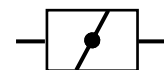
Volets en position "Air extérieur minimum".

Volets réglés pour fournir la quantité minimale d'air extérieur nécessaire pour satisfaire aux exigences de qualité de l'air intérieur (c.à.d. la norme ASHRAE 62.1).

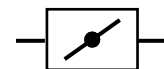
Légende :



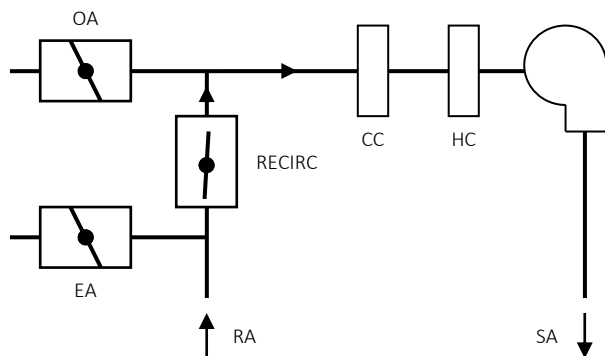
entièrement ouvert



complètement fermé



partiellement ouvert

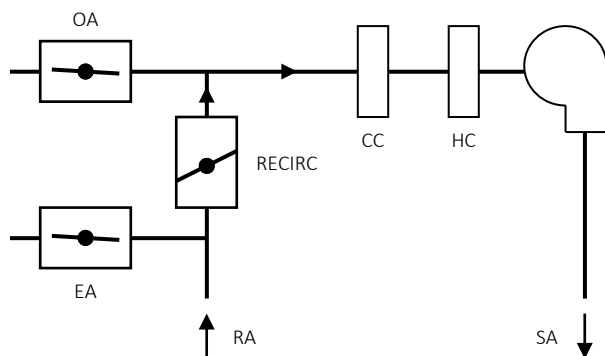


**Air soufflé = 0 % d'air extérieur
(100 % de recirculation)**

OA = complètement fermé

EA = complètement fermé

RECIRC = complètement ouvert

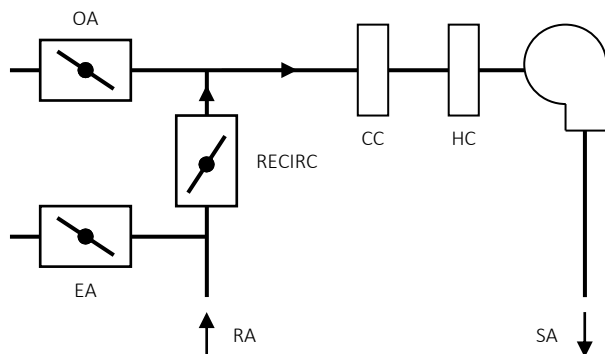


**Air soufflé = 100 % d'air extérieur
(0 % de recirculation)**

OA = complètement ouvert

EA = complètement ouvert

RECIRC = complètement fermé



Air soufflé = air mélangé

OA = partiellement ouvert

EA = partiellement ouvert

RECIRC = partiellement ouvert

réglé selon les besoins
pour atteindre
OA% souhaité
dans l'air
d'alimentation

Problèmes et solutions

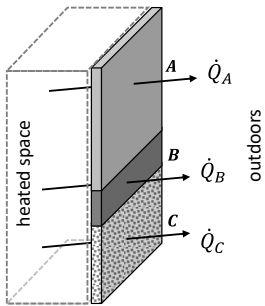
Problèmes

1. Estimez la valeur U 1D pour chacun des systèmes muraux simplifiés suivants. Pour les coefficients de transfert de chaleur des surfaces intérieures et extérieures, utilisez $h_{in} = 10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $h_{out} = 35 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

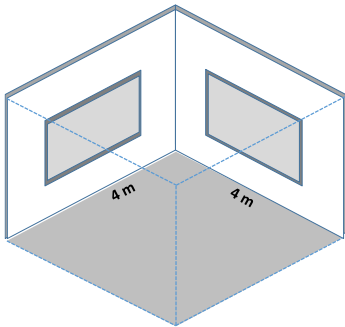
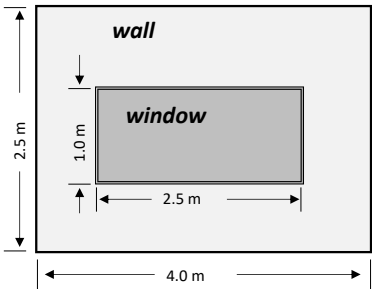
- a) Contreplaqué, 13 mm d'épaisseur, $k \approx 0,12 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
- b) Isolation en polystyrène extrudé de ½ pouce d'épaisseur, $RSI = 0,44 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}^{-1}$
- c) combiner les deux couches précédentes (contreplaqué extérieur, isolation intérieure)
- d) Isolation en polystyrène extrudé de 2 pouces d'épaisseur, $RSI = 1,76 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}^{-1}$
- e) une simple feuille (vitre) de verre, d'une épaisseur de 6 mm, $k \approx 1,0 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

2. Un mur de bâtiment a une surface totale de 100 m^2 et se compose de trois sections distinctes dont les valeurs de résistance thermique globale sont indiquées ci-dessous. Pour une période où $\Delta T = 10^\circ\text{C}$, estimez le taux de perte de chaleur en régime permanent (W) à travers chaque section du mur et le taux de perte de chaleur total en régime permanent (W). Déterminer également les valeurs USI et RSI moyennes pour l'ensemble du mur (100 m^2).²

Section		$RSI, (\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$
A	60	4.58
B	10	1.06
C	30	2.82



3. Dans un grand bâtiment, une pièce d'angle mesure $4 \text{ m} \times 4 \text{ m}$. Elle est exposée à l'extérieur par deux murs extérieurs ($USI = 0,38 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$), chacun de 10 m^2 et contenant une fenêtre de $2,5 \text{ m}^2$ ($USI = 2,06 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$). L'air extérieur entre dans la pièce à une vitesse de 10 L/s et l'air de la pièce sort (vers l'extérieur) à la même vitesse.



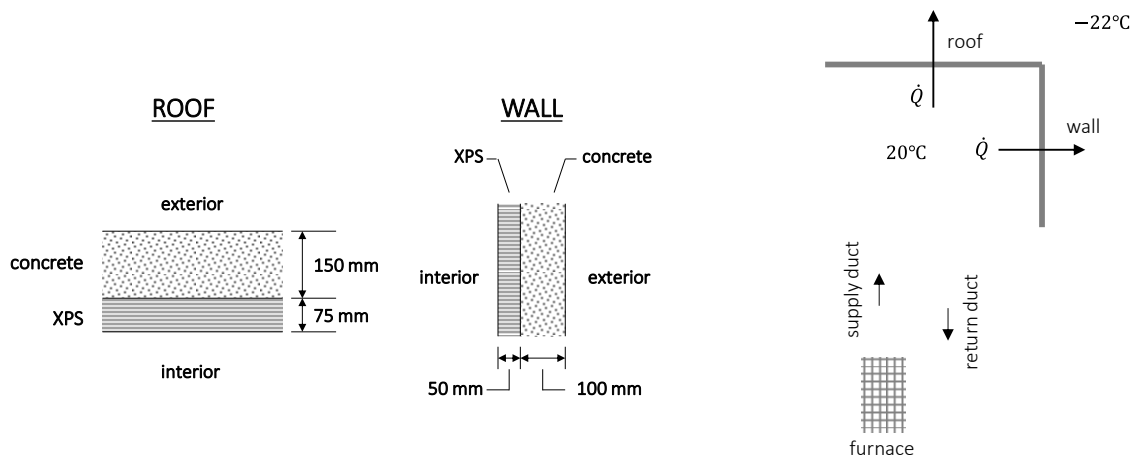
Pour une période où l'air extérieur $T = 0^\circ\text{C}$ et l'air intérieur $T = 20^\circ\text{C}$, déterminez le taux total de chauffage (W) nécessaire pour maintenir la température de la pièce. Évaluez également le pourcentage de contribution de chaque "composant de perte de chaleur" (murs, fenêtres, ventilation) à la perte de chaleur totale.

Pour cette analyse, il suffit d'utiliser une simple approximation de chauffage/refroidissement par fluide sensible avec

$$\rho c_p = 1.23 \text{ W} / \left(\frac{L}{s} \cdot ^\circ\text{C} \right)$$

4. Considérons la conception d'un système de chauffage pour une pièce qui sera maintenue à 20°C pendant les conditions hivernales froides. La température extérieure de référence à cet endroit est de -22°C .

La pièce perd de la chaleur par un mur extérieur (30 m^2) et par le toit (35 m^2). Les détails de l'assemblage sont fournis ci-dessous. Pour cette analyse, utilisez les valeurs U nominales (1-D). Utiliser les conductivités thermiques ($\text{W/m}\cdot\text{K}$) : 0,8 pour le béton. 0,028 pour l'isolation XPS. Utiliser les coefficients de transfert de chaleur combinés ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$) : 10 pour les surfaces intérieures, 25 pour les surfaces extérieures.



- Estimez le taux de perte de chaleur totale dans les conditions de conception (W).
- Supposons que le four aspire l'air de la pièce à 20°C et renvoie l'air chauffé dans la pièce à 45°C . Estimez le débit d'air (L/s) nécessaire pour fournir suffisamment de chaleur afin de maintenir la température de la pièce à 20°C . Supposez que les débits massiques sont les mêmes dans les deux conduits. Pour cette analyse, il suffit d'utiliser une simple approximation de chauffage/refroidissement par fluide sensible avec

$$\rho c_p = 1.23 \text{ W} / \left(\frac{L}{s} \cdot ^\circ\text{C} \right)$$

5. De l'air à 38°C et 30% d'humidité relative est refroidi à 13°C et 100% d'humidité relative. Quelle quantité d'humidité se condense par kilogramme d'air sec ? Quelle est la vitesse de refroidissement nécessaire par kilogramme d'air sec ?

6. Une chaudière à gaz fournit 25 kW de chaleur avec un débit d'air de 700 L/s chauffé à partir d'une condition d'entrée de 18°C, RH=45%. Identifiez les conditions de sortie (T et RH%) à l'aide d'un diagramme psychrométrique.

7. Considérons le mélange adiabatique de deux flux d'air. L'un des flux entre à 32°C et 40% d'humidité relative à la vitesse de 20 m³/min. L'autre entre à 12°C et 90% d'humidité relative à la vitesse de 25 m³/min. L'autre entre à 12 °C et 90 % d'humidité relative à un débit de 25 m³/min. Le processus se déroule à une pression barométrique de 1 atm. Déterminez la température et le pourcentage d'humidité relative du mélange.

Solutions

1.

a)

Layer Description	h W/m^2-K	k $W/m-K$	L m	Layer R	Units
Indoor air layer	10			0.100	$(W/m^2-K)^{-1}$
Plywood		0.12	0.013	0.108	$(W/m^2-K)^{-1}$
Outdoor air layer	35			0.029	$(W/m^2-K)^{-1}$
Sum = R overall =				0.237	$(W/m^2-K)^{-1}$
U value =				4.22	W/m^2-K

b)

Layer Description	h W/m^2-K	k $W/m-K$	L m	Layer R	Units
Indoor air layer	10			0.100	$(W/m^2-K)^{-1}$
XPS				0.440	$(W/m^2-K)^{-1}$
Outdoor air layer	35			0.029	$(W/m^2-K)^{-1}$
Sum = R overall =				0.569	$(W/m^2-K)^{-1}$
U value =				1.76	W/m^2-K

c)

Layer Description	h W/m^2-K	k $W/m-K$	L m	Layer R	Units
Indoor air layer	10			0.100	$(W/m^2-K)^{-1}$
Plywood		0.12	0.013	0.108	$(W/m^2-K)^{-1}$
XPS				0.440	$(W/m^2-K)^{-1}$
Outdoor air layer	35			0.029	$(W/m^2-K)^{-1}$
Sum = R overall =				0.677	$(W/m^2-K)^{-1}$
U value =				1.48	W/m^2-K

d)

Layer Description	h W/m^2-K	k $W/m-K$	L m	Layer R	Units
Indoor air layer	10			0.100	$(W/m^2-K)^{-1}$
XPS				1.760	$(W/m^2-K)^{-1}$
Outdoor air layer	35			0.029	$(W/m^2-K)^{-1}$
Sum = R overall =				1.889	$(W/m^2-K)^{-1}$
U value =				0.53	W/m^2-K

e)

Layer Description	h W/m^2-K	k $W/m-K$	L m	Layer R	Units
Indoor air layer	10			0.100	$(W/m^2-K)^{-1}$
Glass		1	0.006	0.006	$(W/m^2-K)^{-1}$
Outdoor air layer	35			0.029	$(W/m^2-K)^{-1}$
Sum = R overall =				0.135	$(W/m^2-K)^{-1}$
U value =				7.43	W/m^2-K

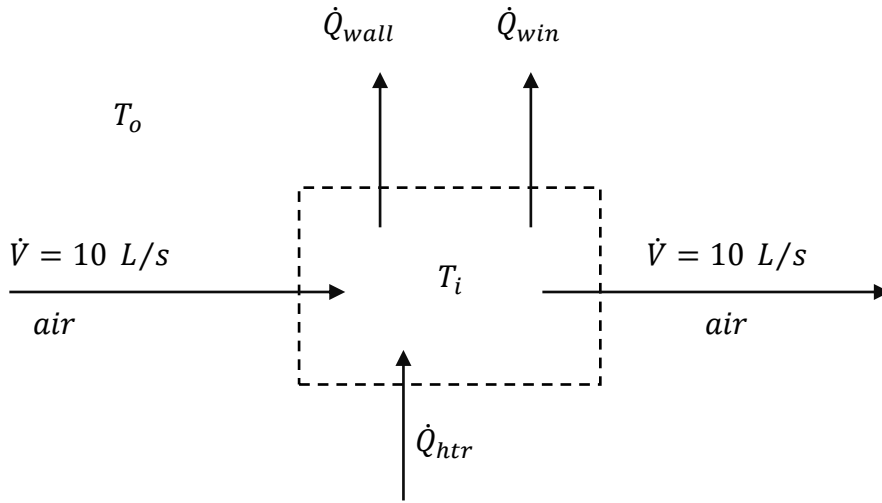
2.

<i>Section</i>	<i>Area</i> <i>m</i> ²	<i>RSI</i> <i>m</i> ² · °C/ <i>W</i>	<i>USI</i> <i>W</i> / <i>m</i> ² · °C	<i>U</i> · <i>A</i> <i>W</i> /°C	<i>Q̇</i> @ Δ <i>T</i> = 10°C <i>W</i>
A	60	4.58	0.218	13.08	130.8
B	10	1.06	0.950	9.50	95.0
C	30	2.82	0.355	10.65	106.5
Somme	100	-	-	33.23	332.3

$$U_{avg} = \frac{\sum(UA)}{\sum A} = \frac{33.23 \text{ W/}^\circ\text{C}}{100 \text{ m}^2} = 0.332 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$R_{avg} = (U_{avg})^{-1} = 3.01 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right)^{-1}$$

3.



$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{htr} &= \dot{V} \rho c_p \cdot (T_i - T_o) + \dot{Q}_{wall} + \dot{Q}_{win} \\
 &= \dot{V} \rho c_p \cdot (T_i - T_o) + (UA)_{wall} \cdot (T_i - T_o) + (UA)_{win} \cdot (T_i - T_o) \\
 &= [\dot{V} \rho c_p + (UA)_{wall} + (UA)_{win}] \cdot (T_i - T_o)
 \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned}
 (UA)_{wall} &= 5.7 \text{ W/}^\circ\text{C} \\
 (UA)_{win} &= 10.3 \text{ W/}^\circ\text{C} \\
 \dot{V} \rho c_p &= 12.3 \text{ W/}^\circ\text{C}
 \end{aligned} \right\} K_T = 28.3 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{htr} = K_T \cdot (T_i - T_o) = (28.3)(20) = \mathbf{566 \text{ W}}$$

$$\frac{(UA)_{wall}}{K_T} = 20.1\%$$

$$\frac{(UA)_{win}}{K_T} = 36.4\%$$

$$\frac{\dot{V} \rho c_p}{K_T} = 43.5\%$$

4.

Roof

Layer Description	h W/m ² -K	k W/m-K	L m	Layer R	Units
Indoor air layer	10			0.100	(W/m ² -K) ⁻¹
XPS		0.028	0.075	2.679	(W/m ² -K) ⁻¹
Concrete		0.8	0.15	0.188	(W/m ² -K) ⁻¹
Outdoor air layer	25			0.040	(W/m ² -K) ⁻¹
Sum = R overall =				3.006	(W/m ² -K) ⁻¹
U value =				0.33	W/m ² -K

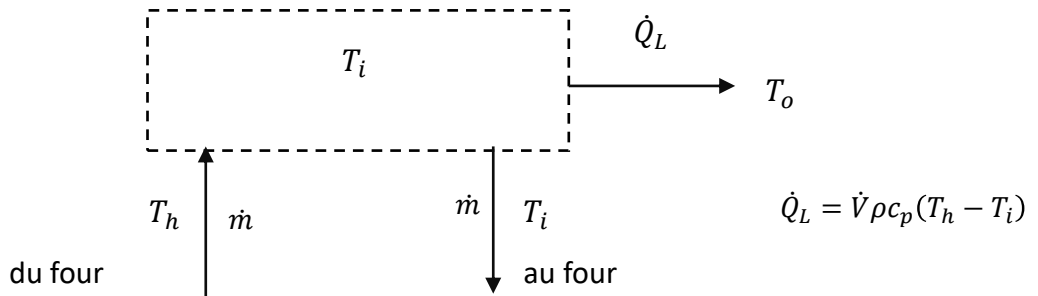
Wall

Layer Description	h W/m ² -K	k W/m-K	L m	Layer R	Units
Indoor air layer	10			0.100	(W/m ² -K) ⁻¹
XPS		0.028	0.05	1.786	(W/m ² -K) ⁻¹
Concrete		0.8	0.1	0.125	(W/m ² -K) ⁻¹
Outdoor air layer	25			0.040	(W/m ² -K) ⁻¹
Sum = R overall =				2.051	(W/m ² -K) ⁻¹
U value =				0.49	W/m ² -K

$$\dot{Q}_{wall} = (UA)_{wall} \cdot (T_i - T_o) = (0.49)(30)(20 - (-22)) = 617 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{roof} = (UA)_{roof} \cdot (T_i - T_o) = (0.33)(35)(20 - (-22)) = 485 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_L = 617 + 485 \text{ W} = \mathbf{1102 \text{ W}} \quad \text{taux de perte de chaleur totale}$$



$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}_L}{\rho c_p (T_h - T_i)} = \frac{1102}{(1.23)(45 - 20)} \approx \mathbf{36 \text{ L/s}}$$

5.

État 1 : 38 degrés C, 30% HR

du tableau : $\omega_1 \approx 12.5 \text{ g}_v/\text{kg}_a$
 $h_1 \approx 70.5 \text{ kJ/kg}_a$

État 2 : 13 °C, 100 % HR

du tableau : $\omega_2 \approx 9.4 \text{ g}_v/\text{kg}_a$
 $h_2 \approx 37 \text{ kJ/kg}_a$

Pour un processus de refroidissement et de déshumidification :

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2) \quad \text{et} \quad \dot{Q} \approx \dot{m}_a \cdot (h_1 - h_2)$$

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \omega_1 - \omega_2$$

$$= 3.1 \text{ g}_v/\text{kg}_a$$

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a} \approx h_1 - h_2$$

$$= 33.5 \text{ kJ/kg}_a$$

6.

Un processus de chauffage sensible. Il s'agit du "mouvement horizontal" sur le graphique ($\omega = \text{constant}$).

$$\text{État 1 :} \quad h_1 \approx 33 \text{ kJ/kg}_a \quad \omega_1 = 5.7 \text{ g}_v/\text{kg}_a$$

$$v_1 \approx 0.833 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}_a}$$

$$\dot{V}_1 = 700 \text{ L/s} = 0.7 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{Q} = 25 \text{ kW}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) = \frac{\dot{V}_1}{v_1}(h_2 - h_1)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{Q}v_1}{\dot{V}_1} = 33 + \frac{(25)(0.833)}{0.7} \approx 63 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a}$$

$$\omega_2 = \omega_1 = 5.7 \text{ g}_v/\text{kg}_a$$

Nous avons donc les "coordonnées" et . Sur le graphique, il s'agit de **T \approx 48 deg C, RH \approx 8,5%.**

7. Mélange adiabatique.

Flux 1 : 32°C, RH = 40%

$$h_1 \approx 63 \text{ kJ/kg}_a$$

$$\omega_1 \approx 12 \text{ g}_v/\text{kg}_a$$

$$v_1 \approx 0.881 \text{ m}^3/\text{kg}_a$$

$$\dot{V}_1 = 20 \text{ m}^3/\text{min} = 0.333 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_{a1} = \dot{V}_1/v_1 = (0.333 \text{ m}^3/\text{s}) \div (0.881 \text{ m}^3/\text{kg}_a) = 0.378 \text{ kg}_a/\text{s}$$

Flux 2 : 12°C, RH = 90%

$$h_2 \approx 32 \text{ kJ/kg}_a$$

$$\omega_2 \approx 7.9 \text{ g}_v/\text{kg}_a$$

$$v_2 \approx 0.817 \text{ m}^3/\text{kg}_a$$

$$\dot{V}_2 = 25 \text{ m}^3/\text{min} = 0.417 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_{a2} = \dot{V}_2/v_2 = (0.417 \text{ m}^3/\text{s}) \div (0.817 \text{ m}^3/\text{kg}_a) = 0.510 \text{ kg}_a/\text{s}$$

Flux 3 : $\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = 0.888 \text{ kg}_a/\text{s}$

Sur le graphique, l'état 3 se trouve sur la ligne reliant les états 1 et 2.

$$h_3 = \frac{h_1 \dot{m}_{a1} + h_2 \dot{m}_{a2}}{\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2}} = \frac{(63)(0.378) + (32)(0.51)}{0.888} = 45.2 \text{ kJ/kg}_a$$

à l'intersection : $T \approx 20.6^\circ\text{C}$, RH $\approx 64\%$

