

**Approfondissement  
Energétique des bâtiments et confort  
Département Génie Civil  
Ecole des Ponts ParisTech**

**Thermique, 3 Convection**

**Bruno PEUPORTIER  
ParisTech**



**Position du problème**

**PROBLEME PRATIQUE EN CONVECTION**

SOLIDE FLUIDE

**DETERMINER**  
 $\varphi$

$$\varphi = -\lambda_s \vec{\nabla} T_s|_{\text{MCE}} = \lambda_f \vec{\nabla} T_f|_{\text{MCE}}$$

Difficile à évaluer

$$\varphi = (h)(T_P - T_F)$$

**COEFFICIENT D'ÉCHANGE  
CONVECTIF**

**EQUATIONS GÉNÉRALES**

**CONSERVATION**

- MASSE
- QUANTITÉ de MOUVEMENT
- CHALEUR

**LOIS DE COMPORTEMENT**  
(exemple : dilatation)

**CONDITIONS LIMITES**

**CONDITION INITIALE**

# Typologie des transferts convectifs

$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = \vec{F} + \vec{\nabla} \cdot \vec{\sigma}$  NAVIER STOKES  
 $\rho \frac{dH}{dt} = \frac{dp}{dt} + \vec{\nabla} \cdot k \vec{\nabla} T + W$  CHALEUR  
 $\vec{F} = -\rho g \vec{\nabla} Z$  Pesanteur  
 $\vec{\sigma} = p \mathbf{I} + 2\mu \left[ \frac{1}{2} (\vec{\nabla} \vec{V} + \vec{\nabla} \vec{V}^T) - \frac{1}{3} (\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \mathbf{I} \right]$  FLUIDE NEWTONNIEN  
 $\rho = \rho_0 (1 - \beta (T - T_0))$  BOUSINESCQ  
 $\vec{R} = -\tau \cdot \vec{n}$  EFFORT A LA PAROI visqueuse  
 $\phi = -k \cdot \vec{\nabla} T \cdot \vec{n}$  FLUX A LA PAROI

## TYPOLOGIE DES TRANSFERTS CONVECTIFS

CAUSE DE L'ECOULEMENT	forcé nat.	mixte
REGIME D'ECOULEMENT	laminaire turbulent	
GEOMETRIE	ouvert fermé	
CONDITION LIMITE	température flux	



# Typologie, suite

**CONVECTION FORGÉE**  
 $\vec{V}$  indépendant de la température

**CONVECTION NATURELLE**  
 $\vec{V}$  dépend uniquement de la température  $\rho$

**CONVECTION MIXTE**

### REGIME LAMINAIRE

CONDUCTION ENTRE LES FILETS FLUIDES

### REGIME TURBULENT

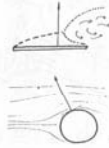
$V = \bar{V} + v'$   
 MOYENNE      FLUCTUATION

### REGIME DIPHASIQUE



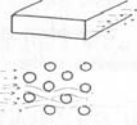
## Typologie, suite, $\phi = h (T_p - T_f)$

### GEOMETRIE OUVERTE



$T_f$  = Température en amont de l'obstacle

### GEOMETRIE FERMÉE



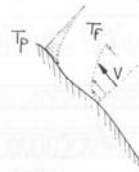
$T_f$  = Température de mélange

$$\circ V_m = \frac{1}{S} \int_S U(x,y) dx dy$$

$$\circ T_f = \frac{1}{S V_m} \int_S U(x,y) T(x,y) dx dy$$

### CONDITIONS LIMITEES

- TEMPÉRATURE
- FLUX
- FLUX / TEMPÉRATURE



SIMILITUDE MECANIQUE / THERMIQUE

- adhérence à la paroi  $V_p = 0$
- Température imposée  $T_p - T_f$



4

## Equations adimensionnées

### ADIMENSIONNEMENT

#### CHOIX DES ECHELLES DE REFERENCES

- Longueur  $L_0$
- Vitesse  $V_0$  } ○ temps  $t_0 = \frac{L_0}{V_0}$
- Température  $T_0$
- Masse volumique  $\rho_0$  ○ pression  $\rho_0 V_0^2$
- Conductivité  $\lambda_0$
- Viscosité  $\mu_0$
- Capacité calorifique  $c_0$  ○ enthalpie  $c_0 T_0$
- $\rho_0, T_0 \Rightarrow \rho$  car loi d'état
- $\Rightarrow \frac{\rho}{\rho_0} = \frac{p}{\rho_0 V_0^2} \left( \frac{\lambda_0 V_0}{\mu_0} \right)$

### EQUATIONS ADIMENSIONNÉES

- $\frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \vec{\nabla}^* \cdot (\rho^* \vec{v}^*) = 0$  masse
- quantité de mouvement (Navier-Stokes)
- $\rho^* \frac{d\vec{v}^*}{dt^*} = -\frac{1}{Fr^2} \vec{\nabla}^* p^* - \vec{\nabla}^* \cdot \frac{1}{Re} \vec{\nabla}^* \vec{v}^* - \frac{Gr}{Re^2} \beta^* (1-T^*) \vec{\nabla}^* z^*$  chaleur
- $\rho^* \frac{dH^*}{dt^*} = \frac{E}{dP^*} \frac{dp^*}{dt^*} + \frac{1}{Re \Phi} \vec{\nabla}^* \cdot (k^* \vec{\nabla}^* T^*) + \frac{E}{Re} c^* \vec{\nabla}^* \cdot \vec{v}^*$
- viscosité
- $R^* = \frac{1}{2} C_f$  ○  $\mu^* = f_{\mu}(\chi p^*, T^*)$
- $\Phi^* = Nu$  ○  $\rho^* = f_{\rho}(\chi p^*, T^*)$
- dilatation



5

## Nombres adimensionnels

- $Fr = \frac{V_0}{\sqrt{g L_0}}$  FROUDE
  - $Re = \frac{\rho_0 V_0 L_0}{\mu_0}$  REYNOLDS
  - $Gr = \frac{\rho_0 \Delta T_0 g L_0^3 \beta_0}{\mu_0^2}$  GRASHOF
  - $E = \frac{V_0^2}{\omega_0 T_0}$  ECKERT
  - $Pr = \frac{c_p \mu_0}{\lambda_0}$  PRANDTL
  - $\chi = \frac{\rho_0 V_0^2}{P_0}$
  - $C_f = \frac{2R}{\rho_0 V_0^2}$  COEFFICIENT DE FROTTEMENT
  - $Nu = \frac{\phi L_0}{\lambda_0 T_0}$  NUSSELT
- $(x_i^*, t^*)$  coordonnées  
 $(p^*, T^*, \vec{v}^*)$  variables independantes

◇ CONVECTION cas général

$$Nu = f_b(Re, Pr, Gr, Fr, E, \chi)$$

◇ CONVECTION FORCÉE

Découplage Mécanique  $\rightarrow$  Thermique

$$Nu = f_b(Re, Pr)$$

◇ CONVECTION NATURELLE

Pas de vitesse de référence.

$$V_0 = \frac{\mu_0}{\rho_0 L_0} \Rightarrow Re = 1$$

$$Nu = f_b(Gr, Pr)$$



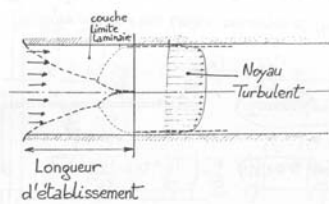
6

## Exemples

CONVECTION DANS LES TUBES EN REGIME TURBULENT

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{Mc ADAMS}$$

$$Nu = \frac{h D_H}{\lambda_0} \quad Re = \frac{\rho_0 V_m D_H}{\mu_0}$$



CONVECTION NATURELLE SUR UNE PLAQUE PLANE

RAYLEIGH  $\rightarrow Ra = Gr Pr$

$$\bar{Nu}_l = 0.75 (Gr Pr^2)^{1/4}$$

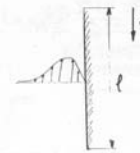
si  $Pr < 0.03$   
si  $Ra < 10^9$

$$\bar{Nu}_l = 0.55 (Gr Pr)^{1/4}$$

si  $Pr > 0.72$   
si  $Ra < 10^9$

$$\bar{Nu}_l = 0.13 (Gr Pr)^{1/3}$$

si  $Ra > 10^9$



7

## Exercice 1 : h sur une toiture terrasse

- ▶ Convection naturelle ou forcée ?
- ▶  $V = 20$  km/h, régime laminaire ou turbulent ?
- ▶ Toiture de longueur  $L=20$ m dans la direction du vent
- ▶  $Re = \rho \cdot V \cdot L / \mu$ , turbulent si  $Re > 5 \cdot 10^5$
- ▶ Air à  $10^\circ\text{C}$  :  $\rho = 1.2$  kg/m<sup>3</sup>,  $\mu = 1.75 \cdot 10^{-5}$  kg/m/s,  $\lambda = 0.024$  W/m/K,  $Pr = Cp \cdot \mu / \lambda = 0.72$
- ▶  $Nu = 0.037 (Re^{0.8} - 23500) Pr^{1/3} = h \cdot L / \lambda$
- ▶ h ?



8

## Exercice 2 : convection dans un tube (chauffage)

- ▶ Tube de 2 cm de diamètre intérieur
- ▶ Eau à  $60^\circ\text{C}$ ,  $\rho = 983$  kg/m<sup>3</sup>,  $\mu = 4.7 \cdot 10^{-4}$  Pa·s,  $Cp = 4.18$  kJ/kg/K,  $\lambda = 0.65$  W/m/K
- ▶ Débit : 300 l/h,  $Re = \rho V D / \mu$  laminaire si  $Re < 2500$
- ▶ h ?
- ▶ Dittus-Boelter : si  $0.7 < Pr < 120$  et  $10^4 < Re < 1.2 \cdot 10^5$
- ▶  $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$  avec  $Pr = Cp \mu / \lambda$
- ▶  $Nu = h \cdot D / \lambda$

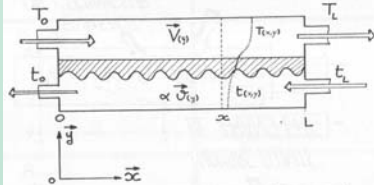


9



# Echangeurs de chaleur

## ECHANGEUR À COURANTS PARALLELES



CO. COURANT  $\alpha = 1$

CONTRE COURANT  $\alpha = -1$

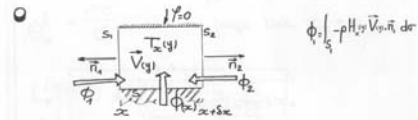
### HYPOTHESES

- régime permanent
- pertes négligées
- Fluides à propriétés constantes
- pas de conduction axiale.

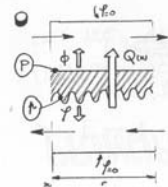
## BILAN GLOBAL

$$W = CM(T_h - T_c) = \alpha CM(t_c - t_h)$$

## BILANS ÉLÉMENTAIRES



$$\sum \text{FLUX ENTRANT} = 0$$



$$\phi_1 P = -\phi_2 P = Q_{el}$$

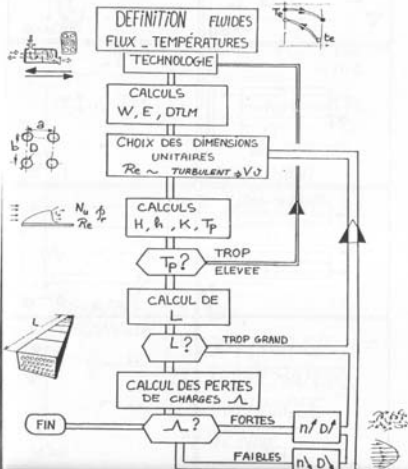
$$Q_{el} = KP(T_h - T_c)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h} + RP + \frac{1}{h'}} \quad \text{--- 1150}$$

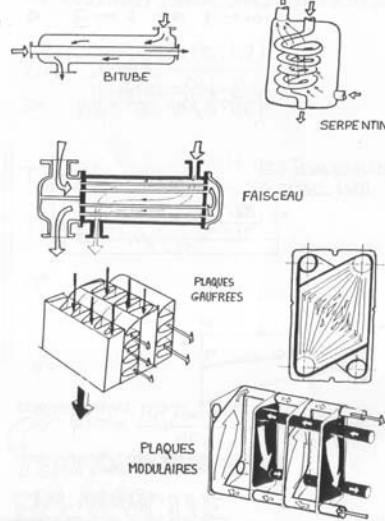


# Echangeurs, 2

## DIMENSIONNEMENT D'UN ÉCHANGEUR



## MORPHOLOGIE DES ECHANGEURS



# Résolution de l'équation de la chaleur

### ELEMENTS FINIS

Interpolation  $T(x,t) \approx \sum_{i=1}^n N_i(x) T_i(t)$

Base Complète ✓ Fonction d'interpolation ✓ Température au noeud  $i$

Résidu  $\varepsilon = \left[ \sum_{i=1}^n N_i T_i - T \right]$  erreur

Résidu  $R^{(M)} = \sum_{i=1}^n \nabla \cdot [k \nabla N_i T_i - \rho c N_i \frac{\partial T_i}{\partial t}] + p$

Pondération

Résidu Nul aux noeuds  $\Rightarrow R^{(M)} = \int_D \delta_N^{(M)} R^{(M)} dM$

Forme matricielle

$$\left. \begin{aligned} A_{ij} &= \int_D \delta_{N_i}^{(M)} \nabla \cdot [k \nabla N_j] dM \\ C_{ij} &= \int_D \delta_{N_i}^{(M)} \rho c N_j dM \\ B_i(t) &= \int_D \delta_{N_i}^{(M)} p(x,t) dM \end{aligned} \right\} C \frac{dT}{dt} = AT + B(t)$$

### DIFFERENCES FINIES

Série de Taylor

$$T(x+\Delta x) = T(x) + \Delta x \frac{\partial T}{\partial x}(x) + \dots + \frac{\Delta x^n}{n!} \frac{\partial^n T}{\partial x^n}(x) + \dots$$

Elimination des dérivées

DIFFERENCES FINIES

$$\begin{aligned} T(x_0+\Delta x) - T(x_0) &= \Delta x \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\Delta x^2}{2} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \dots \\ T(x_0+\Delta x) - T(x_0) &= \Delta x \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\Delta x^2}{2} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \dots \\ T(x_0-\Delta x) - 2T(x_0) + T(x_0+\Delta x) &= \frac{\Delta x^2}{2} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \end{aligned}$$

Forme matricielle

# Méthode des volumes finis

### MODELISATION PAR VOLUMES FINIS

Principe de Conservation de l'énergie

Variation d'Énergie Interne = Flux Entrant + Source d'Énergie

MAILLAGE

VARIATION D'ÉNERGIE INTERNE

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho c T(x,t) dM \sim \rho c V_A \frac{dT_A(t)}{dt}$$

### MODELISATION PAR VOLUMES FINIS

Approximation  $\nabla T \sim \frac{T_A - T_B}{|AB|} \vec{n}$

$\vec{n} \cdot \vec{n} = \cos \alpha = \frac{|AB'|}{|AB|}$

$\Phi_{A \rightarrow B} \sim \lambda S \frac{(T_A - T_B)}{|AB|}$

## Volumes finis, 2

### MAILLAGES POUR VOLUMES FINIS

### FORME MATRICIELLE DE L'APPROXIMATION PAR VOLUMES FINIS

$T(t) = \begin{pmatrix} \vdots \\ T_i(t) \\ \vdots \end{pmatrix}$  n lignes

$C \frac{dT(t)}{dt} = A T(t) + B(t)$

MATRICE des CAPACITES THERMIQUES  
 MATRICE des ECHANGES THERMIQUES  
 SOLLICITATIONS  
 SYMETRIE

14

## Résolution temporelle

### APPROXIMATION TEMPORELLE SCHEMA A PAS MULTIPLES

$T_{i+1} = \sum_{k=0}^q a_k T_{i-k} + \Delta t \sum_{k=0}^q b_k \frac{dT_{i+1-k}}{dt}$

$\frac{dT_i}{dt} = f(T_i, t)$

$b_0 = 0$  Schéma EXPLICITE  
 $b_0 \neq 0$  Schéma IMPLICITE

**STABILITE ?**

EULER	$a_0 = 1$	$b_1 = 1$
CRANK NICOLSON	$a_0 = 1$	$b_0 = b_1 = 1/2$
IMPLICITE PUR	$a_0 = 1$	$b_0 = 1$

1310

15



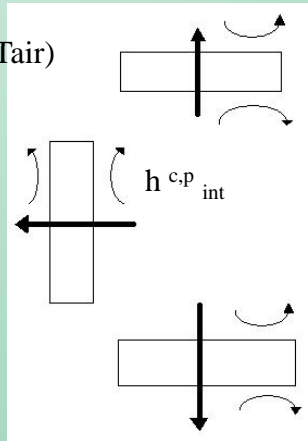
## Convection

### ► Convection superficielle

$$\Phi = hc (T_{\text{surface}} - T_{\text{air}})$$

$$\text{Murs : } h^{c,p}_{\text{ext}}$$

hc (en W/m<sup>2</sup>/K)  
dépend de la  
vitesse de l'air



$$\text{Toit : } h^{c,t}_{\text{ext}}$$

$$h^{c,t}_{\text{int}}$$

$$\text{Sol : } h^{c,s}_{\text{int}}$$

$$h^{c,s}_{\text{ext}}$$



16

## Transferts superficiels

### ► Convection + rayonnement linéarisé

$$h = hc + 4 \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_m^3$$

$$\Phi = h \cdot (T_1 - T_2)$$

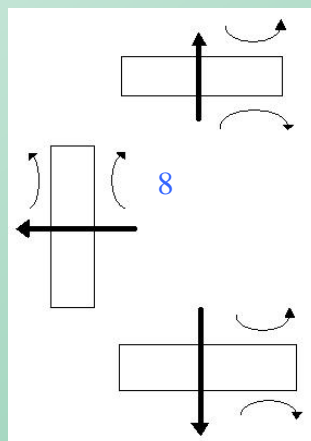
$$h : \text{W} / \text{m}^2 / \text{K} \quad 20-40^*$$

Hint et hext

$$R_{\text{int}} = 1/h_{\text{int}}$$

$$R_{\text{ext}} = 1/h_{\text{ext}}$$

\* selon le vent



20-50\*

9

8

7

20



17

## Résistances en série

- ▶ Si plusieurs couches de matériaux ( $1 \text{ m}^2$ )
- ▶ Chaque couche  $i$  a une résistance  $R_i$
- ▶ Résistances superficielles  $R_{int}$  et  $R_{ext}$
- ▶ Résistance totale  $R = R_{int} + \sum R_i + R_{ext}$
- ▶ Coefficient de déperdition thermique :

$$U = 1 / R \quad \text{en } W/m^2/K$$

Surface  $A$

$$\text{déperditions} = U \cdot A \cdot (T_{int} - T_{ext}), \text{ en } W$$



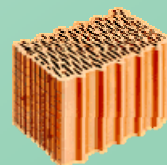
18

## Couches d'air

- ▶ Espace d'air entre 2 matériaux
- ▶ Résistance selon l'épaisseur de la lame d'air

$R = 0.11$	$0.13$	$0.14$	$0.15$	$0.16$	$m^2.K / W$
<hr/>					
$0.7$	$0.9$	$1.1$	$1.3$	épaisseur (cm)	

- ▶ Matériaux non homogènes,  $R$  globale, par exemple :  
brique de 5 cm ,  $R = 0.11 \text{ m}^2.K/W$   
brique alvéolaire de 37.5 cm (« monomur »),  $R = 2.2 \text{ m}^2.K/W$   
parpaing de 20 cm,  $R = 0.2 \text{ m}^2.K/W$



19

## ventilation

- ▶ Permet le renouvellement d'air pour la respiration :  
18 m<sup>3</sup>/h/personne
- ▶ Infiltrations (fenêtres, joints, fissures...)
- ▶ déperditions :  $m \cdot c \cdot (T_{int} - T_{ext})$

$m$  : débit volumique d'air, m<sup>3</sup>/h

$C$  : capacité thermique volumique = 0.34 Wh/m<sup>3</sup>/K

$m \cdot c$  noté  $H_v$

Logement :  $m$  entre 0.5 (étanche) et 1 volume / h



20

## Mesures de perméabilité

- Les mesures se déroulent selon un protocole normalisé (NF 13829)
  - Variation artificielle de la pression interne du local testé afin de produire une différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur
  - Extraction de volumes d'air connus
  - Mesure simultanée des volumes et différences de pression afin d'obtenir une série de couples débit/dépression

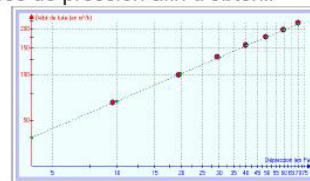
- Plusieurs types d'équipement disponibles :



Perméoscope



Blower Door



- Capteur différentiel de pression
- Débitmètre
- Ordinateur



21

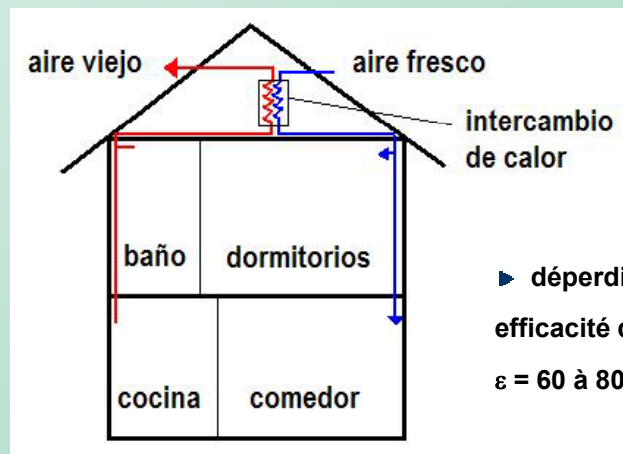
## Débit d'infiltration

- ▶ Débit < 0,6 vol/h sous 50 Pa (Maison passive)
- ▶ Débit moyen = débit 50 Pa \*  $(4/50)^{2/3} < 0,11$  vol/h
- ▶ Valeurs usuelles entre 0,1 et 0,3 vol/h
- ▶ Dans la réglementation thermique, les infiltrations d'air sont caractérisées par une valeur de perméabilité en m<sup>3</sup>/h par m<sup>2</sup> de paroi extérieure (sauf les planchers bas)
- ▶ Valeur par défaut RT2005 : 1,3 (logement individuel), 1,7 (collectif, bureaux...)
- ▶ Valeurs de référence : 0,8 (individuel), 1,2 (collectif)



22

## Préchauffage d'air neuf



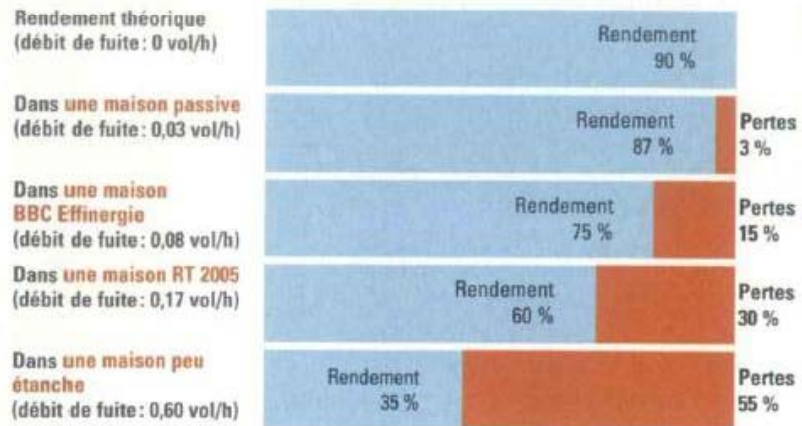
- ▶ déperditions x (1 - ε)
- efficacité de l'échangeur
- ε = 60 à 80%



23

## Préchauffage d'air neuf

### Rendement réel d'un échangeur selon le niveau d'étanchéité à l'air de la construction

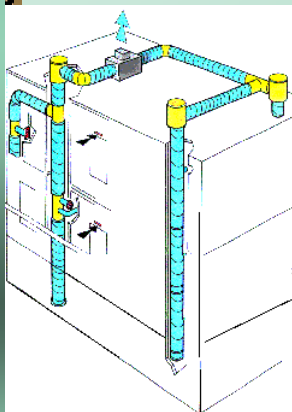


Source : Centre d'études techniques (CETE) de Lyon, 2007.



24

## Illustration : préchauffage d'air (Amsterdam)



25



## Exemple, projet européen SOLANOVA, Hongrie

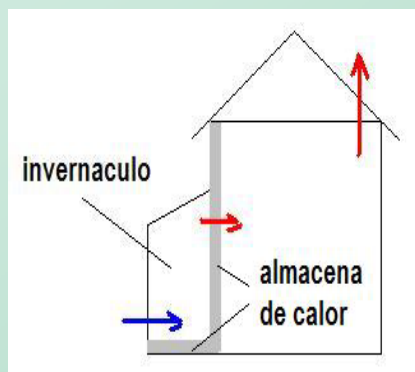


**Ventilation double flux**  
**Traitement des ponts thermiques**  
**Consommation de chauffage**  
**mesurée : 39 kWh/m<sup>2</sup>/an**



26

## Préchauffage dans une véranda



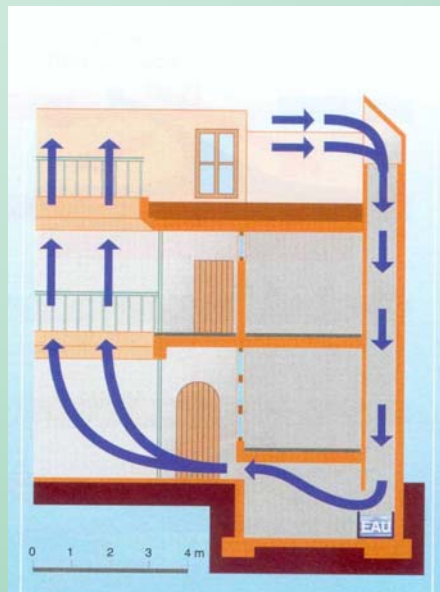
27

## Rafraîchissement passif, tour à vent (Utah)



28

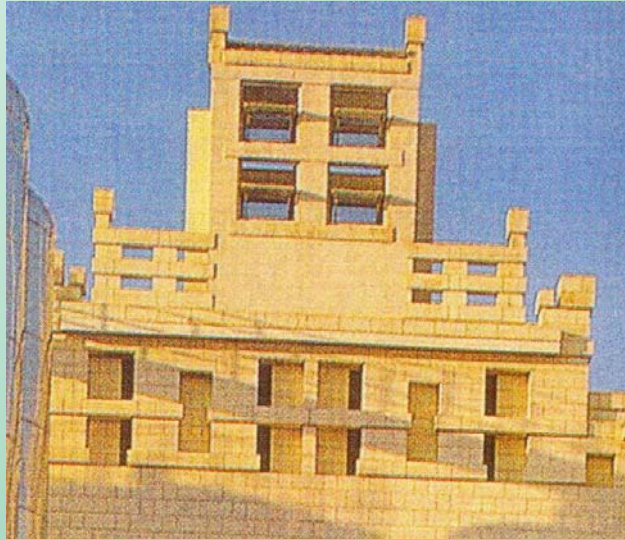
## Principe des tours à vent



29

## Tour à vent, Malte

Brasserie Farsons (Arch. A. Short et B. Ford)



30

## Tour à vent, sud tunisien



31

## Bilan thermique d'un bâtiment

- ▶ Déperditions (conduction + rayonnement + convection, ponts thermiques, ventilation)
- ▶ Apports solaires
- ▶ Apports internes
- ▶ Récupération des apports selon l'inertie
- ▶ -> besoins de chauffage
- ▶ + eau chaude sanitaire
- ▶ Rendement de l'équipements, pertes
- ▶ -> consommation d'énergie



32

## Apports internes

- ▶ Eclairage (cf. cours suivant)
- ▶ Réfrigération
- ▶ Lavage, pertes sur eau chaude sanitaire
- ▶ Télévision, hifi, bureautique etc.
- ▶ Cuisson
- ▶ Consommation typique pour un logement :  
3200 kWh/an (en France, y.c. éclairage)
- ▶ 75% durant la saison de chauffage, et 75% contribue au chauffage
- ▶ Inclure la chaleur dégagée par les occupants



33

## Contribution des apports à la réduction de la consommation d' énergie

- ▶ **La réduction de la consommation correspond seulement à une proportion  $\eta$  des apports**
- ▶  $\eta$  dépend :
  - du niveau des apports ( $\gamma$  : apports  $Q_g$  / déperditions  $Q_L$ )
  - de l'inertie thermique du bâtiment
  - Une forte inertie permet de stocker les apports, qui sont ainsi plus utiles



34

## Inertie thermique, chaleur massique des matériaux

- ▶ **C (Wh/kg/K) : énergie nécessaire à chauffer 1 kg de matériau de 1 degré**
- ▶ **béton : 0.26 Wh/kg/K, 2400 kg/m<sup>3</sup>**
- ▶ **bois : 0.36 Wh/kg/K, 630 kg/m<sup>3</sup>**
- ▶ **Polystyrène : 0.34 Wh/kg/K, 25 kg/m<sup>3</sup>**
- ▶ **verre : 0.5 Wh/kg/K, 2500 kg/m<sup>3</sup>**



35



## Effet de la position de l'isolation

- ▶ Méthode simplifiée
- ▶ Capacité thermique utile  $C = \sum \rho_i c_i d_i A_i$
- ▶  $d_i$  : épaisseur de chaque couche du côté intérieur de l'isolation,  $\frac{1}{2}$  de l'épaisseur si non isolé, maximum 10 cm (3 cm si chauffage intermittent)
- ▶ Constante de temps  $\tau = C / H$



36

## Contribution des apports à la réduction de la consommation d'énergie

### Norme EN ISO 13790

$\gamma = \text{apports } Q_g / \text{déperditions } Q_L$

$a = 0.8 + \tau / 30$  (70 si chauffage intermittent)

$\eta = (1 - \gamma^a) / (1 - \gamma^{a+1})$  si  $\gamma \neq 1$

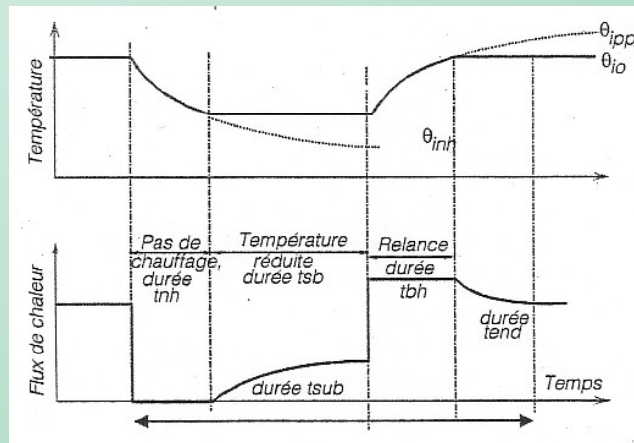
$= a / (a + 1)$  si  $\gamma = 1$

Besoins de chauffage = déperditions -  $\eta$  . apports  
+ pertes de distribution



37

## Chauffage intermittent



Exemple : température réduite la nuit



38

## Période de chauffage

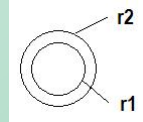
- ▶  $\theta_{\text{ext}} \leq \theta_{\text{int}} - \eta_1 \cdot Q_g / (H \cdot 24)$
- ▶  $\theta_{\text{ext}}$  : moyenne journalière de température extérieure
- ▶  $\theta_{\text{int}}$  : moyenne journalière de température intérieure
- ▶  $\eta_1 = a / (a+1)$  ( $\eta$  pour  $\gamma = 1$ )
- ▶  $Q_g$  : moyenne journalière des apports
- ▶  $H$  = déperditions totales en W/K
- ▶ Si calcul mensuel :  $a = 1 + \tau / 15$



39

## Pertes de distribution

- ▶  $R = \ln(r2/r1)/(2 \pi L k)$
- ▶  $k$  : conductivité du tube
- ▶ Plusieurs  $R_i$  en série
- ▶  $U = 1 \rightarrow 8 \text{ W/m/K}$  selon le calorifugeage
- ▶  $X = \text{taux de charge} = \text{besoins} / \text{puissance nominale}$
- ▶  $\theta_{\text{eau}} = \theta_{\text{min}} + X \cdot (\theta_{\text{max}} - \theta_{\text{min}})$
- ▶  $\text{Pertes} = U \cdot L \cdot (\theta_{\text{eau}} - \theta_{\text{amb}})$



40

## Consommation d'énergie pour l'eau chaude

- ▶  $C = 1 \text{ cal / g / K} = 1,16 \text{ Wh/kg/K}$
- ▶ Ex. logement : 40 litres par personne par jour, 330 jours par an
- ▶ Température : 10  $\rightarrow$  50  $^{\circ}\text{C}$
- ▶ + pertes de distribution + stockage
- ▶ Charge de génération  $Q_g = \text{charge de chauffage} + \text{eau chaude sanitaire} + \text{pertes de distribution et de stockage}$



41

## Rendement de l'équipement de chauffage

- ▶ Puissance nominale  $P_n$  en kW, rendement  $r$
- ▶ Chaudière, Rendement à puissance nominale :  $A + B \text{ Log } P_n$
- ▶ Rendement à charge partielle (30%) :  $C + D \text{ Log } P_n$
- ▶ Pertes  $P$  a charge nulle :  $P_n (1,75 - 0,55 \text{ Log } P_n) / 100$
- ▶ Charge de génération  $Q_g$  (besoins)

▶  $P = (1-r)/r Q_g$

▶ Interpolation

	A	B	C	D
standard gaz ou fuel	84	2	80	3
condensation	91	1	97	1
bois	67	6	57	6

- ▶ Consommation =  $Q_g + P$
- ▶ Chauffage urbain (récupération de chaleur de l'incinération des déchets, géothermie...), échangeur de chaleur, rendement 98%

