



Frédéric Elie on  
ResearchGate

## Tirage d'une cheminée et éléments sur la combustion, le bois, les fumées

Frédéric Élie

mars 2008

CopyrightFrance.com

**La reproduction des articles, images ou graphiques de ce site, pour usage collectif, y compris dans le cadre des études scolaires et supérieures, est INTERDITE. Seuls sont autorisés les extraits, pour exemple ou illustration, à la seule condition de mentionner clairement l'auteur et la référence de l'article.**

« Si vous ne dites rien à votre brouillon, votre brouillon ne vous dira rien ! »  
Jacques Breuneval, mathématicien, professeur à l'université Aix-Marseille I, 1980

Abstract : Avec quelques notions très simples de thermodynamique et de mécanique des fluides on peut essayer de comprendre ce qui se passe lorsqu'on allume un feu de cheminée pour chauffer une pièce de la maison, et répondre ainsi à quelques questions de base : pourquoi faut-il utiliser du bois sec plutôt que du bois vert ? quand risque-t-on un incendie dans le conduit ? qu'est-ce que le tirage d'une cheminée et sous quelles conditions a-t-il lieu ? Le tirage est-il suffisant pour assurer la combustion ? pourquoi, lorsqu'il reste une faible quantité de bois qui se consume dans le foyer, a-t-on l'impression d'un refroidissement et non d'un réchauffement ? pourquoi faut-il absolument une prise d'air à proximité du foyer ?... Bien sûr, la modélisation physique des phénomènes liés aux cheminées est complexe : elle tient compte du transport thermique par conduction, convection et rayonnement, des mouvements généralement turbulents de l'air dans le foyer et le conduit, des caractéristiques physico-chimiques du combustible (bois...) et des processus de sa combustion, etc.

### SOMMAIRE

- 1 - Première exigence : d'abord la sécurité, celle-ci demande notamment d'éviter tout risque de feu dans le conduit
  - 2 - Deuxième exigence : éviter la condensation de la vapeur d'eau dans le conduit de cheminée
  - 3 - Troisième exigence : assurer un bon tirage
  - 4 - Quatrième exigence : aménager une prise d'air au niveau du foyer
  - 5 - Quelle température de la pièce chauffée, atteinte après quelle durée ?
- Annexe 1 : Quelques notions sur le bois  
Annexe 2 : évaluation du point de rosée des fumées  
Annexe 3 : évaluation de la masse volumique des fumées  
Annexe 4 : notions sur la combustion
- A4.1 – Pouvoir calorifique d'un combustible
  - A4.2 – Pouvoir comburivore d'un combustible
  - A4.3 – Pouvoir fumigène d'un combustible
  - A4.4 – Exemple de calcul du pouvoir comburivore et du pouvoir fumigène d'un hydrocarbure
  - A4.5 – Composition et volume des fumées pour une combustion complète ou non, avec ou sans excès d'air. Diagramme d'Ostwald
  - A4.6 – Mesure des imbrûlés solides
  - A4.7 – Equilibre de Boudouard
- Annexe 5 : le brûlage du bois
- A5.1 – Limites d'inflammabilité d'un combustible
  - A5.2 – Température d'auto-inflammation et point-éclair
  - A5.3 – Vitesse de combustion, cas du bois

Annexe 6 : évaluation de la fin du tirage dans une pièce fermée

Annexe 7 : évaluation de l'accroissement de la température d'une pièce chauffée par l'âtre d'une cheminée

A7.1 – Cas de la convection le long d'une paroi

A7.2 – Cas du transfert par rayonnement

A7.3 – échauffement de la pièce par rayonnement thermique émis par le foyer de la cheminée

A7.4 – Évaluation de la température du foyer

A7.5 – Linéarisation de la loi d'échauffement de la pièce

Bibliographie sommaire

– § –

Être au coin du feu, se chauffer auprès d'une cheminée, entendre crépiter le bois, sentir son odeur, voir danser la lumière des flammes du foyer, entendre la turbulence de l'air tourbillonnant autour du feu, procurent à beaucoup de personnes un plaisir, une détente... mais il faut prendre en compte quelques exigences simples pour que ce moment magique ne tourne pas au cauchemar.

## **1 - Première exigence : d'abord la sécurité, celle-ci demande notamment d'éviter tout risque de feu dans le conduit**

Cela dépend du choix du bois : celui-ci doit être sec.

Le bois vert contient en moyenne 43% d'humidité, ou si l'on préfère, 43% de son poids est constitué d'eau. Lorsqu'une portion de bois vert, séparée de l'arbre, est stockée dans un endroit sec, son humidité tombe à 25% au bout de 2 ans environ, puis elle ne bouge pratiquement plus. Le bois est alors considéré « sec ».

Si  $\tau$  désigne la teneur en eau du bois dont la masse est  $m$ , le bois « sec » a une masse égale à  $(1 - \tau)m$  ; ici on aurait  $\tau = 25\%$ .

Le bois sec a un pouvoir calorifique supérieur à celui du bois vert. La combustion de 1 kg de bois sec dégage 3500 kcal (14655 kJ) tandis que celle de 1 kg de bois vert dégage 2300 kcal (9630 kJ). Cette différence s'explique par le fait que, pour le bois vert, une partie de la chaleur de la combustion est utilisée pour la vaporisation de l'eau contenue dans le bois, c'est-à-dire à la chaleur latente de vaporisation de l'eau (voir article « [changement des états de l'eau](#) »).

La chaleur dégagée par la combustion du bois vert ne suffit pas à brûler la totalité des goudrons qu'il contient, contrairement au bois sec. La combustion du bois vert dans le foyer d'une cheminée produit donc du goudron imbrûlé qui va encrasser le conduit de cheminée. Ce dépôt de suie risque alors de s'enflammer si par la suite une température plus élevée est obtenue dans la cheminée à cause d'un meilleur combustible (bois sec) : c'est l'incendie de cheminée.

Il est donc très important de nettoyer régulièrement le conduit de cheminée (ramonage) et d'employer du bois sec, non seulement pour un chauffage plus efficace mais aussi pour éviter l'encrassement du conduit.

L'annexe 1 présente quelques renseignements sur la chimie du bois.

## **2 - Deuxième exigence : éviter la condensation de la vapeur d'eau dans le conduit de cheminée**

L'eau contenue dans le bois sec se vaporise lors de la combustion dans le foyer. Sous l'effet des déformations (contractions) que subit le bois lorsqu'il perd son eau, il émet des bruits de craquement (crépitement des feux de bois dans la cheminée).

Au contact des parois du conduit, si elles sont plus froides que la fumée, ou encore vers sa sortie à l'air libre, généralement plus froid, la vapeur d'eau risque de se condenser et l'eau liquide ainsi formée de ruisseler vers le foyer.

On évite cette situation si la température de la fumée reste en tous points du conduit plus grande que la température du point de rosée de l'eau.

Expliquons ce qu'est le point de rosée.

Les gaz émis par la combustion contiennent toujours de la vapeur d'eau qui provient, dans tous les cas, de la combustion des molécules de dihydrogène  $H_2$  existant dans le combustible, mais, dans certains cas, de l'eau déjà présente dans le matériau combustible comme c'est le cas du bois. A cette eau présente dans les fumées s'ajoute aussi celle due à l'humidité de l'air ambiant. Par exemple : la combustion de 1 litre de fuel domestique produit environ 1 litre d'eau, tandis que l'air de combustion (le comburant) fournit seulement 100 grammes d'eau.

La pression partielle de la vapeur d'eau dans les fumées est la pression qu'elle aurait si elle occupait seule tout le volume disponible.

Si  $P'$  est la pression qui règne dans la cheminée, supposée égale à celle au niveau du foyer, la pression partielle  $P_V$  de la vapeur d'eau est proportionnelle à la pression totale des fumées  $P'$ , par l'intermédiaire de la fraction molaire  $x_V = n_V/n'$ , où  $n_V$  nombre de moles de la vapeur d'eau, et  $n'$  nombre de moles total des fumées :

$$P_V(T) = x_V P'(T) \quad (\text{loi de Dalton})$$

Si la vapeur d'eau se condense, elle restitue de la chaleur au milieu, contribuant ainsi à le réchauffer. Cette quantité de chaleur est la chaleur latente de condensation, égale et opposée à la chaleur latente de vaporisation  $L_V(T)$  qui dépend seulement de la température  $T$ . Entre  $100^\circ\text{C}$  et  $200^\circ\text{C}$ ,  $L_V(T)$  est donnée par la **formule de Regnault** (voir articles « [dissolution](#) » et « [états de l'eau](#) »):

$$L_V(T) = 2540 - 2,93 T(^{\circ}\text{C}), \text{ en kJ/kg}$$

Les thermiciens emploient souvent cette loi en kWh/kg :

$$L_V(\text{kWh/kg}) = 0,7052 - 0,000808 T(^{\circ}\text{C})$$

Quand les fumées se refroidissent, la pression partielle de la vapeur d'eau diminue et finit par devenir égale à la pression de vapeur saturante  $P_S(T)$  : la vapeur d'eau se condense. La température  $T$  qui détermine cette pression de vapeur saturante est appelée le point de rosée. Elle est liée à  $P_S$  par différentes formules :

- **loi de Dupré** :

$$\ln P_s(\text{bars}) = 40,1755 - \frac{6436}{T(\text{K})} - 3,868 \ln T(\text{K})$$

- **loi de Duperray** (valable entre  $100$  et  $200^\circ\text{C}$ ) :

$$P_s(\text{bars}) = \left( \frac{T(^{\circ}\text{C})}{100} \right)^4$$

Le calcul du point de rosée des fumées  $T_S'$  nécessite de connaître la teneur en eau du bois combustible, la fraction molaire de la vapeur d'eau de l'air ambiant, et l'excès d'air « e ».

L'excès d'air « e » est l'écart relatif entre le volume d'air effectivement utilisé  $V_A'$  et le volume d'air  $V_A$  strictement nécessaire pour assurer une combustion complète :

$$e = \frac{V_A' - V_A}{V_A}$$

Il peut être négatif si l'air est en quantité insuffisante au foyer (l'excès d'air est alors un « défaut »). En utilisant la formule de Duperray, je propose en annexe 2 la relation entre  $T_S'$  et

les quantités  $\tau$ ,  $x_V$  et  $e$  :

$$T'_s (\text{°C}) = 100 P_{\text{air}}^{1/4} (\text{bar}) \left[ \frac{\frac{\tau}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + x_V \frac{5(1-\tau)}{M_C}}{\frac{\tau}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + (1+x_V+e) \frac{5(1-\tau)}{M_C}} \right]^{1/4} \quad (1)$$

où  $M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,018 \text{ kg/mol}$  et  $M_C = 0,012 \text{ kg/mol}$  sont les masses molaires respectivement de l'eau et du carbone ;  $P_{\text{air}}$  est la pression atmosphérique de l'air ambiant ( $P_{\text{air}} \approx 1 \text{ bar}$ ).

Exemple numérique : avec une teneur en eau du bois  $\tau = 0,25$ , une fraction molaire de la vapeur d'eau ambiante  $x_V = 0,023$  et un excès d'air  $e = 0,20$  (combustion oxydante), le point de rosée des fumées sous 1 atm est :  $T'_s = 48\text{°C}$ .

A titre de comparaison, avec  $e = 20\%$ , le point de rosée des fumées du fuel est  $50,1\text{°C}$ .

D'après ce qui précède, le point de rosée des fumées dépend de :

- l'excès d'air  $e$  : il diminue lorsque  $e$  augmente ;
- l'humidité de l'air ambiant de combustion, représentée ici par  $x_V$ , ou de manière plus normative par l'humidité relative :

$$u(T) = 100 \frac{P_V}{P_s(T)}$$

où  $P_V = x_V \cdot P$  est la pression partielle de la vapeur d'eau,  $P_s(T)$  la pression de vapeur saturante à la température considérée  $T$ . Le point de rosée augmente lorsque  $u(T)$  augmente.

- l'altitude, puisque la pression ambiante  $P$  qui influence directement  $P_V$  donc  $u(T)$ , diminue avec l'altitude du lieu.

Les courbes  $T'_s$  en fonction de  $e$  et de  $u$  ont l'allure suivante (figure 1) que permet de retrouver l'équation (1) :

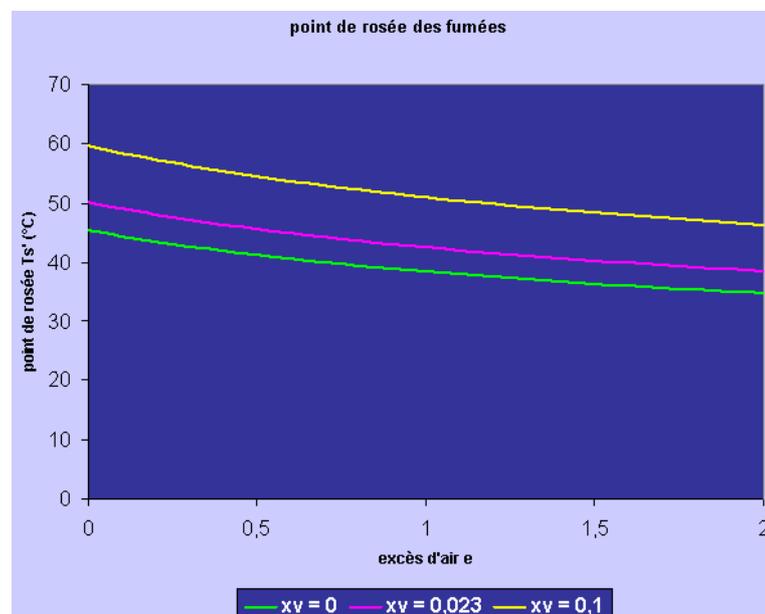


figure 1 – point de rosée des fumées

La distribution de la température des parois du conduit  $T_C(y)$  conditionne la condensation de l'eau des fumées si elle devient inférieure ou égale à leur point de rosée  $T'_s$ .

Suite aux phénomènes de conduction thermique,  $T_C(y)$  évolue d'un point «  $y$  » du conduit à

l'autre «  $y + \Delta y$  » et cette distribution dépend du débit des fumées  $Q$  (le tirage). On peut en effet démontrer que, entre un point de position «  $y$  » et un autre de position «  $y + \Delta y$  » du conduit, la variation de température est :

$$T(y+\Delta y)-T(y)=(T(y)-T')\left[1-\exp\left(-\frac{kS}{\rho'c_pQ}\right)\right]$$

où :  $T'$  température du fluide circulant dans le conduit (les fumées),  $k$  coefficient de transmission thermique des parois du conduit ( $W/m^2/K$ ),  $\rho'$  masse volumique des fumées, et  $S$  l'aire de la surface du conduit au contact des fumées sur la longueur  $\Delta y$  (donc  $S = a\Delta y$ , où  $a$  est le périmètre de la section du conduit).

les autres modes de transfert de chaleur entre les fumées et les parois du conduit, en plus de la conduction, sont :

- la convection forcée, qui dépend de la vitesse et de la température des fumées, donc de la puissance du foyer, de l'excès d'air et du diamètre du conduit,
- la convection naturelle, qui dépend de l'écart de température entre les fumées et les parois, ainsi que du diamètre du conduit.

Au niveau du foyer, la vapeur d'eau dans la fumée ne se condense donc jamais puisque la fumée est plus chaude que  $T_S'$ . En revanche, elle risque de se condenser vers l'ouverture du conduit ou sur ses parois si elles sont à des températures inférieures à  $T_S'$ . Le maintien des parois à une température supérieure au point de rosée est rendu possible par trois conditions :

- les parois du conduit, sur leurs faces internes, doivent être d'un matériau possédant une bonne conductivité thermique : ainsi la température produite au foyer est transportée sur une grande partie du conduit ;
- ces mêmes parois doivent, par contre, être bien isolées thermiquement côté faces externes (calorifugeage), de façon à ce que la chaleur ne soit pas perdue vers l'extérieur, entraînant alors un refroidissement qui les rapprocherait du point de rosée ;
- enfin, la chaleur ne doit pas avoir le temps d'évoluer entre le foyer et la sortie du conduit : ceci implique que la fumée ait une vitesse d'écoulement suffisante dans le conduit, donc un bon tirage.

Si ces conditions sont réunies, l'eau qui se condense à la sortie de la cheminée et qui retombe vers le foyer en suintant sur les parois, se retrouverait de nouveau vaporisée puisque la température des parois est plus grande que le point de rosée.

Le revêtement interne du conduit de cheminée en briques réfractaires, par exemple, répond à ces conditions.

### 3 - Troisième exigence : assurer un bon tirage

Le tirage d'une cheminée est la pression d'aspiration de la fumée. Il doit être suffisant pour assurer un courant d'air constant à travers le foyer, donc la combustion.

L'aspiration résulte du fait que l'air chaud à l'intérieur du conduit, donc moins dense que l'air extérieur, va être soumis à une poussée positive, ascensionnelle, par effet de poussée d'Archimède, lorsqu'il va rencontrer l'air extérieur plus froid donc plus dense. L'ascension de l'air chaud immédiatement au voisinage de la sortie du conduit crée à ce niveau, localement, une légère dépression qui provoque l'aspiration de l'air chaud du conduit.

Cette dépression est par conséquent donnée par la différence entre les pressions de l'air chaud et de l'air extérieur au sommet de la cheminée (figure 2). Soit  $h$  la hauteur totale de la cheminée, entre le foyer et l'extrémité de la sortie du conduit. La pression de la colonne d'air chaud contenue dans le conduit est  $\rho'gh$ , tandis que la pression de la colonne d'air extérieur de même hauteur est  $\rho gh$ . La dépression, ou tirage, est donc :

$$\Delta P = (\rho' - \rho)gh \quad (2)$$

Le tirage est d'autant meilleur que la cheminée est haute, que l'air à l'intérieur du conduit est chaud, et qu'il fait froid à l'extérieur.

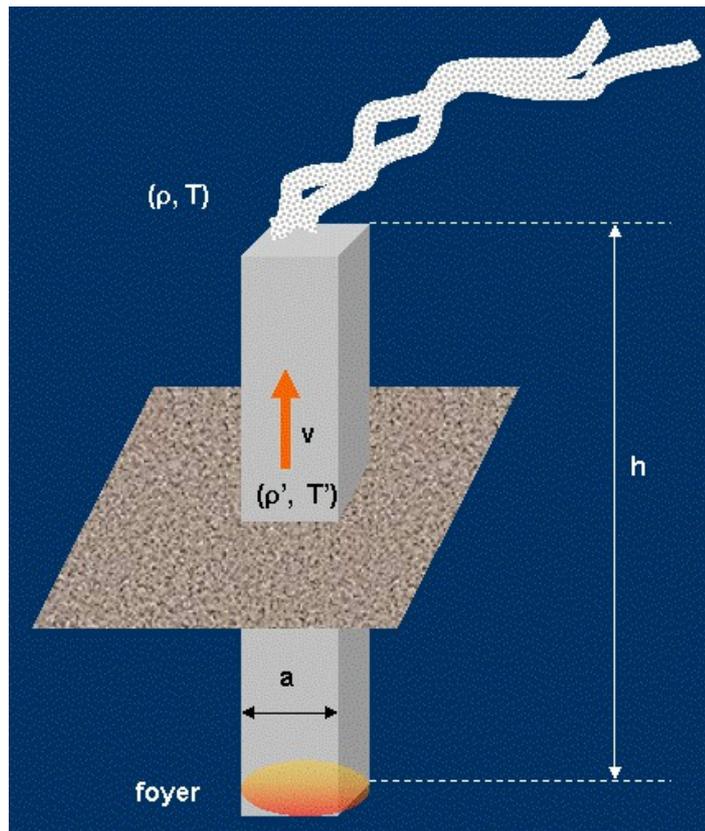


figure 2

Pour déterminer le tirage on a besoin de calculer la masse volumique  $\rho'$  des fumées à leur température moyenne  $T'$  dans le conduit. Je propose en annexe 3 une façon de déterminer  $\rho'$  sur la base d'hypothèses très simplificatrices sur la combustion.

*Remarque :* La masse volumique des fumées  $\rho'(T')$  dans le conduit est considérée pour une température  $T'$  des fumées dans le conduit supposée uniforme. Mais en fait, il s'agit de la température moyenne dans la cheminée calculée comme la moyenne logarithmique des températures à l'entrée  $T_E$  et à la sortie  $T$  du conduit :

$$T' = \frac{T_E - T}{\ln\left(\frac{T_E}{T}\right)}$$

L'emploi de cette moyenne se justifie par le fait que la température suit une distribution exponentielle décroissante le long du conduit, du foyer jusqu'à la sortie de la cheminée.

*Exemple d'application numérique :*

D'après le résultat de l'annexe 3, on estime, en ordre de grandeur, que la masse volumique de l'air chaud du conduit à pression constante à  $T' = 150^\circ\text{C}$  dans le foyer est égale à  $\rho' = 0,9$  g/litre, tandis qu'à l'extérieur, à  $T = 10^\circ\text{C}$ , elle vaut  $\rho = 1,25$  g/litre. Pour une cheminée d'une maison de plain-pied de hauteur  $h = 6$  m, la relation (1) donne un tirage égal à :  $\Delta P = 20,6$  Pa = 2 mm d'eau (si une surface libre d'eau était soumise à cette dépression, elle monterait de 2 mm).

Pour savoir si le tirage est suffisant pour assurer une bonne combustion, nous avons besoin de calculer le débit de l'air dans la cheminée. Pour cela nous devons estimer la vitesse de son écoulement dans le conduit. En première approximation, on détermine la vitesse  $v$  en appliquant le théorème de Bernoulli corrigé des pertes de charges dues aux frottements dans le conduit. Les pertes de charge se traduisent par une chute en pression  $\Delta P_C$ , opposée à la pression motrice. On obtient donc :

$$\Delta P - \Delta P_C = \frac{1}{2} \rho' v^2$$

Les pertes de charge sont d'autant plus importantes que la vitesse d'écoulement est grande, la hauteur du conduit importante et sa section faible. Pour un conduit de section carrée de côté «  $a$  » les pertes de charges sont données par :

$$\Delta P_C = \Lambda \frac{\rho' h v^2}{2a}$$

où la constante  $\Lambda = 0,022$ . Pour la plupart des cheminées modernes, la section carrée  $a$  pour côté  $a = 20$  cm.

Des relations précédentes on obtient une vitesse de l'ordre de :

$$v = \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho'}} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\Lambda h}{a}}} \quad (3)$$

soit  $v = 5,25$  m/s environ.

Cette vitesse doit être supérieure à la vitesse maximale du vent pour que celui-ci ne refoule pas la fumée à l'intérieur de la cheminée. Il est clair que par temps venteux, avec des rafales pouvant atteindre 100 km/h (28 m/s), comme c'est le cas du mistral, il n'est pas conseillé de faire un feu de cheminée.

Le débit d'aspiration s'obtient directement à partir de la surface de la section carrée du conduit  $S = a^2$  et de la vitesse  $v$  obtenue en (2) :

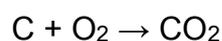
$$Q = S v = a^2 v$$

L'air étant supposé incompressible,  $Q$  est constant si le tirage ne change pas. Avec les données précédentes, on obtient :  $Q = 0,21$  m<sup>3</sup>/s soit 756 m<sup>3</sup>/h. Cette valeur énorme surestime les valeurs réelles d'un bon facteur 2 à cause des hypothèses très simplificatrices adoptées. Mais on va la conserver pour continuer d'illustrer le problème.

Connaissant le débit d'air, il nous faut évaluer s'il est suffisant pour assurer une combustion qui soit la plus complète possible, et pour apporter la puissance de chauffage requise.

Pour cela, nous calculons le débit volumique d'air qui devrait être nécessaire pour fournir la proportion stoechiométrique de dioxygène utile à la combustion du carbone contenu dans le bois, en supposant que celui-ci soit essentiellement constitué de carbone (ce qui est faux, bien sûr ! mais cela donne un ordre de grandeur). Ce volume d'air est appelé pouvoir comburivore du combustible et est noté  $V_A$ .

Soit donc «  $m$  » la masse du bois sec qui sera brûlé dans le foyer. On a vu qu'elle contient 25% d'eau, par conséquent la masse « utile » du combustible est  $0,75xm$ . Par exemple 10 kg de bois sec contient 7,5 kg de combustible utile. Supposons de plus que cette masse utile soit constituée principalement de carbone, pour simplifier le raisonnement. Si la combustion est complète (ce qui est faux, là encore !), une mole de dioxygène de l'air réagira avec une mole de carbone pour donner une mole de dioxyde de carbone :



En fait, la combustion suit un processus plus compliqué dont quelques notions sont présentées

en annexe 4.

Les  $0,75m$  de carbone C, exprimés en kg, représentent un nombre de moles  $n = 0,75.m/0,012$ , puisqu'une mole de carbone a une masse de 12 grammes (0,012 kg). Et le volume d'une mole, pour un gaz, est 22,4 litres (0,0224 m<sup>3</sup>). Il s'ensuit que pour consumer une masse  $m$  de bois sec, il faut un volume de dioxygène égal à :  $0,0224 \times n = 0,0224 \times 0,75 \times m / 0,012 = 1,40 \times m$  (en m<sup>3</sup>).

Mais il faut environ 5 m<sup>3</sup> d'air pour obtenir 1 m<sup>3</sup> de dioxygène (puisque l'air est constitué en volume de 21% de O<sub>2</sub> et de 79% de N<sub>2</sub>), donc pour brûler une masse  $m$  de bois sec il faut un volume d'air égal à :

$$V_A (m^3) = 5 \times 1,40 \times m = 7 \times m \text{ (kg)} \quad (4)$$

mais comme on l'a vu, l'air utilisé pour la combustion du bois peut être en excès ou en défaut par rapport au pouvoir comburivore, c'est-à-dire son volume  $V_A'$  différent de  $V_A$ . Pour assurer une combustion complète il faut  $V_A' \geq V_A$ , c'est-à-dire  $e \geq 0$ . Or l'air circulant avec le débit  $Q$  par le tirage a pour volume  $V_A'$  (par unité de volume du combustible). Compte tenu de (4) il faut donc :

$$V_A' \geq V_A \rightarrow Q \geq 7 \dot{m}$$

où  $\dot{m} = \frac{dm}{dt}$  représente la vitesse avec laquelle la masse du bois diminue à cause de la combustion. Elle est difficile à évaluer car elle dépend de nombreux facteurs : la nature du bois, son pouvoir calorifique, son taux d'humidité, sa géométrie et son volume qui déterminent ses échanges avec l'air ambiant, les cinétiques chimiques mises en jeu lors de la combustion, la cinétique des flammes, etc. (voir en annexe 5 quelques notions sur le brûlage du bois). En bref, il faut que le tirage soit nettement plus important que la vitesse de combustion du bois.

Le débit du tirage influence directement la puissance de chaleur transmise à la pièce à chauffer. Soit  $q'$  la quantité de chaleur émise par les fumées du foyer de la cheminée, qui sont portées à la température moyenne  $T' \approx 150^\circ\text{C}$  comme on l'a vu. Si  $m'$  est la masse de ces fumées, et  $c_p'$  leur capacité calorifique massique à pression constante, cette quantité de chaleur, ou enthalpie, est :

$$q' = m' c_p' (T' - T_{\text{air}})$$

Une masse élémentaire  $dm'$  des fumées transporte une quantité de chaleur élémentaire :

$$dq' = dm' c_p' (T' - T_{\text{air}})$$

Mais la masse est liée à la densité et au volume des fumées par :

$$dm' = \rho'(T') dV'$$

Les fumées circulent avec un débit  $Q$  égal à celui du tirage :

$$Q = \frac{dV'}{dt}$$

La puissance thermique véhiculée par les fumées est donc proportionnelle au débit du tirage :

$$W' = \frac{dq'}{dt} = \rho'(T') c_p' (T' - T_{\text{air}}) Q \quad (5)$$

*Exemple numérique :*

$T' = 150^{\circ}\text{C}$  ;  $T_{\text{air}} = 10^{\circ}\text{C}$ ,  $Q = 0,21 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $\rho'(T') = 0,9 \text{ kg/m}^3$ ,  $c_p' = 1 \text{ J/g/K} = 1 \text{ kJ/kg/K}$  : donnent  $W' = 25,2 \text{ kW}$  puissance évacuée par les fumées dans la cheminée.

Or la source d'énergie est la combustion du bois, donnée par son pouvoir calorifique (PC). Pour le bois sec, on a en ordre de grandeur :  $PC \approx 13300 \text{ kJ/kg}$ , donc pour une masse  $m$  de bois sec on a  $m \times PC$ . Soit  $W$  la puissance thermique de la combustion du bois, qui représente la puissance de la source d'énergie, on a :

$$W = \dot{m} \times PC$$

Le rendement de combustion est donc :

$$\eta = \frac{W - W'}{W}$$

Il est positif si  $W > W'$ , donc si  $(dm/dt) \times PC > \rho' c_p' (T' - T_{\text{air}}) Q$ , ce qui donne une limite à ne pas dépasser pour le tirage :

$$Q < \frac{\dot{m} \times PC}{\rho' c_p' (T' - T_{\text{air}})}$$

**Remarque :** Pour les chaufferies le rendement de combustion est exprimé par la **formule de Siegert** :

$$\eta(\%) = 100 - f \frac{T' - T_{\text{ext}}}{\alpha'_{\text{CO}_2}}$$

où  $T'$  est la température des fumées à la sortie de la chaudière,  $T_{\text{ext}}$  température extérieure de la chaufferie,  $\alpha'_{\text{CO}_2}$  la teneur en  $\text{CO}_2$  des fumées (voir annexe 4) exprimée en %,  $f$  facteur qui dépend du type de combustible ( $f = 0,57$  pour le mazout,  $f = 0,47$  pour le gaz naturel...). Tout comme le feu de bois dans l'âtre d'une cheminée, on voit que pour une chaudière, plus la température des fumées est élevée, plus la chaleur s'évacue par la cheminée, et l'échange thermique entre l'eau et les fumées de la chaudière est d'autant moins bon.

Si  $\eta < 0$ , le tirage est trop important et il entraîne plus de chaleur vers l'extérieur que n'en fournit la combustion du bois dans le foyer de la cheminée : la pièce se refroidit !

Compte tenu de la première condition sur la combustion complète,  $Q \geq 7 \text{ dm/dt}$ , le tirage doit donc évoluer entre deux limites :

$$7 \dot{m} \leq Q \leq \frac{\dot{m} \times PC}{\rho' c_p' (T' - T_{\text{air}})} \quad (6)$$

**Application numérique :** avec les données précédentes, on obtient  $7 \dot{m} \leq Q \leq 105 \dot{m}$ .

On a donc une bonne marge pour un tirage satisfaisant si le taux de combustion du bois est suffisant et si la masse de bois est suffisante.

J'indique en annexe 5 quelques précisions sur le brûlage du bois et les conditions qui influencent son taux de combustion  $dm/dt$ .

**Remarque :** Dans le cas des chaudières, où l'on cherche à transmettre un maximum de chaleur à l'eau, on installe un régulateur de tirage. Si le tirage augmente, conduisant à une baisse du rendement de combustion  $\eta$ , le régulateur s'ouvre et mélange les fumées avec l'air ambiant de la chaufferie. Le volume de gaz aspiré par la cheminée croît et donc la température diminue, ce qui entraîne une baisse du tirage.

#### 4 - Quatrième exigence : aménager une prise d'air au niveau du foyer

Si la pièce dans laquelle se trouve le foyer de la cheminée était un lieu complètement fermé, le tirage aurait pour effet de prélever une quantité d'air par unité de temps égale au débit volumique des fumées  $Q$ . Au bout d'un certain temps, que nous allons évaluer et qui, éventuellement, pourrait être très court, ce prélèvement ramène la pression de l'air du foyer à devenir égale à la pression extérieure qui règne à la sortie du conduit sur le toit. A ce moment-là le tirage cesse donc et la fumée reflue dans l'âtre de la cheminée.

Pour permettre le fonctionnement continu du tirage, il faut donc que l'air qui a quitté la pièce par le tirage puisse être immédiatement remplacé : autrement dit, il faut une prise d'air au voisinage du foyer. Elle devra être placée juste au-dessous du foyer afin que l'air qui provient de l'extérieur puisse traverser celui-ci et se chauffer, et afin d'éviter une circulation d'air dans la pièce si la prise était placée plus loin.

Je propose en annexe 6 une évaluation de la durée au bout de laquelle le tirage cesse pour une pièce complètement fermée. Si on désigne par :  $V$ , le volume de la pièce,  $M'$  la masse molaire des fumées au niveau du foyer,  $\rho_0'$  leur masse volumique initiale,  $T'$  leur température et  $P_{\text{ext}}$  la pression de l'air à l'extérieur à la sortie du conduit, cette durée serait donnée par :

$$t_m = \frac{V}{Q} \ln \left( \frac{R}{M'} \frac{\rho_0' T'}{P_{\text{ext}}} \right) \quad (7)$$

Le tirage cesse donc d'autant plus rapidement que le volume de la pièce est petit, que le débit de tirage est grand, ou que la température au foyer est faible, comme on pouvait s'y attendre.

D'après la relation des gaz parfaits, la pression des fumées est  $P' = RT' \rho_0' / M'$ , (7) s'écrit donc encore :

$$t_m = \frac{V}{Q} \ln \left( \frac{P'}{P_{\text{ext}}} \right) \quad (7 \text{ bis})$$

ce qui n'a de sens que si  $P' > P_{\text{ext}}$  (la pression des fumées est supérieure à la pression extérieure), ce qui est le cas puisque la pression au foyer est plus grande que la pression atmosphérique car le foyer est plus chaud que l'extérieur. Mais, en ordre de grandeur, on a pratiquement  $P' \approx P_{\text{ext}}$  donc  $t_m$  est très faible : l'arrêt du tirage est quasi instantané si la pièce est fermée.

#### 5 - Quelle température de la pièce chauffée, atteinte après quelle durée ?

Lorsque le bois se consume à l'intérieur de l'âtre, la pièce est chauffée par deux principaux mécanismes :

- le rayonnement thermique, à la température de l'ordre de celle de l'air et des fumées chauffés dans le foyer ;
- la convection thermique, où la « paroi » chaude est assimilée à l'ouverture de l'âtre donnant sur la pièce.

Sous l'action de ces flux, la température de la pièce augmente selon un gradient qui dépend du rendement de combustion, du taux de combustion du bois, du pouvoir calorifique, du volume de la pièce, et des pertes thermiques. Elle atteint une température plafond dont la valeur dépend de nombreux facteurs et qu'il est difficile de calculer avec exactitude.

Pour l'évaluer, comme je le propose en annexe 7, nous devons remarquer que les flux de rayonnement et de convection qui apportent la chaleur à la pièce dépendent directement de la différence de température qui existe entre la source chaude (le gaz du foyer) et l'air de la pièce. Lorsque la température de la pièce augmente suite au chauffage, cet écart se réduit, et par suite les flux se réduisent : le chauffage de la pièce ralentit de plus en plus et la température de

la pièce finit par se stabiliser.

Mathématiquement, la loi d'évolution de la température de la pièce au cours du temps n'est pas facile à établir parce qu'il faut résoudre une équation différentielle exprimant que le taux d'évolution de la quantité de la chaleur reçue par la pièce  $W'' = \rho_{\text{air}} V c_{P \text{ air}} dT/dt$  est égal à la puissance des flux de rayonnement  $W_R$  et de convection  $W_C$  :

$$W'' = W_R + W_C$$

Mais, en admettant que le transfert de chaleur est surtout assuré par le rayonnement thermique, et en estimant proches en ordre de grandeur les températures de la pièce et de la source thermique que constitue l'âtre, on peut approcher par l'expression linéaire suivante la loi d'évolution de la température de la pièce dans les premiers instants du chauffage :

$$T(t) \approx \frac{\eta \dot{m} PC - \Delta W}{\rho_{\text{air}} V c_{P \text{ air}}} t + T_0 \quad (8)$$

où  $\eta$  est le rendement de combustion,  $\dot{m} = \frac{d m}{d t}$  la vitesse de combustion du bois, PC le pouvoir calorifique,  $\Delta W$  les pertes thermiques dans les matériaux de l'âtre et de la cheminée. La relation (8) montre que la vitesse du réchauffement de la pièce :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\eta \dot{m} PC - \Delta W}{\rho_{\text{air}} V c_{P \text{ air}}} \quad (9)$$

est d'autant plus grande que : le rendement de combustion est grand, la vitesse de combustion du bois est grande, le pouvoir calorifique du bois est élevé, les pertes dans le foyer sont réduites, et le volume de la pièce à chauffer est petit. Ces conditions sont conformes au sens physique.

La puissance qui est disponible au foyer est  $W = \eta W_0 - \Delta W$ , où  $W_0 = \dot{m} PC$  est la puissance de la combustion du bois elle-même. Elle donne lieu au rayonnement thermique selon la **loi de Stefan-Boltzmann**, transmis à travers la surface A d'ouverture du foyer sur la pièce, et détermine la température  $T_F$  du foyer en tant que source d'émission :

$$W = \sigma A T_F^4 \rightarrow T_F = \left( \frac{\eta \dot{m} PC - \Delta W}{\sigma A} \right)^{1/4} \quad (10)$$

où  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2/\text{K}^4$  est la constante de Stefan. C'est la face portée à cette température  $T_F$  qui joue le rôle de surface chaude d'aire A à partir de laquelle les échanges thermiques avec la pièce s'effectuent par rayonnement thermique et par convection :

$$\begin{aligned} W_R &= \sigma A (T_F^4 - T^4) \\ W_c &= h_0 A (T_F - T) \end{aligned}$$

où T est la température de la pièce : elle augmente au fur et à mesure que la pièce s'échauffe grâce à ces échanges thermiques. Et en théorie, lorsque T se rapproche de  $T_F$  ces flux diminuent et les échanges diminuent aussi : la température de la pièce se stabilise au voisinage

de  $T_F$ . En pratique, cependant, les inévitables déperditions de chaleur dans la pièce font que la température se stabilise à une valeur bien plus faible que  $T_F$ , et au bout d'un temps plus long.

En considérant que c'est principalement sous forme de transfert radiatif que la cheminée chauffe une pièce (ce qui est très vraisemblable), je propose, toujours en annexe 7, moyennant certaines hypothèses une loi de croissance en température :

$$T(t) = T_F - (T_F - T_0) \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \quad (11)$$

$$\tau = \frac{\rho_{\text{air}} c_{p\text{air}} V}{\sigma A T_F^3}$$

où  $T_0$  est la température initiale de la pièce, et  $\tau$  un temps caractéristique de montée en température. Cette durée est d'autant plus longue, en ordre de grandeur, que le volume  $V$  de la pièce est grand, la surface d'échange  $A$  est petite, et la température au niveau de l'interface âtre-pièce  $T_F$ , donnée par (10), est faible. Ces considérations, cohérentes avec les précédentes dans le cas de l'approximation linéaire (9), sont elles aussi conformes au sens physique. L'allure de la courbe (11) montre bien une phase initiale linéaire, décrite par (9), pour un temps petit  $t$ , suivie d'une phase où  $T$  se rapproche de la température limite théorique  $T_F$  (figure 3).

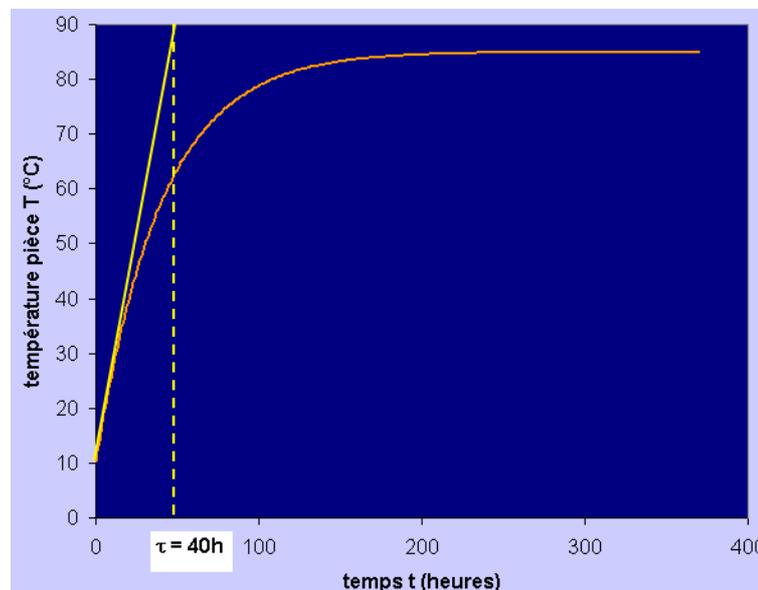


figure 3 – augmentation de la température dans la pièce à chauffer

On vérifie d'ailleurs facilement (annexe 7) que, dans la partie linéaire, la loi de croissance redonne celle de (8).

#### Exemple numérique :

En admettant  $\Delta W = 0$  (ce qui est toutefois irréaliste !), et en choisissant  $A = 1 \text{ m}^2$  pour l'âtre,  $V = 300 \text{ m}^3$  pour la pièce,  $\eta = 10\%$ ,  $dm/dt = 7.10^{-4} \text{ kg/s}$  (selon les données de l'annexe 5),  $PC = 13300000 \text{ J/kg}$  pour le bois sec, on trouve :  $T_F = 358 \text{ K} = 85^\circ\text{C}$ ,  $\tau = 40$  heures. La température du foyer est surévaluée et le temps de réponse est sous-évalué car les pertes ne sont pas prises en compte. En estimant les pertes dans les matériaux de l'âtre et de la cheminée à  $\Delta W = 300 \text{ W}$ , les nouvelles valeurs sont respectivement  $52^\circ\text{C}$  et 53 heures.

### Annexe 1 : Quelques notions sur le bois

Le bois est un matériau composite naturel. Il est formé de :

- fibres de cellulose : longues chaînes moléculaires partiellement cristallisées ;
- matrice constituée de lignine et d'hémicellulose, qui sont des composés amorphes (comme le verre) ;
- tanins et substances colorées ;
- résines, qui sont constituées de :
  - composés volatils, comme la térébenthine,
  - acides résiniques : ils constituent 5% de la masse du bois résineux. Les acides résiniques sont les constituants acides des résines dont notamment l'acide abiétique  $C_{19}H_{29}COOH$  d'où l'on tire la colophane (figure A1.1).
  - esters des acides gras et du glycérol, ou des stérols (1 à 5% de la masse),
  - terpènes et composés terpéniques. Les terpènes forment une famille de composés qui ont pour motif de base l'isoprène (figure A1.2).
- protéines (moins de 1%) ;
- constituants minéraux ;
- autres...

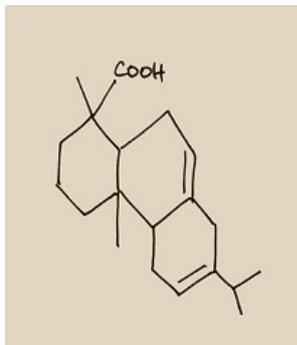


figure A1.1 – acide abiétique

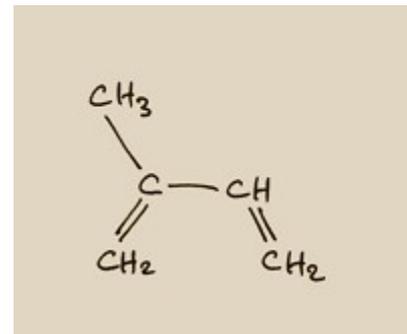


figure A1.2 - isoprène

La cellulose et l'hémicellulose sont des glucides, chaînes formées à partir d'oses (figures A1.3 et A1.4):

- pentoses, surtout pour le bois des feuillus ;
- hexoses, surtout pour le bois des résineux ;
- les acides uroniques

Les hémicelluloses sont des molécules complexes formées de courtes chaînes de polyholosides, de pentoses, d'hexoses et d'acides uroniques. Ils constituent 10% de la matière sèche des bois résineux, et 20% des bois feuillus.

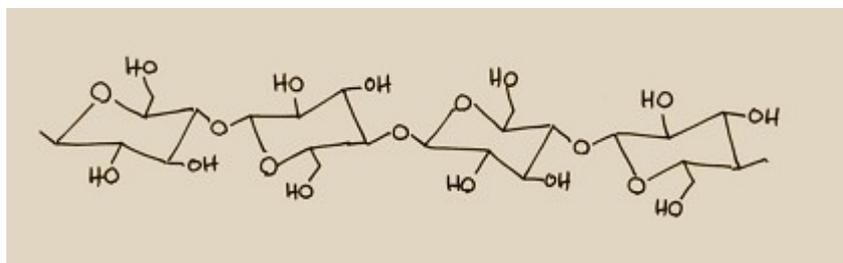


figure A1.3 – cellulose

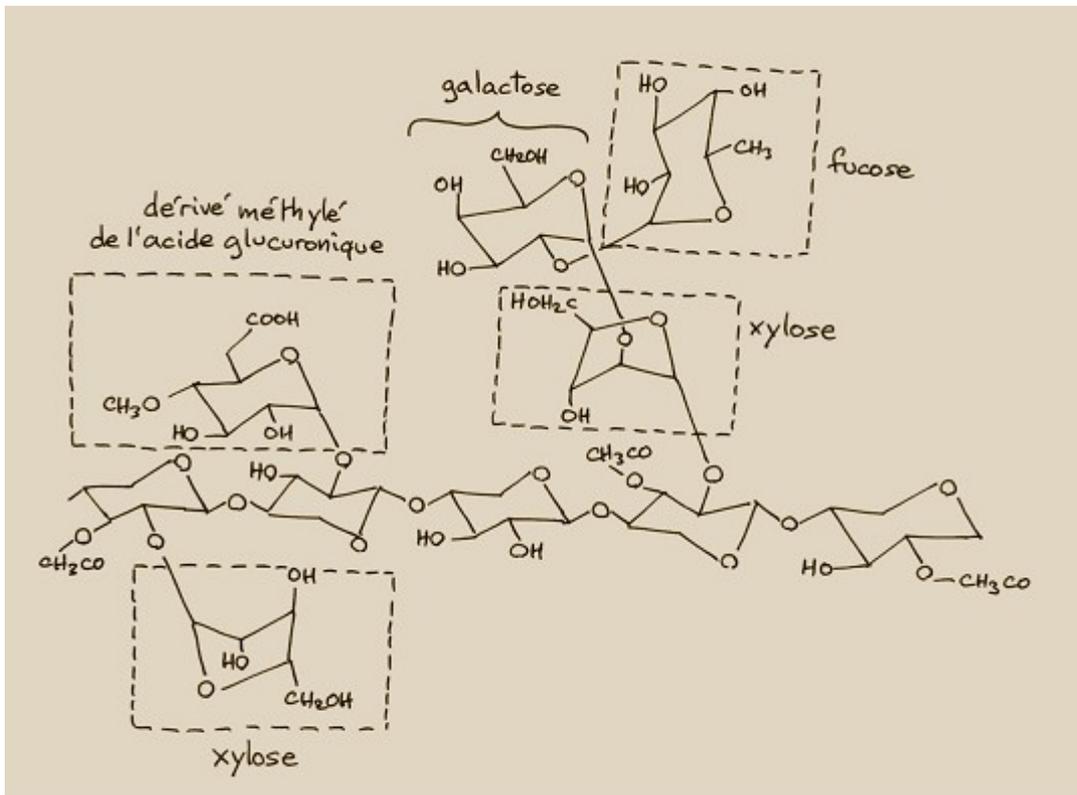


figure A1.4 – hémicellulose

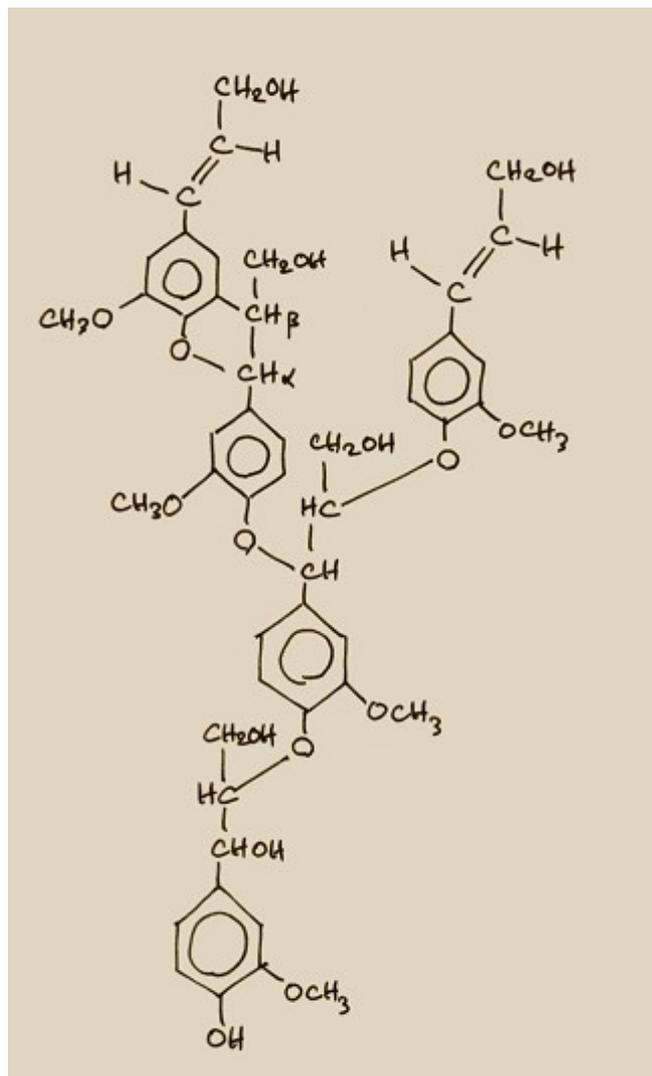


figure A1.5 – lignine

La lignine est une substance phénolique (figure A1.5): polymère de l'alcool coniférylique (figure A1.6), dont la composition varie avec le type de végétal, son âge et la nature de ses tissus. La lignine représente 20% de la matière sèche du bois. De grande stabilité chimique, la lignine est très difficilement dégradée par les agents chimiques et biologiques.

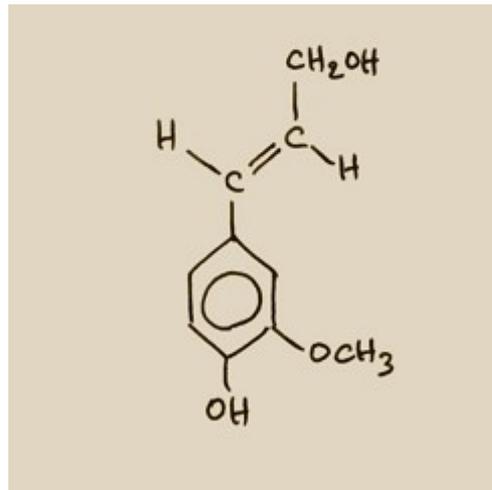


figure A1.6 – acide coniférylique

*Exemple du bois de peuplier* : sa composition en pourcentage de bois anhydre est 51,1 de cellulose, 21,4 d'hémicellulose, 22,7 de lignine, 0,8 de protéines, 1,2 de résines, 2,4 de tanins et gommés.

Sa structure de composite confère au bois des caractéristiques mécaniques anisotropes, c'est-à-dire fortement dépendantes des directions suivant lesquelles les efforts mécaniques s'exercent. Ces directions sont notées L, R, T (L : longitudinale, c'est-à-dire dans le sens des fibres ; R : radiale, perpendiculairement aux fibres et dans le sens de la croissance radiale de l'arbre ; T : tangentielle, perpendiculairement aux fibres mais tangentielle aux cercles de croissance). Voir figure A1.7.

Par exemple, le bois est très résistant (plus, d'ailleurs, en tension qu'en compression) suivant L, et peu suivant R ou T.

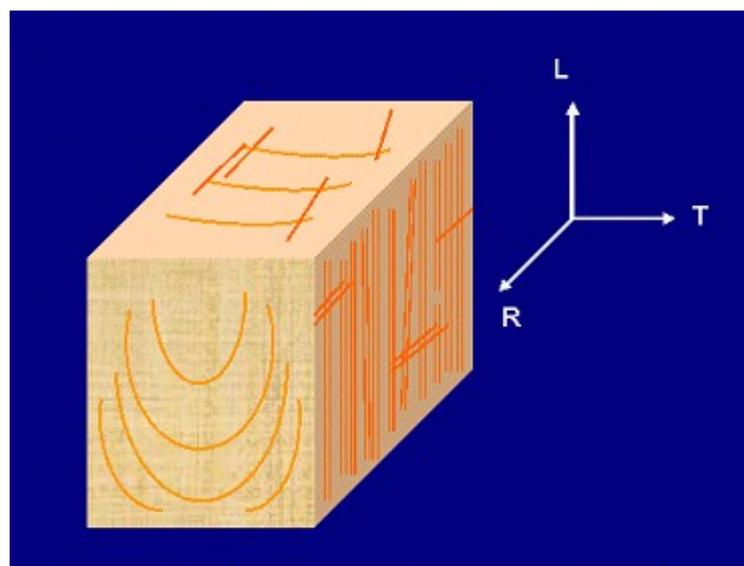


figure A1.7 – directions privilégiées du bois

Le bois est divisé en deux grandes familles : les résineux et les feuillus, lesquels sont généralement plus résistants. Le tableau A1.1 indique les propriétés mécaniques de quelques bois des deux familles.

bois	Masse volumique (t/m <sup>3</sup> )	Module d'Young suivant L (GPa)	Résistance mécanique (MPa)					
			Tension suivant L	Tension suivant R ou T	flexion	Compression suivant L	Compression suivant R ou T	Cisaillement suivant L
<b>Résineux :</b> cèdre blanc	0,30	4,8	60	1,7	42	28	2,7	6,9
épicéa	0,40	10,5	90	2,4	70	38	4,3	8,6
sapin	0,34	9,6	88	1,2	59	34	3,2	6,3
Pin blanc	0,35	9,4	100	2,1	66	37	3,4	6,1
<b>Feuillus :</b> bouleau	0,60	13,9	165	6,4	114	56	6,7	13,0
chêne	0,64	12,3	150	5,5	108	53	7,4	13,8
érable	0,60	12,6	180	4,8	110	54	10,0	16,0
frêne	0,58	12	175	6,0	105	51	8,5	13,2
peuplier	0,37	11,5	120	3,5	70	37	2,9	6,1

*tableau A1.1 – propriétés mécaniques de quelques bois*

Influence de l'humidité sur les propriétés du bois :

Le bois possède une propriété hygroscopique : cela signifie que son humidité interne finit par s'équilibrer avec l'humidité de l'air ambiant. Le bois vert peut avoir un taux d'humidité très élevé (100% et plus).

L'eau est présente dans le bois de deux manières :

- à l'état libre dans les cavités des cellules,
- à l'état adsorbé dans les fibres.

Laissé à l'air libre, le bois coupé a son humidité qui diminue parce qu'elle tend à s'égaliser avec celle de l'air ambiant : le bois sèche. Dans ce processus, c'est d'abord l'eau à l'état libre qui s'évapore : l'humidité du bois tombe alors à 25-30%, valeurs qui correspondent au point de saturation des fibres : les parois des cellules, les hémicelluloses et les parties amorphes des celluloses des fibres sont saturées en eau.

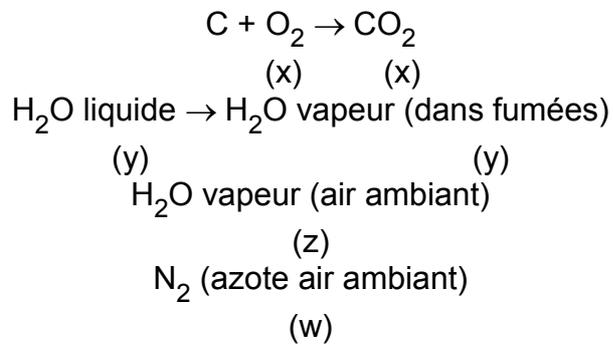
En continuant le séchage, par exemple par chauffage et/ou sous pression moindre, une partie seulement de l'eau adsorbée dans les fibres est éliminée. Mais à ce stade, les liaisons hydrogènes (voir [article](#)) entre les molécules des composés amorphes perdent en intensité, ce qui entraîne une contraction du bois accompagnée d'une modification de ses propriétés mécaniques.

## **Annexe 2 : évaluation du point de rosée des fumées**

Il est recommandé de lire d'abord l'annexe 4 sur les notions fondamentales de la combustion. On cherche la relation entre la température du point de rosée des fumées  $T_s'$  et les paramètres de celles-ci, l'excès en air « e » et l'humidité. Cette dernière regroupe l'humidité associée à la teneur en eau du bois et l'humidité de l'air ambiant  $u_v$ . Nous cherchons donc :

$$T_s' = f(e, u_v, \tau)$$

Nous nous restreignons au cas très simplifié de la combustion du carbone, en assimilant le bois à un matériau constitué principalement de carbone, ce qui est faux bien sûr, comme on le voit à l'annexe 1, mais qui permet de souligner le raisonnement suivi. Dans la réaction de combustion, on tiendra compte de la vaporisation de l'eau liquide contenue dans le bois ; on a donc :



où x, y, z, w sont les nombres de moles respectivement de O<sub>2</sub>, de l'eau contenue dans le bois, de l'eau contenue sous forme de vapeur dans l'air ambiant, et de l'azote de l'air ambiant :

$$x = \frac{V_{\text{O}_2}}{V_{\text{mol}}}$$

avec  $V_{\text{O}_2} = 0,21V_A$  ( $V_{\text{O}_2}$  volume d'oxygène de l'air,  $V_A$  pouvoir comburivore du combustible)

$$y = \frac{\tau m}{M_{\text{H}_2\text{O}}}$$

(m masse totale du bois,  $\tau$  teneur en eau du bois),

$$z = x_V n_{\text{air}} = x_V \frac{V_A}{V_{\text{mol}}}$$

où la fraction molaire de la vapeur d'eau est donnée par la loi de Dalton :  $x_V = \frac{P_V}{P_{\text{air}}}$  avec  $P_{\text{air}}$  pression de l'air ambiant, et  $P_V$  pression partielle de la vapeur d'eau atmosphérique dans l'air ambiant.

$$w = \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\text{mol}}} = 0,79 \frac{V'_A}{V_{\text{mol}}}$$

où  $V'_A = V_A(1+e)$  est le volume d'air effectivement utilisé par unité de volume de combustible, avec excès d'air e.

Le nombre de moles des fumées n' est la somme des nombres de moles des produits de la combustion et de l'O<sub>2</sub> en excès non utilisé, de volume  $V_{\text{O}_2}' = 0,21eV_A$  :

$$n' = x + y + z + w + \frac{V_{\text{O}_2}'}{V_{\text{mol}}} = \frac{V'_F}{V_{\text{mol}}} \quad (\text{A2.1})$$

où  $V'_F$  est le volume des fumées avec excès d'air (en m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup> de combustible) :

$$V'_F = V_F + eV_A$$

d'où :

$$n' = \frac{V_F + eV_A}{V_{\text{mol}}} \quad (\text{A2.2})$$

Soit  $P'_V$  la pression partielle de vapeur d'eau dans les fumées cette fois, à la pression de celles-ci  $P'$  :

$$P'_V = x'_V P' \quad (\text{A2.3})$$

Il nous faut calculer  $P'_V$  donc  $x'_V$  pour déterminer la température du point de rosée des fumées  $T'_S$  correspondant à cette pression partielle de la vapeur dans les fumées.

Les fumées étant au contact de l'air ambiant, on admet qu'il y a équipression donc que la pression des fumées est pratiquement égale à celle de l'air ambiant :  $P' \approx P_{\text{air}}$  ce qui entraîne, selon la relation des gaz parfaits, pour les fumées :

$$\frac{\rho' T'}{M'} = \text{cste}$$

avec  $\rho'$  et  $M'$  respectivement la masse volumique et la masse molaire des fumées. De (A2.1) et (A2.2) on tire :

$$\begin{aligned} n' &= 0,21 \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} + \frac{\tau m}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + x_V \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} + 0,79 \frac{V'_A}{V_{\text{mol}}} + 0,21 e \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} \\ &= 0,21(1+e) \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} + 0,79(1+e) \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} + x_V \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} + \frac{\tau m}{M_{\text{H}_2\text{O}}} \end{aligned}$$

soit :

$$n' = \frac{V_A + x_V V_A + \frac{\tau m}{M_{\text{H}_2\text{O}}} V_{\text{mol}} + e V_A}{V_{\text{mol}}} \quad (\text{A2.4})$$

De (A2.2) on déduit le volume des fumées sans excès :

$$V_F = (1+x_V) V_A + \frac{\tau m}{M_{\text{H}_2\text{O}}} V_{\text{mol}} \quad (\text{A2.5})$$

L'humidité totale des fumées est donnée par la fraction molaire  $x'_V$  de la vapeur d'eau dans les fumées :

$$x'_V = \frac{y+z}{n'} = \frac{\frac{\tau m}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + x_V \frac{V_A}{V_{\text{mol}}}}{\frac{\tau m}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + x_V \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} + (1+e) \frac{V_A}{V_{\text{mol}}}}$$

Avec  $P'_V = x'_V P_{\text{air}}$ , la loi de Duperray permet de déterminer le point de rosée des fumées :

$$T'_S (\text{°C}) = 100 P'^{1/4}_V \quad (P'_V \text{ en bars})$$

ce qui donne :

$$T'_S (\text{°C}) = 100 P_{\text{air}}^{1/4} \left( \frac{\frac{\tau m}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + x_V \frac{V_A}{V_{\text{mol}}}}{\frac{\tau m}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + x_V \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} + (1+e) \frac{V_A}{V_{\text{mol}}}} \right)^{1/4} \quad (\text{A2.6})$$

**Commentaires :**

- si l'on regroupe les termes qui concernent la proportion de présence d'eau totale dans les fumées

$$h_V = \frac{\tau m}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + x_V \frac{V_A}{V_{\text{mol}}}$$

alors (A2.6) se réécrit :

$$T'_s (^\circ\text{C}) = 100 P_{\text{air}}^{1/4} \left( \frac{h_V}{h_V + (1+e) \frac{V_A}{V_{\text{mol}}}} \right)^{1/4}$$

qui montre que, lorsque la quantité d'eau augmente ( $h_V$  croît), le point de rosée monte aussi, et que lorsque l'excès d'air e augmente, il diminue.

- En l'absence d'excès ( $e = 0$ ) le point de rosée dépend uniquement de l'humidité totale :

$$T'_s (^\circ\text{C}) = 100 P_{\text{air}}^{1/4} \left( \frac{h_V}{h_V + \frac{V_A}{V_{\text{mol}}}} \right)^{1/4}$$

- Quand l'humidité totale augmente,  $T'_s$  tend, comme il se doit, vers le point de rosée à la saturation sous pression atmosphérique, c'est-à-dire  $100^\circ\text{C}$  :

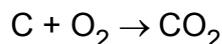
$$h_V \rightarrow \infty : T'_s \rightarrow T_s(1 \text{ atm}) = 100 P_{\text{air}}^{1/4}$$

- En l'absence d'eau ( $h_V = 0$ ), le point de rosée disparaît ( $T'_s = 0$ ) comme prévu.

Il est intéressant d'exprimer le volume des fumées  $V_F' = V_F + eV_A$ , ainsi que les relations (A2.5) et (A2.6) en fonction uniquement des paramètres du combustible (masse du bois  $m$ , sa teneur en eau  $\tau$ ) et de l'humidité ambiante  $x_V$ .

Pour cela, commençons par exprimer le volume d'oxygène en combustion neutre  $V_{\text{O}_2}$  en fonction de  $\tau$  et  $m$  :

En assimilant la totalité du bois sec à la quantité de carbone qu'il contient, les  $(1 - \tau)m$  masse de carbone impliqué dans la combustion complète



représentent en nombre de moles :  $n_C = (1 - \tau)m/M_C$  ( $M_C = 0,012$  kg/mol masse molaire du carbone). Le volume de  $\text{O}_2$  impliqué est donc celui des  $n_C$  moles :

$$V_{\text{O}_2} = n_C V_{\text{mol}} = (1 - \tau) V_{\text{mol}} \frac{m}{M_C}$$

Mais il faut  $5V_{\text{O}_2}$  d'air pour obtenir  $V_{\text{O}_2}$  volume de  $\text{O}_2$ , ainsi :

$$V_A = 5(1 - \tau) V_{\text{mol}} \frac{m}{M_C} \quad (\text{A2.7})$$

Ainsi le pouvoir comburivore du bois est directement proportionnel à sa masse. Le volume des

fumées sans excès, ou pouvoir fumigène (combustion neutre) donné par (A2.5) devient alors :

$$V_F = V_{\text{mol}} \left[ \frac{\tau}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{5(1-\tau)(1+x_V)}{M_C} \right] m \quad (\text{A2.8})$$

Ainsi, la quantité de fumée sans excès produite est directement proportionnelle à la masse du bois qui brûle. Comme le volume des fumées avec excès est  $V_F' = V_F + eV_A$ , il en résulte qu'il est aussi proportionnel à la masse du bois, d'après (A2.7) et (A2.8) :

$$V_F' = \left[ \frac{\tau}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{5(1-\tau)(1+x_V+e)}{M_C} \right] V_{\text{mol}} m \quad (\text{A2.9})$$

Avec  $\tau \approx 0,25$  pour le bois séché naturellement, (A2.9) donne pratiquement :

$$V_F' \approx [7,31 + 7(x_V + e)] m \quad (\text{A2.10})$$

A partir des relations (A2.7) et (A2.8) le point de rosée (A2.6) s'écrit :

$$T'_s = 100 P_{\text{air}}^{1/4} \left[ \frac{\frac{\tau}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + x_V \frac{5(1-\tau)}{M_C}}{\frac{\tau}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + (1+e+x_V) \frac{5(1-\tau)}{M_C}} \right]^{1/4} \quad (\text{A2.11})$$

Le point de rosée des fumées, quant à lui, ne dépend pas de la quantité de bois utilisée, mais de sa constitution, ce qui semble évident.

*Remarque :* Dans l'expression (A2.11) la fraction molaire de la vapeur d'eau dans l'air ambiant,  $x_V$ , correspond à l'humidité relative définie par (voir [article hygrométrie](#)) :

$$u_V (\%) = 100 \frac{P_V}{P_s(T)} = 100 x_V \frac{P_{\text{air}}}{P_s(T)}$$

où la pression de vapeur saturante de l'air ambiant, qui ne dépend que de sa température  $T$ , est donnée par :

- **loi de Dupré :**

$$\ln P_s(\text{bars}) = 40,1755 - \frac{6436}{T(K)} - 3,868 \ln T(K)$$

- **loi de Duperray** (valable entre 100 et 200°C) :

$$P_s(\text{bars}) = \left( \frac{T(^{\circ}\text{C})}{100} \right)^4$$

*Exemple d'application numérique :*  $\tau = 0,25$  ;  $P_{\text{air}} = 1 \text{ atm}$  ;  $M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,018 \text{ kg/mol}$  ;  $x_V = 0,023$  (qui correspond par exemple à  $u_V = 99\%$  pour  $T = 20^{\circ}\text{C}$  ou à  $73\%$  pour  $T = 25^{\circ}\text{C}$  ou à  $23\%$  pour  $T = 100^{\circ}\text{C}$  exemple) ;  $M_C = 0,012 \text{ kg/mol}$  ;  $e = 0,20$  ;  $V_{\text{mol}} = 0,0224 \text{ m}^3/\text{mol}$ .

On obtient  $T'_s = 48^{\circ}\text{C}$ .

### Annexe 3 : évaluation de la masse volumique des fumées

Lire d'abord l'annexe 2 pour le calcul du volume des fumées avec excès d'air et humidité  $V_F'$  pour le bois.

Rappel : la détermination de la masse volumique des fumées,  $\rho'$ , à la température  $T'$  des fumées, est nécessaire pour évaluer le tirage de la cheminée.

Soit  $m'$  la masse des fumées pour une unité de volume du combustible. La masse volumique des fumées à une température initiale  $T_0'$  est donc :

$$\rho'_0 = \frac{m'}{V'_F} = \frac{m'}{V_F + e V_A} \quad (\text{A3.1})$$

Avec  $n'$  nombre de moles des fumées et  $M'$  leur masse molaire, on a  $m' = n'M'$ . Avec les notations de l'annexe 2, on a :

$$m' = x M_{\text{CO}_2} + (y+z) M_{\text{H}_2\text{O}} + w M_{\text{N}_2} + n'_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2}$$

où  $n'_{\text{O}_2} = \frac{V'_{\text{O}_2}}{V_{\text{mol}}}$  est le nombre de moles d'oxygène en excès non brûlé. En remplaçant avec les expressions de l'annexe 2, il vient :

$$m' = 0,21 \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} M_{\text{CO}_2} + \left( \frac{\tau m}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + x_V \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} \right) M_{\text{H}_2\text{O}} + 0,79(1+e) \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} M_{\text{N}_2} + 0,21 e \frac{V_A}{V_{\text{mol}}} M_{\text{O}_2} \quad (\text{A3.2})$$

$$V_F \text{ est donné par (A2.8) : } V_F = V_{\text{mol}} \left[ \frac{\tau}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + \frac{5(1-\tau)(1+x_V)}{M_C} \right] m$$

Et en remplaçant  $V_A$  par (A2.7), (A3.1) donne, compte tenu de (A3.2) et (A2.8) :

$$\rho'_0 = 5 \frac{1-\tau}{M_C} \times \frac{0,21 M_{\text{CO}_2} + \frac{\tau M_C}{5(1-\tau)} + x_V M_{\text{H}_2\text{O}} + 0,79(1+e) M_{\text{N}_2} + 0,21 e M_{\text{O}_2}}{\frac{\tau V_{\text{mol}}}{M_{\text{H}_2\text{O}}} + 5 \frac{1-\tau}{M_C} V_{\text{mol}}(1+x_V) + 5 \frac{1-\tau}{M_C} e V_{\text{mol}}} \quad (\text{A3.3})$$

Lorsque  $x_V$  augmente,  $\rho'_0$  tend vers la masse volumique de l'eau sous forme vapeur

$$\rho_{\text{eau}} = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{mol}}}, \text{ ce qui est logique : situation où l'on n'aurait que de l'eau vapeur à la place de}$$

l'air ! Il en est de même lorsque  $\tau = 1$  : si le bois était entièrement remplacé par de l'eau, son chauffage conduirait à une production de vapeur d'eau saturée.

A la température  $T'$  des fumées dans le conduit, au voisinage du foyer ( $T' \approx 150^\circ\text{C}$ ), la condition  $P' \approx P_{\text{air}}$  adoptée à l'annexe 2 entraîne que la nouvelle densité des fumées à cette température est plus faible que celle de l'air ambiant :

$$\rho'(T') = \rho'_0 \frac{T'_0}{T'} < \rho_{\text{air}} \quad (\text{A3.4})$$

*Remarque* : Exprimé en proportion de nombres de moles, et non plus de volume, l' $\text{O}_2$  et le  $\text{N}_2$

de l'air vérifient : 1 mole de O<sub>2</sub> pour 3,76 moles de N<sub>2</sub>. La masse molaire de l'air est donc :

$$M_{\text{air}} = \frac{M_{\text{O}_2} + 3,76 M_{\text{N}_2}}{1 + 3,76}$$

c'est-à-dire :

$$M_{\text{air}} = 0,21 M_{\text{O}_2} + 0,79 M_{\text{N}_2} \Rightarrow \begin{cases} V_{\text{O}_2} = 0,21 V_{\text{air}} \\ V_{\text{N}_2} = 0,79 V_{\text{air}} \end{cases} \quad (\text{A3.5})$$

où l'on retrouve les proportions en volume, cette fois, de l'O<sub>2</sub> et de N<sub>2</sub> dans l'air : 21% pour l'O<sub>2</sub> et 79% pour N<sub>2</sub>.

Cette remarque nous permet de vérifier que, à partir de (A3.3), lorsque  $\tau = 0$ ,  $x_V = 0$  et  $e = 0$ , on retrouve bien que la masse volumique des fumées se réduit à celle de la fumée sèche (sans humidité) et sans excès :

$$\rho'_0 = \frac{0,21 M_{\text{CO}_2} + 0,79 M_{\text{N}_2}}{V_{\text{mol}}} = \frac{M'}{V_{\text{mol}}}$$

où le CO<sub>2</sub> a remplacé mole pour mole l'oxygène de l'air, soit encore :

$$\rho'_0 = \rho_{\text{air}} + 0,21 \rho_{\text{CO}_2} \left(1 - \frac{M_{\text{O}_2}}{M_{\text{CO}_2}}\right) > \rho_{\text{air}}$$

avec :  $\rho_{\text{air}} = \frac{M_{\text{air}}}{V_{\text{mol}}}$  et  $\rho_{\text{CO}_2} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{V_{\text{mol}}}$

Ainsi les fumées aux conditions standard, sèches et sans excès, sont plus denses que l'air. Avec les données :  $M_{\text{O}_2} = 32$  g/mol,  $M_{\text{CO}_2} = 44$  g/mol,  $M_{\text{N}_2} = 28$  g/mol, on trouve :

$$M_{\text{air}} = 0,21 \times 32 + 0,79 \times 28 = 28,84 \text{ g/mol}$$

$$\rho_{\text{air}} = M_{\text{air}} / V_{\text{mol}} = 28,84 / 22,4 = 1,29 \text{ g/l}$$

$$\rho'_0 = 1,29 + 0,21 \times 1,96 (1 - 0,727) = 1,40 \text{ g/l}$$

En présence d'humidité et d'excès d'air (A3.3) donne :  $\rho'_0 = 1,34$  g/l, et à la température des fumées  $T' = 150^\circ\text{C}$  (A3.4) donne  $\rho' = 0,9$  g/l.

#### Annexe 4 : notions sur la combustion

La combustion est une réaction chimique entre un combustible et un comburant (le plus souvent l'oxygène de l'air) dont l'intérêt principal est d'être exothermique (accompagné d'un dégagement de chaleur).

L'énergie thermique dégagée lors d'une combustion pour une mole de combustible est appelée enthalpie molaire  $\Delta H$  de la combustion, car elle s'effectue souvent à pression constante ; elle est exprimée en kilojoules ou kilocalories par mole.

*Exemples :*



Le fait que l'enthalpie soit négative signifie que la réaction est exothermique. Par définition, une combustion est complète si les produits sont eux-mêmes incombustibles, c'est-à-dire ne peuvent plus réagir avec l'oxygène. C'est le cas de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ... Par exemple la combustion du carbone (réaction 1) est complète, et est la somme des deux réactions incomplètes 2 et 3. D'après le **principe de Hess**, l'enthalpie d'une réaction complète est la somme algébrique des enthalpies des réactions incomplètes intermédiaires qui y conduisent. Ainsi :

$$\begin{aligned}\Delta H_1 &= \Delta H_2 + \Delta H_3 \\ -400 &= -111 - 299 \text{ (kJ/mol)}\end{aligned}$$

#### A4.1 – Pouvoir calorifique d'un combustible

Le pouvoir calorifique d'un combustible, noté PC, est la quantité de chaleur produite par 1 kg de combustible lors de la combustion complète, ramenée aux conditions normales de température et de pression (0°C, 1 atm). Comme la combustion complète d'un combustible complexe (bois, hydrocarbure...) s'accompagne toujours d'une production d'eau liquide qu'une partie de la chaleur dégagée permet de transformer en eau vapeur, la quantité de chaleur récupérable est celle de la réaction complète diminuée de la quantité de chaleur de vaporisation de l'eau. D'où les définitions :

- le pouvoir calorifique supérieur est la quantité de chaleur, par kg de combustible, dégagée pour la réaction de combustion complète, sans y distinguer le processus de vaporisation de l'eau. On le note PCS.
- le pouvoir calorifique inférieur est le PCS dont on a déduit la quantité de chaleur impliquée dans la vaporisation de l'eau. On le note PCI. C'est le PCI qui apporte l'énergie « utile » pour chauffer un fluide ou un local.

Evidemment, pour un combustible qui ne donne pas d'eau lors de la combustion, on a  $\text{PC} = \text{PCS}$ .

Si avec 1 kg de combustible la combustion produit  $n_{\text{H}_2\text{O}}$  moles d'eau liquide, la quantité de chaleur nécessaire pour les transformer en eau vapeur est directement liée à la chaleur latente massique de vaporisation  $L_V$  (kJ/kg) :

$$\begin{aligned}\text{quantité de chaleur de vaporisation par kg de combustible (kJ/kg de combustible)} \\ = m_{\text{H}_2\text{O}} L_V = n_{\text{H}_2\text{O}} M_{\text{H}_2\text{O}} L_V\end{aligned}$$

où  $m_{\text{H}_2\text{O}}$  est la masse d'eau produite pour 1 kg de combustible (kg/kg),  $M_{\text{H}_2\text{O}}$  la masse molaire de l'eau (18g = 0,018 kg/mol),  $n_{\text{H}_2\text{O}}$  le nombre de moles d'eau produite par 1 kg de combustible (mol/kg). On a donc :

$$\text{PCI (kJ/kg de combustible)} = \text{PCS (kJ/kg de combustible)} - n_{\text{H}_2\text{O}} M_{\text{H}_2\text{O}} L_V \quad (\text{A4.1})$$

Aux conditions normales on a sensiblement  $L_V \approx 2400$  kJ/kg, d'où la relation pratique :

$$\text{PCI} = \text{PCS} - 10,33 n_{\text{H}_2\text{O}} \quad (\text{A4.2})$$

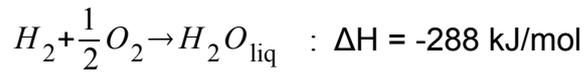
**Remarque :** Pour les combustibles gazeux, la **formule de Slaby** permet souvent le calcul du PCS lorsqu'on connaît la densité du gaz :

$$\text{PCS (cal/kg)} = \frac{1000}{\omega} + 10500 \quad (\text{A4.3})$$

où  $\omega$  est la densité en  $\text{g/cm}^3$ .

Mais le PCS peut s'obtenir à l'aide des enthalpies de combustion, quoique cela ne soit pas toujours exact. Voyons cela sur un exemple.

On considère la combustion de l'hydrogène :



Si  $M_{H_2} = 0,002 \text{ kg/mol}$  est la masse molaire de  $H_2$ , le PCS est environ :

$$PCS = - \frac{\Delta H}{M_{H_2}} = \frac{288}{0,002} = 144000 \text{ kJ/kg}$$

A noter que pour un gaz le PCS est parfois donné par unité de volume. Le volume molaire d'un gaz étant  $V_{\text{mol}} = 22,4 \text{ l/mol} = 0,0224 \text{ m}^3/\text{mol}$  :

$$PCS(\text{kJ/m}^3) = - \frac{\Delta H}{V_{\text{mol}}} = \frac{288}{0,0224} = 12857 \text{ kJ/m}^3$$

On passe de l'un à l'autre par :  $PCS(\text{kJ/kg}) = PCS(\text{kJ/m}^3) V_{\text{mol}} / M$ .

L'eau liquide se transforme en vapeur sous l'action de la quantité de chaleur prélevée sur le PCS (c'est une réaction endothermique) :



On voit donc qu'une mole de  $H_2$ , c'est-à-dire 0,002 kg de dihydrogène, donne une mole de  $H_2O$ , c'est-à-dire 0,018 kg d'eau. Par conséquent 1 kg de  $H_2$  donne  $n_{H_2O} = 1/0,002 = 500$  moles de  $H_2O$ , c'est-à-dire  $m_{H_2O} = n_{H_2O} M_{H_2O} = 500 \times 0,018 = 9 \text{ kg}$  d'eau. Pour vaporiser ces  $m_{H_2O} = 9 \text{ kg}$  d'eau il faut donc une énergie  $m_{H_2O} L_V = 9 \times 2400 = 21600 \text{ kJ}$  (par kg de combustible), à prélever sur les 144000 kJ/kg de combustible. Finalement :

$$PCI = PCS - m_{H_2O} L_V = 144000 - 21600 = 122400 \text{ kJ/kg de combustible}$$

résultat identique en appliquant directement (A4.2) avec  $n_{H_2O} = 500$  moles.

*Pouvoir calorifique d'un mélange :*

Si un gaz est constitué de a% d'une substance A, b% de B, c% de C, etc. son pouvoir calorifique est :

$$PC = 100 \times [a PC(A) + b PC(B) + c PC(C)] \quad (\text{A4.4})$$

les proportions étant données en volume et le PC en kJ, ou kcal, par unité de volume de combustible.

Le tableau A4.1 donne quelques valeurs de PCS :

combustible	PCS kJ/kg	PCS kJ/m <sup>3</sup>	PCS kcal/kg	PCS kcal/m <sup>3</sup>
Carbone C	33000	-	7884	-
Soufre S	9280	-	2217	-
Hydrogène H <sub>2</sub>	144000	12857	34450	3071
Monoxyde de carbone CO	14374	12834	3439	3066
Méthane CH <sub>4</sub>	55615	39725	13305	9490
Propane C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	50442	99082	12067	23670

combustible	PCS kJ/kg	PCS kJ/m <sup>3</sup>	PCS kcal/kg	PCS kcal/m <sup>3</sup>
Butane C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	49712	128719	11893	30750
Huile de colza	39664	-	9489	-
Bois	10032-10450	-	2400-2500	-
Charbon de bois	25080-29260	-	6000-7000	-
Coke	29260-33440	-	7000-8000	-
Alcool éthylique	23074	-	5520	-
Essence de pétrole	46344	-	11087	-
Mazout	42636-43890	-	10200-10500	-
Gazole	44726	-	10700	-
Fuel domestique	44308	-	10600	-

Tableau A4.1 – PCS de quelques combustibles

Remarques : autres formules pratiques de calcul du PCS

- Pour les transactions commerciales, le PC est souvent exprimé en MJ ou kWh par unité de volume (m<sup>3</sup> ou litre) ou de masse (tonne) de combustible :

$$1 \text{ kWh} = 3,6 \text{ MJ}$$

- On montre que le rapport entre le PCS et le PCI dépend du pourcentage massique H de l'hydrogène (sous forme atomique) dans le combustible :

$$\text{PCI (kWh)} = \text{PCS (kWh)} - 0,0628H \quad (\text{A4.5})$$

- **Loi empirique de Véron** (ou loi des 1000) :

Elle permet d'évaluer le pouvoir calorifique si l'on connaît le volume des fumées sèches  $V_F$  (pouvoir fumigène) ou le volume d'air juste nécessaire à la combustion complète  $V_A$  (pouvoir comburivore), exprimés en m<sup>3</sup>/kg de combustible :

$$\text{PCS (kcal/kg)} = 1000 V_F \text{ (m}^3\text{/kg)} \text{ pour combustible liquide ou solide}$$

et pour un combustible gazeux avec  $V_A$  et  $V_F$  en m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup> de combustible :

$$\text{PCS (kcal/m}^3\text{)} = 1000 V_F \text{ (m}^3\text{/m}^3\text{)}$$

$$\text{PCI (kcal/m}^3\text{)} = 1000 V_A \text{ (m}^3\text{/m}^3\text{)}$$

Exemple: H<sub>2</sub>

PCI = 2610 kcal/m<sup>3</sup>, à comparer avec la règle de Véron qui donne

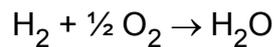
$$1000 V_A = 1000 \times 2,38 \text{ (m}^3\text{/m}^3\text{)} = 2380 \text{ kcal/m}^3$$

#### A4.2 – Pouvoir comburivore d'un combustible

Le pouvoir comburivore est le volume d'air  $V_A$  nécessaire et suffisant pour la combustion complète de 1 kg ou de 1 m<sup>3</sup> de combustible. Donc  $V_A$  est exprimé en m<sup>3</sup>/kg ou bien en m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup> de combustible.

$V_A$  est donc déterminé pour la combustion neutre, c'est-à-dire sans excès ni défaut d'air ( $e = 0$ ).

Exemple pour la combustion de l'hydrogène :



Comme l'air est composé en volume de 21% de dioxygène  $\text{O}_2$  et 79% d'azote  $\text{N}_2$ , il vient :

$$\begin{aligned} & \text{volume d'air pour combustion complète de } \text{H}_2 = V_A(\text{H}_2) \\ & = \text{nombre de moles } \text{H}_2 / \text{proportion volume } \text{H}_2 = 0,5/0,21 = 2,38 \text{ m}^3/\text{m}^3 \end{aligned}$$

Cependant, toute combustion réelle nécessite, pour être complète, un excès d'air, surtout s'il s'agit de combustibles solides ou liquides, car pour ceux-ci le mélange de l'air et du gaz combustible qu'ils dégagent sous l'action de la chaleur est plus difficile à obtenir et nécessite l'absorption d'une partie de la chaleur dégagée.

Le tableau A4.2 donne quelques pouvoirs comburivores.

combustible	$V_A$ (en $\text{m}^3/\text{kg}$ de combustible)
coke	10,09
Charbon de bois	8,53
Bois séché à l'air	4,57
Pétrole lourd	10,76

*tableau A4.2 – quelques pouvoirs comburivores*

A partir du pouvoir comburivore et du pouvoir calorifique, il est possible d'évaluer la température de combustion du mélange air et gaz combustible (vapeur combustible) vaporisé du combustible solide, liquide ou gazeux.

Soit  $\theta$  cette température. Le pouvoir calorifique, chaleur fournie par la combustion de 1 kg de combustible, fait élever à la température  $\theta$  le mélange de l'air et de la vapeur combustible. La masse de ce mélange est la somme :

$$(1 \text{ kg de combustible}) + (\text{masse } m_A \text{ de l'air nécessaire pour la combustion complète}) = 1 + m_A \text{ (kg)}$$

Si  $c$  est la chaleur spécifique du mélange (de l'ordre de celle de l'air,  $c \approx 1 \text{ kJ/kg/K}$ ), il vient donc :

$$\text{PCS} = (1 + m_A) c (\theta - \theta_0)$$

où  $\theta_0$  est la température initiale de l'air, que l'on peut prendre égale à  $0^\circ\text{C}$  puisque PCS est donné aux conditions standard. En écrivant que la masse de l'air est  $m_A = \rho V_A$ , où  $\rho$  masse volumique de l'air  $\approx 1,25 \text{ kg/m}^3$ , on a donc :

$$\theta(^{\circ}\text{C}) = \frac{\text{PCS}}{(1 + \rho V_A) c} \quad (\text{A4.6})$$

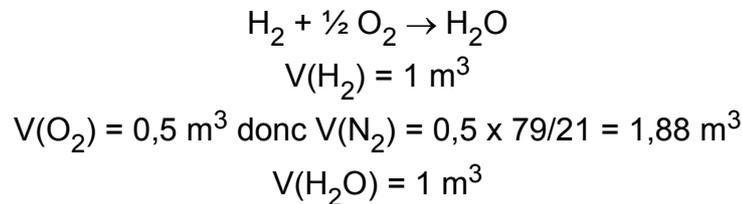
*Exemple* : pour le bois sec,  $\text{PCS} = 10032000 \text{ J/kg}$ ,  $V_A = 4,57 \text{ m}^3/\text{kg}$ , on trouve  $\theta \approx 1500^\circ\text{C}$ , température à l'interface combustible / air (température de la flamme de combustion donc).

### A4.3 – Pouvoir fumigène d'un combustible

Le pouvoir fumigène d'un combustible est le volume de fumée sèche  $V_F$  dégagée par la combustion neutre de l'unité de volume ou de masse de combustible :  $V_F$  est donc exprimé en  $m^3/kg$  de combustible, ou en  $m^3/m^3$  de combustible.

Les fumées contiennent les produits de combustion ( $CO_2$ ,  $H_2O$ , ...) et l'azote  $N_2$  de l'air.

*Exemple* : fumée de la combustion neutre de l'hydrogène :



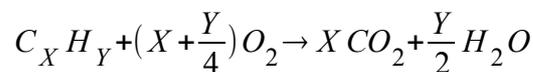
Pour un volume de combustible  $V(H_2) = 1 \text{ m}^3$ , les fumées ont donc un volume

$$V_F = V(N_2) + V(H_2O) = 1 + 1,88 = 2,88 \text{ m}^3$$

Si la composition chimique du combustible est connue, on peut évaluer son pouvoir comburivore et son pouvoir fumigène, comme indiqué sur l'exemple suivant.

### A4.4 – Exemple de calcul du pouvoir comburivore et du pouvoir fumigène d'un hydrocarbure

La formule générale d'un hydrocarbure est  $C_X H_Y$ , la réaction de sa combustion s'écrit :



Donc pour la combustion de 1 mole de  $C_X H_Y$ , il faut un volume de  $O_2$  égal à :

$$V(O_2) = V_{\text{mol}} \left(X + \frac{Y}{4}\right)$$

où  $V_{\text{mol}} = 22,4$  litres est le volume molaire des gaz parfaits aux conditions thermodynamiques standard ( $T_0 = 273 \text{ K}$ ,  $P_0 = 1013.10^2 \text{ Pa}$ , d'où  $V_{\text{mol}} = RT_0/P_0 = 0,0224 \text{ m}^3$ ). Il correspond un volume d'air (pouvoir comburivore) de :

$$V_A (\text{m}^3/\text{mol}) = \frac{V(O_2)}{0,21} = \frac{100}{21} V_{\text{mol}} \left(X + \frac{Y}{4}\right)$$

La fumée sèche est constituée du  $CO_2$  formé (on retire l'eau) et du volume de  $N_2$  apporté par l'air :  $V_F = V(CO_2) + V(N_2)$ .

Or :  $V(CO_2) = X V_{\text{mol}}$  et  $V(N_2) = (79/100) V_A = (79/21) V_{\text{mol}} (X + Y/4)$ , d'où :

$$V_F(C_X H_Y) = V_{\text{mol}} \left[ X + \frac{79}{21} \left(X + \frac{Y}{4}\right) \right] \quad (\text{m}^3/\text{mol}) \quad (\text{A4.7})$$

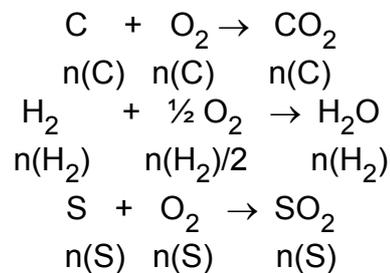
Si la composition du combustible est donnée en pourcentages de masse, le calcul de  $V_A$  et  $V_F$  s'effectue comme ci-après.

*Exemple du fuel domestique* : carbone C = 85,4%, hydrogène (atomique) H = 12,6%, oxygène (atomique) O = 0,4%, soufre S = 1,6%.

On raisonne ainsi :  $m = 1$  kg de combustible contient en masse

- masse  $m(C)$  de carbone C =  $(85,4/100)m$ , d'où nombre de moles de carbone  $n(C) = m(C)/M_C$ , où  $M_C = 12$  g/mol masse molaire du carbone. Donc :  $n(C) = (85,4/100)m/M_C$ .
- de même pour l'hydrogène atomique H :  $m(H) = (12,6/100)m$ , d'où  $n(H) = m(H)/M_H = (12,6/100)m/M_H$ . Le nombre de moles d'hydrogène moléculaire (dihydrogène  $H_2$ ) est donc :  $n(H_2) = n(H)/2 = (12,6/100)(m/M_H)/2 = (12,6/100)m/M_{H_2}$  (où  $M_{H_2}$  est la masse molaire du dihydrogène =  $2M_H$ ).
- pour l'oxygène atomique O :  $m(O) = (0,4/100)m$ , donc  $n(O) = (0,4/100)m/M_O$ , soit  $n(O_2) = n(O)/2 = (0,4/100)(m/M_O)/2 = (0,4/100)m/M_{O_2}$ .
- pour le soufre:  $n(S) = m(S)/M_S = (1,6/100)m/M_S$ .

Les réactions de combustion complète du fuel sont :



La combustion complète fait donc intervenir un nombre de moles de  $O_2$  égal à :

$$n'(O_2) = n(C) + \frac{1}{2} n(H_2) + n(S)$$

donc un volume de  $O_2$  :

$$V'(O_2) = n'(O_2)V_{mol} = V_{mol} (n(C) + \frac{1}{2} n(H_2) + n(S))$$

Mais une partie de l' $O_2$  nécessaire provient de l' $O_2$  déjà présent dans le combustible :  $n(O_2)$ .

Il s'ensuit que l'apport nécessaire en oxygène de l'air est :

$$V(O_2) = V'(O_2) - n(O_2)V_{mol}$$

d'où:

$$V(O_2) = (n(C) + \frac{1}{2} n(H_2) + n(S) - n(O_2))V_{mol}$$

Le volume d'air nécessaire pour brûler  $m = 1$  kg de combustible (pouvoir comburivore) est donc :  $V_A = (100/21)V(O_2)$

soit :

$$V_A = (100/21)V_{mol} [(85,4/100)m/M_C + \frac{1}{2} (12,6/100)m/M_{H_2} + (1,6/100)m/M_S - (0,4/100)m/M_{O_2}]$$

$$V_A = (mV_{mol}/21)(85,4/M_C + \frac{1}{2} \times 12,6/M_{H_2} + 1,6/M_S - 0,4/M_{O_2})$$

Littéralement, si l'on désigne, selon l'usage, les pourcentages en masse par C (carbone), H

(hydrogène atomique), S (soufre), O (oxygène atomique) pour un hydrocarbure quelconque, la relation précédente se généralise en :

$$V_A = \frac{m V_{\text{mol}}}{21} \left( \frac{C}{M_C} + \frac{1}{2} \frac{H}{M_{H_2}} + \frac{S}{M_S} - \frac{O}{M_{O_2}} \right) \quad (\text{A4.8})$$

Dans les fumées il y a l'azote  $N_2$  de l'air (79% en volume) et les produits  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $SO_2$  de la combustion, donc :

$$V_F = (n(C) + n(H_2) + n(S))V_{\text{mol}} + (79/100)V_A \quad (\text{A4.9})$$

En explicitant les masses molaires, les relations (A4.8) et (A4.9) prennent la forme bien connue, avec  $m = 1 \text{ kg}$  de combustible:

$$V_A \text{ (m}^3/\text{kg)} = (0,0224/21)(C/0,012 + H/0,004 + S/0,032 - O/0,032)$$

soit :

$$V_A \text{ (m}^3/\text{kg)} = 1,067 \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad (\text{A4.8 bis})$$

et pour le volume des fumées :

$$V_F \text{ (m}^3/\text{kg)} = 22,4 \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \frac{S}{32} \right) + 0,79 V_A \quad (\text{A4.9 bis})$$

#### **A4.5 – Composition et volume des fumées pour une combustion complète ou non, avec ou sans excès d'air. Diagramme d'Ostwald**

Dans la plupart des cas, les combustions ne sont ni complètes ni neutres. Autrement dit, pour une masse donnée de combustible, le volume d'air mis en jeu est rarement strictement égal au pouvoir comburivore  $V_A$ , et dans les fumées on trouve du CO, signe de combustion incomplète du carbone. Aussi, pour un hydrocarbure, la relation (A4.9 bis) ne suffit pas pour analyser les fumées sèches.

Nous devons compléter le type de raisonnement du paragraphe A4.4 par la prise en compte de l'excès d'air et du taux de CO.

Rappelons d'abord quelques définitions :

- Si  $V'_A$  est le volume d'air par unité de masse du combustible, effectivement utilisé lors de la combustion, on appelle **excès d'air** la quantité :

$$e = \frac{V'_A - V_A}{V_A} \quad (\text{A4.10})$$

• si  $e > 0$  ( $V'_A > V_A$ ) l'air est en excès, la combustion est alors oxydante : la fumée contient de l' $O_2$  en plus

• si  $e < 0$  ( $V'_A < V_A$ ) l'air est en défaut, la combustion est alors réductrice : la fumée contient du CO et moins de  $CO_2$

• si  $e = 0$  ( $V'_A = V_A$ ) l'air est juste nécessaire, la combustion est dite neutre.

- Le ratio  $n = V'_A/V_A$  est appelé **taux d'aération**, et l'on a :  $e = n - 1$

- Si  $e \neq 0$  le volume des fumées  $V'_F$  est différent du pouvoir fumigène. Dans ce cas, les fumées contiennent les produits de la combustion neutre, plus de l'air en excès (ou en défaut), plus la quantité d'oxygène qui n'a pas réagi ( $V'(O_2)$ ) :

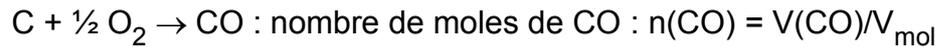
$$V'_F = V_F + eV_A + V'(O_2) \quad (A4.11)$$

Nous allons, sur un exemple simple, suivre un mode de raisonnement pour déterminer  $V'(O_2)$ , donc  $V'_F$ , ainsi que les taux des différents composés X présents dans les fumées et que l'on note  $\alpha$  :

$$\alpha = V(X)/V'_F$$

où  $V(X)$  est le volume du composé X dans les fumées.

On considère la combustion non complète suivante pour un combustible quelconque :



On trouve dans les fumées les produits de combustion  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $SO_2$ , avec leurs volumes  $V(CO_2)$ ,  $V(CO)$ ,  $V(SO_2)$  en plus, bien sûr, de l' $O_2$  non consommé et du  $N_2$ . Les taux de ces produits dans les fumées sont :

- taux de  $CO_2$  et  $SO_2$  dans les fumées, dans le cas général :

$$\alpha = \frac{V(CO_2 + SO_2)}{V'_F} = (n(CO_2) + n(SO_2)) \frac{V_{\text{mol}}}{V'_F}$$

- taux de  $CO_2$  et  $SO_2$  dans les fumées, si la combustion était complète :

$$\alpha_0 = \frac{V(CO_2 + SO_2)}{V_F} = (n(CO_2) + n(SO_2) + n(CO)) \frac{V_{\text{mol}}}{V_F}$$

*Remarque, attention* : pour  $\alpha_0$  le volume des fumées est  $V_F$  par définition, et non  $V'_F$ . La relation ci-dessus se justifie par le fait que, pour une combustion complète, il n'y a pas de  $CO$  ou, ce qui revient au même, le volume du  $CO$  est remplacé par celui du  $CO_2$  et du  $SO_2$ .

- taux de  $O_2$  dans les fumées, dans le cas général :

$$\beta = \frac{V(O_2)}{V'_F}$$

Nous allons établir une relation entre  $\alpha$  et  $\beta$  qui sera paramétrée par l'excès d'air. Elle conduira au **diagramme d'Ostwald**.

Des définitions précédentes on tire :

$$\alpha_0 \frac{V_F}{V_{\text{mol}}} = n(CO_2) + n(CO) + n(SO_2) = \alpha \frac{V'_F}{V_{\text{mol}}} + n(CO)$$

d'où :

$$\alpha = \frac{V_{\text{mol}}}{V'_F} \left( \alpha_0 \frac{V_F}{V_{\text{mol}}} - n(CO) \right)$$

Comme  $n(\text{CO}) = V(\text{CO})/V_{\text{mol}}$ , il vient:

$$\alpha = \frac{\alpha_0 V_F - V(\text{CO})}{V'_F} \quad (\text{A4.11})$$

D'après les réactions de combustion ci-dessus, le volume de  $\text{O}_2$  consommé est :

$$V''(\text{O}_2) = (n(\text{CO}_2) + \frac{1}{2} n(\text{CO}) + n(\text{SO}_2))V_{\text{mol}}$$

et le volume de  $\text{O}_2$  non consommé  $V'(\text{O}_2)$  est égal au volume total de l' $\text{O}_2$  disponible à la combustion  $V_0(\text{O}_2)$  diminué du volume de  $\text{O}_2$  consommé  $V''(\text{O}_2)$  :

$$V'(\text{O}_2) = V_0(\text{O}_2) - V''(\text{O}_2)$$

Or on a :  $V_0(\text{O}_2) = (n(\text{CO}_2) + n(\text{CO}) + n(\text{SO}_2))V_{\text{mol}}$ , d'où:

$$V'(\text{O}_2) = (n(\text{CO}_2) + n(\text{CO}) + n(\text{SO}_2))V_{\text{mol}} - (n(\text{CO}_2) + \frac{1}{2} n(\text{CO}) + n(\text{SO}_2))V_{\text{mol}} = \frac{1}{2} n(\text{CO})V_{\text{mol}}$$

Comme  $n(\text{CO}) = V(\text{CO})/V_{\text{mol}}$ , on obtient :

$$V'(\text{O}_2) = \frac{1}{2} V(\text{CO}) \quad (\text{A4.12})$$

(A4.11) donne alors:

$$V'_F = V_F + eV_A + \frac{1}{2} V(\text{CO}) \quad (\text{A4.13})$$

Nous venons de montrer que le volume des fumées dépend directement du volume du CO dans les fumées. Pour déterminer le taux de  $\text{O}_2$  dans les fumées,  $\beta$ , nous devons connaître  $V(\text{O}_2)$ . Celui-ci est égal à la somme du volume de  $\text{O}_2$  contenu dans l'excès d'air, soit 21% de  $eV_A$ , et du volume de  $\text{O}_2$  non consommé  $V'(\text{O}_2)$  :

$$V(\text{O}_2) = 0,21eV_A + V'(\text{O}_2)$$

De  $\beta = V(\text{O}_2)/V'_F$  et de (A4.13) et (A4.12) il vient :

$$\beta = \frac{0,21eV_A + \frac{1}{2}V(\text{CO})}{V_F + eV_A + \frac{1}{2}V(\text{CO})} \quad (\text{A4.14})$$

Le taux de  $\text{CO}_2$  et  $\text{SO}_2$  dans les fumées,  $\alpha$ , devient, d'après (A4.11) et (A4.13) :

$$\alpha = \frac{\alpha_0 V_F - V(\text{CO})}{V_F + eV_A + \frac{1}{2}V(\text{CO})} \quad (\text{A4.15})$$

et celui du CO :

$$\alpha' = \frac{V(CO)}{V'_F} = \frac{V(CO)}{V_F + eV_A + \frac{1}{2}V(CO)} \quad (A4.16)$$

Des relations (A4.14) et (A4.15) on tire une relation linéaire entre  $\alpha$  et  $\beta$  paramétrée par  $e$  :

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= -A(e)\beta + B(e) \\ \text{avec:} \\ A(e) &= \frac{(2+\alpha_0)V_F + 2eV_A}{V_F + 0,79eV_A} \\ B(e) &= \frac{\alpha_0 V_F + 0,42eV_A}{V_F + 0,79eV_A} \end{aligned} \right\} (A4.17)$$

De (A4.17) les couples de valeurs des taux de  $CO_2 + SO_2$  et de  $O_2$  dans les fumées sont paramétrés par les grandeurs qui dépendent directement du combustible (les pouvoirs comburivore et fumigène) et des conditions de la combustion (excès d'air), formant ainsi un réseau de droites ( $D_e$ ) dans le plan des  $(\alpha, \beta)$ .

Pour la combustion neutre  $e = 0$ , (A4.17) devient :

$$\alpha = (2+\alpha_0)\beta + \alpha_0 \quad (A4.18)$$

qui définit la droite ( $D_0$ ).

Pour  $e \neq 0$  les droites ( $D_e$ ) ne sont pas parallèles à ( $D_0$ ) car leurs pentes dépendent de  $e$ .

On obtient un réseau de droites parallèles à la droite neutre en transformant l'équation  $\alpha = f\beta$  ;  $e$ ) donnée par (A4.17) de façon à obtenir la même pente. Pour cela on élimine  $e$  et  $V(CO)$  entre

$$\alpha, \beta \text{ et } \alpha' : \quad \alpha = -\frac{\alpha_0}{0,21}\beta + \alpha' \left( \frac{79}{21} \times \frac{\alpha_0}{2} - 1 \right) + \alpha_0 \quad \text{soit :}$$

$$\alpha \approx -5\alpha_0\beta + (2\alpha_0 - 1)\alpha' + \alpha_0 \quad (A4.19)$$

Les droites obtenues ( $D_{\alpha'}$ ), paramétrées par le taux de CO dans les fumées  $\alpha'$ , et non plus par l'excès  $e$ , sont cette fois parallèles entre elles car elles ont même pente  $-5\alpha_0$ .

Chaque droite coupe l'axe des abscisses  $\beta$  en :

$$\beta = [(2\alpha_0 - 1)\alpha' + \alpha_0] / 5\alpha_0$$

et l'axe des ordonnées  $\alpha$  en :

$$\alpha = \alpha'(2\alpha_0 - 1) + \alpha_0$$

Pour la combustion complète ( $\alpha' = 0$ ) on obtient la **droite de Grebel** :

$$\alpha = -5\alpha_0\beta + \alpha_0 \quad (A4.20)$$

Les droites de combustion sont donc contenues dans un triangle OAB, rectangle en O et dont l'hypothénuse AB est la droite de Grebel. Les coordonnées des points A et B sont (figure A4.1) :

$$A : \quad \beta = 0$$

$$\alpha = \alpha_0$$

$$B : \quad \beta = 0,21 = \text{taux maximum de } O_2 \text{ dans l'air}$$

$$\alpha = 0$$

Les droites ( $D_e$ ), paramétrées par l'excès  $e$ , concourent en un point de coordonnées :  $\alpha = -2$  et

$\beta = 1$ , qui sont très grandes devant celles de A et B. On peut donc admettre, en première approximation, que les droites  $(D_e)$  sont parallèles entre elles à l'intérieur du domaine OAB et qu'elles y figurent avec le réseau des droites  $(D_{\alpha'})$ .

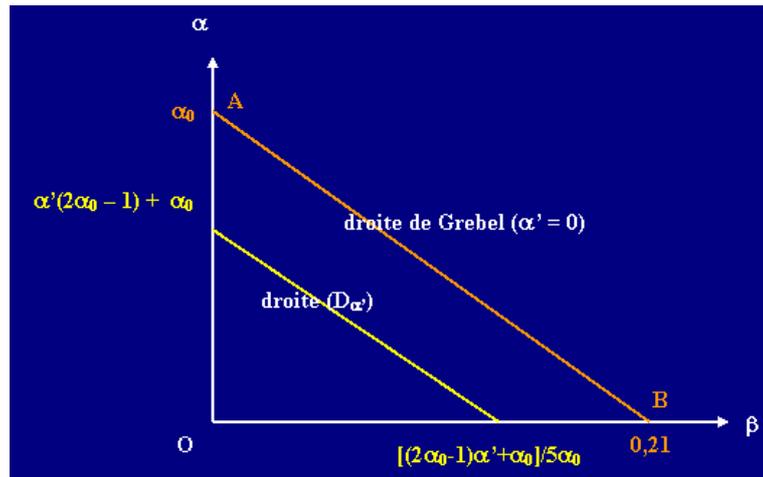


figure A4.1 – Taux de  $CO_2$  et  $SO_2$  dans les fumées

A l'intérieur du triangle OAB on obtient le **diagramme d'Ostwald**, quadrillé par deux réseaux de droites (figure A4.2) :

- les droites  $(D_e)$  paramétrées par l'excès d'air, d'équation (A4.17) :  $\alpha = -A(e)\beta + B(e)$ . Elles renseignent donc sur la teneur des fumées en fonction de l'excès d'air.
- les droites  $(D_{\alpha'})$  paramétrées par le taux de monoxyde de carbone dans les fumées  $\alpha'$ , d'équation (A4.19) :

$$\alpha \approx -5\alpha_0\beta + (2\alpha_0 - 1)\alpha' + \alpha_0$$

elles renseignent donc sur la teneur des fumées en fonction de l'importance avec laquelle la combustion s'éloigne d'une combustion complète.

La droite neutre  $(D_0)$ , où  $e = 0$ , passe également par A et coupe l'axe des  $\beta$  en un point C tel que :

$$OC = \alpha_0 / (2 + \alpha_0) < OB = 0,21$$

donc C est sur le segment OB.

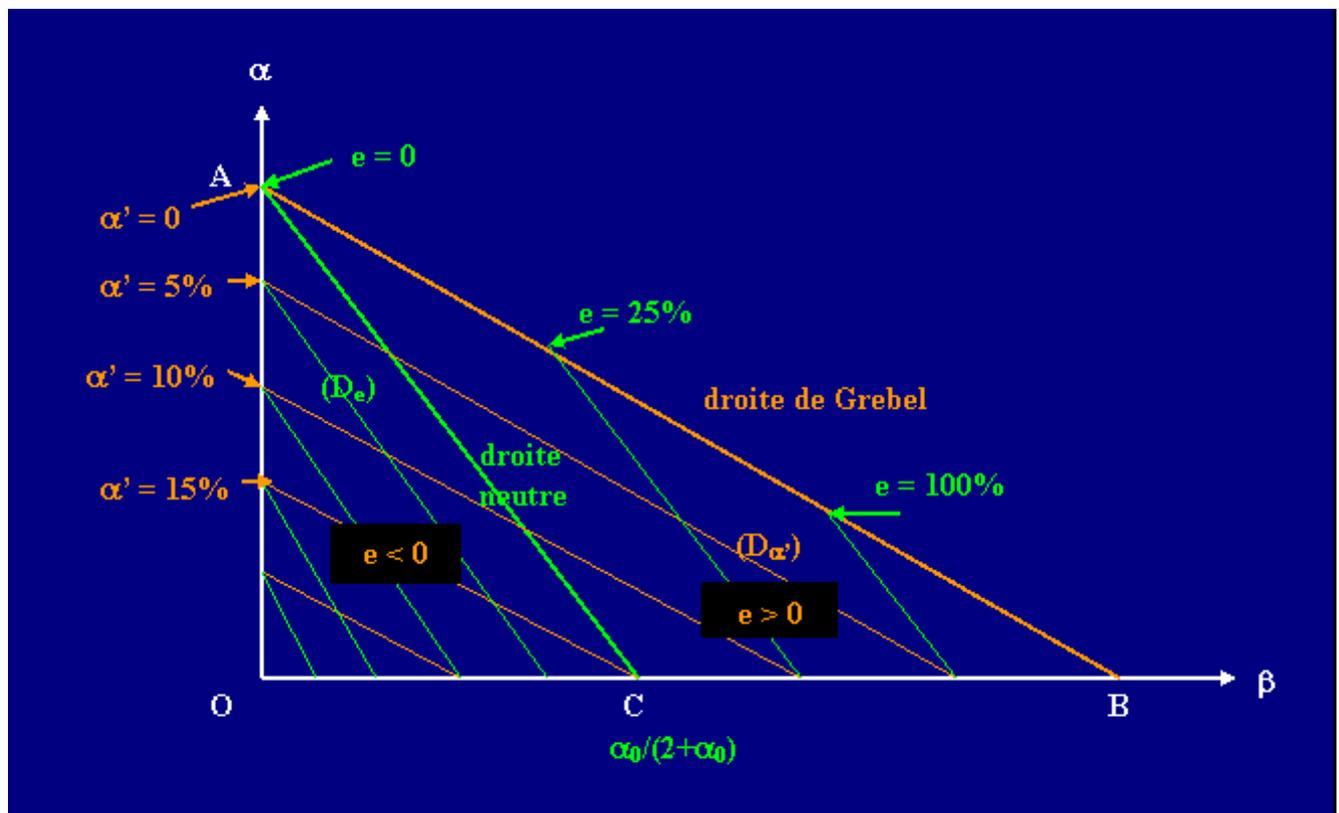


figure A4.2 – Diagramme d'Ostwald  
 le domaine OAB est divisé en deux domaines :  
 - le domaine OAC où  $e < 0$   
 - le domaine CAB où  $e > 0$

Utilisation du diagramme d'Ostwald :

Les taux  $\alpha$  et  $\beta$  dans une fumée sont connus par les mesures. On a donc un point  $M(\beta, \alpha)$  dans OAB par où passe une droite  $(D_e)$  et une droite  $(D_{\alpha'})$ . On détermine donc  $e$  et  $\alpha'$ , et par suite la nature de la combustion :

- si  $M$  est dans le domaine AOC ( $e < 0$ ) : combustion mi-réductrice ;
- si  $M$  dans le domaine CAB ( $e > 0$ ) : combustion mi-oxydante ;
- si  $M$  sur  $AB$  ( $\alpha' = 0$ ) : combustion oxydante ;
- si  $M$  sur  $AC$  ( $e = 0$ ) : combustion neutre ;
- si  $M$  sur  $OA$  ( $\beta = 0$ ) : combustion réductrice.

Quelques valeurs de  $\alpha_0$  :

- gaz naturel :  $11 < \alpha_0 < 12$
- butane, propane :  $\alpha_0 = 14$
- fuel :  $15 < \alpha_0 < 16$
- charbon :  $18 < \alpha_0 < 20$

Quelques relations entre les teneurs en  $\text{CO}_2$  et  $\text{O}_2$  dans les fumées et les excès d'air  $e$  :

- $\text{CO}_2 = 10\%$  :  $e = 50\%$
- $\text{CO}_2 = 12\%$  :  $e = 25\%$
- $\text{CO}_2 = 15,5\%$  :  $e = 0\%$  (neutre)
- $\text{O}_2 = 4\%$  :  $e = 20\%$

#### A4.6 – Mesure des imbrûlés solides

Dans les fumées il y a des particules d'imbrûlés solides qui résultent de l'agglutination des

composés produits par la combustion. Ces imbrûlés solides encrassent les parois des conduits d'échappement et polluent l'atmosphère. Pour des raisons de sécurité (feux dans les conduits) et écologiques, il est important d'évaluer la présence des imbrûlés solides. On utilise pour cela :

- L'**opacimètre de Bacharach** : un volume donné de fumée passe par une membrane filtrante, les taches recueillies sont comparées à une échelle de référence de 0 à 9 : 0 (blanc, pas de tache), 9 (noir).
- L'**opacimètre à cellule**, employé pour les fumées visibles que traverse un rayon lumineux reçu par un détecteur optique (cellule photoélectrique...). Idem avec des rayons gamma.
- Les **sondes de prélèvement** : recueil des fumées par une sonde isocinétique, c'est-à-dire où la vitesse du gaz dans le conduit est égale à la vitesse du gaz dans la sonde, puis tri des particules solides par un précipitateur à choc (« impinger ») ou un cyclone, puis filtrage. Les particules sont ensuite pesées. Le procédé est régi par les normes NF X 43-033, NF X 44-051, NF X 44-052.

#### A4.7 – Equilibre de Boudouard

Si, dans la combustion, l'O<sub>2</sub> est en excès (e > 0), on obtient toujours seulement au départ du CO<sub>2</sub> (et non plus du CO dès le début) :



Si la température est très élevée, le CO<sub>2</sub> se dissocie et donne du CO selon la réaction endothermique équilibrée :



La température requise pour cette décomposition doit être T > 2000°C (tableau A4.3) :

T°C	1200	2000	2400	2700
CO <sub>2</sub> dissocié %	0,04	4	21	52

tableau A4.3 – Dissociation du CO<sub>2</sub>

Si le carbone C est en excès, le CO<sub>2</sub> produit par la combustion complète est réduit par le C en excès selon l'**équilibre de Boudouard** :



qui est une réaction endothermique et équilibrée.

Le produit de la combustion du carbone est donc un mélange de CO<sub>2</sub> et de CO dont les proportions dépendent de la température T et de la pression (tableau A4.4).

T°C	450	500	600	700	800	900	950
% de CO sous P = 1bar	2	5	23	58	90	97	98,5

tableau A4.4 – taux de CO dans les fumées avec excès d'air et de carbone

donc à T = 1000°C on a pratiquement seulement du CO dans les fumées et tout le CO<sub>2</sub> s'est dissocié (courbe de Boudouard, figure A4.3) :

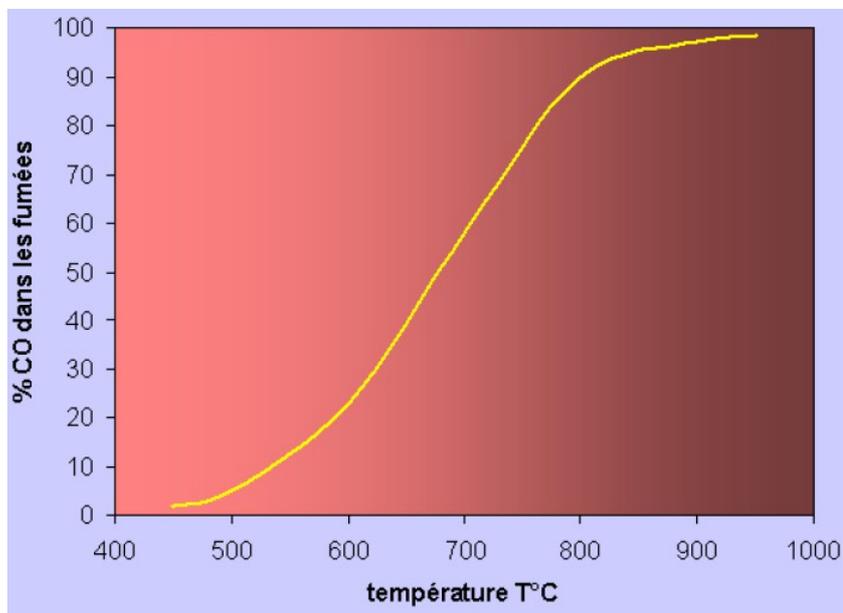


figure A4.3 – courbe de Boudouard

Si on utilise l'air et non de l'O<sub>2</sub> pur, à une mole de O<sub>2</sub> correspond 3,76 moles de N<sub>2</sub>, soit en volume 21% de O<sub>2</sub> et 79% de N<sub>2</sub> car on a :

$$n(\text{O}_2)/n(\text{N}_2) = V(\text{O}_2)/V(\text{N}_2) \rightarrow \text{O}_2 = n(\text{O}_2)/(n(\text{O}_2) + n(\text{N}_2)) = V(\text{O}_2)/V = 1/(1 + 3,76) = 0,21 = 21\%$$

Dans ce cas, à 900°C, on obtient un gaz de composition en volume: 70% N<sub>2</sub>, 25% CO, 4% CO<sub>2</sub>, un peu de H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub> : c'est le gaz de gazogène, ou « gaz pauvre », utilisé comme combustible de pouvoir calorifique PC = 4000 J/m<sup>3</sup> environ.

## Annexe 5 : le brûlage du bois

### A5.1 – Limites d'inflammabilité d'un combustible

Lorsqu'un solide (tel le bois) ou un liquide (hydrocarbure...) est en combustion, il se dégage d'abord, sous l'effet de la chaleur, un gaz combustible qui va réagir avec le comburant (l'oxygène de l'air) en donnant une flamme de diffusion. Cette flamme est alimentée par les vapeurs combustibles qui se dégagent continûment à la surface du solide ou du liquide.

Dans le cas d'un liquide, les vapeurs résultent directement du processus d'évaporation. En revanche, pour un solide, il faut d'abord que les molécules qui pourront réagir avec l'oxygène soient décomposées en molécules plus petites et capables d'être vaporisées. Cela nécessite une énergie supplémentaire au niveau de la surface du solide, qui est prélevée sur l'énergie calorifique de la combustion.

Il est d'ailleurs bien connu qu'il est plus difficile d'éteindre un incendie pris sur un liquide que sur un solide, de manière générale.

La combustion du solide ou du liquide sera entretenue aussi longtemps que le débit des vapeurs sera suffisant pour alimenter la combustion et la flamme de diffusion. Le processus s'auto-entretient tant que le solide ou le liquide n'a pas épuisé sa réserve de molécules combustibles.

Dans le cas d'un gaz, l'énergie d'évaporation du combustible n'est plus nécessaire et la flamme de diffusion apparaît spontanément sous l'action d'une source de chaleur suffisante.

Rappelons qu'une flamme est dite de diffusion chaque fois que le combustible et l'air se mélangent par diffusion (le phénomène de diffusion est produit par les mouvements relatifs d'une espèce chimique par rapport à l'autre, conditionnés par la répartition spatiale de leurs différentes concentrations). Or le mélange par diffusion s'effectue non pas à la sortie du conduit d'où s'échappe le gaz, mais un peu plus loin, dans une zone où l'agitation des molécules est

suffisante pour permettre un brassage pratiquement homogène des molécules d'oxygène et de combustible.

Un autre type de flamme est la flamme de prémélange. Elle est obtenue lorsque, dans le conduit de gaz combustible, le mélange de l'air et du combustible est déjà fait et respecte pratiquement les proportions stoechiométriques qui conditionnent une combustion complète. L'apport d'une source de chaleur, même infime, à la sortie du conduit, suffit alors pour provoquer la combustion complète qui donnera une flamme dénuée de tout résidu de carbone : la flamme sera bleue (les flammes issues d'une combustion incomplète, comme la plupart des flammes de diffusion, sont jaunes parce qu'elles contiennent du carbone qui brûle).

ceci explique pourquoi les risques d'explosion sont bien plus élevés avec un prémélange qu'avec un combustible sans prémélange.

La proportion de gaz combustible et d'oxygène dans le prémélange doit toutefois s'effectuer dans des limites de concentration appelées limites inférieures et limites supérieures d'inflammabilité. En dehors de ces limites le mélange n'est pas inflammable.

Si l'on désigne par L le pourcentage en volume de gaz combustible dans la mélange combustible+comburant, c'est-à-dire :

$$L = (\text{volume combustible})/(\text{volume du mélange})$$

alors la combustion se produit seulement si :

$$LII \leq L \leq LIS$$

où :

- LII limite inférieure d'inflammabilité
- LIS limite supérieure d'inflammabilité

Ces limites doivent être, en ordre de grandeur, proches des rapports stoechiométriques.

LII et LIS dépendent du gaz et de :

- la température : la flamme se propage d'autant plus rapidement, depuis la couche de gaz portée à la température initiale, que la température de la couche de gaz voisine est élevée. En effet, lorsque la température des gaz non brûlés de la couche voisine est élevée, la quantité de chaleur que la couche en flamme doit lui fournir est moins grande. Il s'ensuit que la LII s'abaisse et que la LIS augmente lorsque la température initiale est élevée. Une relation empirique donne la dépendance des LII et LIS en fonction de la température, cette relation étant linéaire pour les situations les plus courantes. Ainsi, pour LII :

$$LII(T) = LII_0 \left( 1 - \frac{T - T_0}{600 - T_0} \right) \quad (A5.1)$$

où  $LII_0$  est la limite inférieure d'inflammabilité à une température de référence  $T_0$ . Le domaine d'inflammabilité s'élargit lorsque la température initiale augmente, donc le combustible s'enflamme plus facilement.

- la pression : son influence sur LII et LIS est surtout marquée pour des combustibles enfermés dans des enceintes étanches. En effet, dans ce cas, la phase liquide du combustible est en équilibre thermodynamique avec sa phase vapeur (égalité des potentiels chimiques, voir article « [dissolution](#) »), par conséquent la pression partielle de la vapeur  $P_V$  est toujours égale à la pression de vapeur saturante  $P_S(T)$  pour une température donnée T de l'enceinte. Lorsque, pour une raison quelconque, la pression totale P dans l'enceinte augmente sans changement de température, la pression partielle de vapeur reste inchangée car elle ne dépend que de la température, et donc la fraction molaire  $x_V$  de la vapeur combustible diminue :

$$P_V = P_S(T) = x_V P \rightarrow x_V = P_S(T)/P \text{ diminue si } P \text{ augmente à } T \text{ constante}$$

L'atmosphère dans l'enceinte s'appauvrit en vapeur combustible lorsque sa pression augmente de façon isotherme. Par conséquent, si initialement on est dans le domaine d'inflammabilité, la baisse de concentration dans la vapeur peut conduire à passer au-dessous de LII si on était près d'elle, et si initialement on était juste au-dessus de la LIS, cela peut conduire à passer au-dessous de la LIS donc entrer dans le domaine d'inflammabilité. Mais LII et LIS bougent avec la pression, mais pas de manière régulière d'un type de mélange à l'autre. En revanche, si la pression totale diminue dans l'enceinte les deux limites se rapprochent toujours : LII augmente et LIS diminue. Il existe donc une pression minimale où  $LII \approx LIS$  et le domaine d'inflammabilité disparaît. Cette pression limite est souvent très faible, largement au-dessous de la pression atmosphérique normale.

- L'enrichissement de l'atmosphère en oxygène : lorsque, au lieu d'utiliser l'air comme comburant, on utilise un gaz plus riche en oxygène  $O_2$ , voire de l'oxygène pur, les limites d'inflammabilité évoluent comme suit :

- LII ne change pratiquement pas,
- LIS augmente significativement,
- l'énergie minimale requise pour l'inflammation diminue considérablement, d'un rapport 50 à 200, conduisant alors à des situations d'inflammation quasi instantanée si le mélange est dans des proportions stoechiométriques vis-à-vis de l'oxygène !

- L'appauvrissement de l'atmosphère en oxygène : à l'inverse, le domaine d'inflammabilité se restreint, LII augmente et LIS diminue. Il existe une concentration minimale en oxygène au-dessous de laquelle l'inflammation disparaît. C'est la CMO (concentration maximum en oxygène, le terme « maximum » étant employé à la place de « minimum » parce que la norme se place du point de vue de la sécurité). La CMO est de l'ordre de 10 à 15% pour la plupart des mélanges et dépend du gaz inerte qui y est présent (l'azote pour l'air).

Les LII et LIS dans l'air sont déterminées expérimentalement selon la norme NF EN 1839. Pour un mélange de gaz la détermination de ses limites d'inflammabilité utilise la **loi de Le Châtelier**. Cette relation exprime que ces limites sont atteintes lorsque, dans le mélange des gaz et de l'air, on a :

$$\sum_k \frac{x_k}{L_k} = 1$$

où  $x_k$  représente la proportion du gaz n°k dans le mélange des gaz et de l'air, et  $L_k$  les limites d'inflammabilité, inférieure ou supérieure, de ces gaz. Il est facile de démontrer (exercice !) que cette relation ci-dessus peut se réécrire sous la forme usuelle qui permet de calculer la limite d'inflammabilité du mélange, en %, lorsqu'on connaît les proportions en % volumiques  $y_k$  de chacun des gaz combustibles du mélange, d'où on a retiré la proportion d'air et de gaz inerte :

$$\frac{1}{L} = \frac{1}{100} \sum_k \frac{y_k}{L_k} \quad (\text{A5.2})$$

**Exemple** : le **gaz naturel** peut être le mélange des gaz suivants :

- méthane :  $y_1 = 80\%$ ,  $LII_1 = 5,3\%$
- éthane :  $y_2 = 15\%$ ,  $LII_2 = 3,22\%$
- propane :  $y_3 = 4\%$ ,  $LII_3 = 2,37\%$

• butane :  $y_4 = 1\%$ ,  $LII_4 = 1,86\%$

(A5.2) donne :

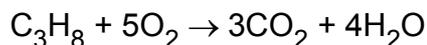
$$L = \frac{100}{\frac{y_1}{LII_1} + \frac{y_2}{LII_2} + \frac{y_3}{LII_3} + \frac{y_4}{LII_4}} = 4,55\%$$

Le tableau A5.1 donne quelques limites d'inflammabilité dans l'air.

	LII	LIS
acétone	2,6	13
benzène	1,3	19
éthanol	3,3	19
méthane	5,0	15
méthanol	6,7	36
Monoxyde de carbone	12,5	74
propane	2,1	9,5

*tableau A5.1 – limites inférieure LII et supérieure LIS d'inflammabilité dans l'air (en % de volume)*

Lorsque la proportion de gaz combustible est dans les limites d'inflammabilité, l'inflammation est très facilement atteinte, même avec une faible source de chaleur. Ainsi une étincelle électrique d'énergie 0,3 mJ suffit à enflammer un mélange stoechiométrique propane-air et donner la combustion :



Une telle étincelle peut provenir simplement, sans que l'on s'en aperçoive, d'une décharge électrostatique suite à l'accumulation de charges électriques sur nous-mêmes lorsqu'on a marché sur un matériau pratiquement isolant (moquettes...) !

### **A5.2 – Température d'auto-inflammation et point-éclair**

La température d'auto-inflammation TI d'un gaz ou d'une vapeur est la température la plus basse d'une surface chaude (d'un solide ou d'un liquide) à laquelle l'inflammation spontanée d'une atmosphère explosive peut se produire. Les TI sont souvent comprises entre 250°C et 650°C.

Pour la vapeur qui émane du liquide ou du solide par évaporation, le point éclair est la température minimale à laquelle il faut porter un mélange vapeur-air, dans les conditions standard de pression (pression atmosphérique), pour l'enflammer. Il s'ensuit que, tout au moins pour les vapeurs en atmosphère confinée, le point éclair est de l'ordre de la température à laquelle la pression de vapeur saturante correspond à une fraction molaire du combustible égale à LII.

Quelques valeurs du point éclair et de TI sont données au tableau A5.2.

	Point éclair en milieu confiné (°C)	Point d'auto-inflammation TI (°C)
Essence (liquide)	-38	-
Polypropylène (solide)	-	330
Polystyrène (solide)	-	367

*tableau A5.2 – quelques points éclair et d'auto-inflammation*

En résumé, pour réaliser une combustion amorcée par une source d'inflammation, il faut que (figure A5.1) :

- la source d'inflammation élève la température de surface au point d'inflammation,
- la source d'inflammation enflamme les vapeurs combustibles dégagées lors du chauffage de la surface,
- sous certaines conditions la flamme établie va se maintenir et se propager.

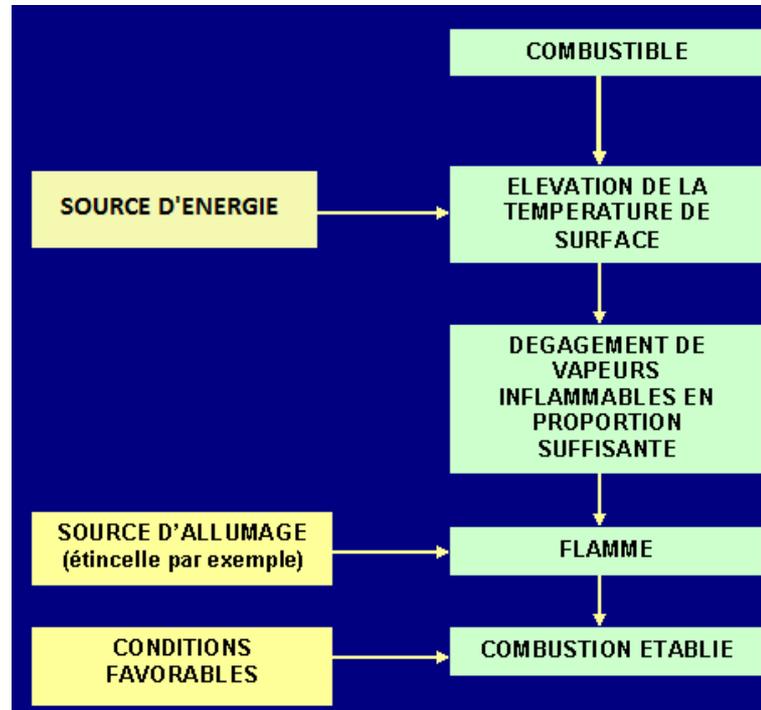


figure A5.1 – processus de combustion amorcée

### A5.3 – Vitesse de combustion, cas du bois

On a vu que les flammes de diffusion apparaissent dans la couche de mélange des vapeurs combustibles avec l'air, et non à la surface même du liquide ou du solide combustible. Entre les flammes et la surface les échanges de chaleur s'effectuent par convection et par rayonnement thermique, et non par conduction. Le rayonnement thermique est prédominant pour des surfaces enflammées plus grandes que 1 m<sup>2</sup>.

Pendant la combustion, à travers l'interface entre les flammes et la couche de vapeurs directement issue du liquide ou du solide combustible, la matière combustible se consume avec une vitesse appelée vitesse de combustion  $\dot{m}$  : quantité de masse de combustible disparaissant en 1s.

On a vu, dans l'article, que  $\dot{m}$  joue un rôle important dans le rendement de combustion du foyer de la cheminée.

Soit  $\varphi_F$  le flux thermique de la flamme vers la surface, en kW/m<sup>2</sup>. Soit  $q_F$  la puissance thermique transférée entre la flamme et le combustible solide ou liquide à travers la surface d'échange  $dS$ , on a par définition :

$$dq_F = \varphi_F dS$$

L'énergie fournie par la flamme, avec le flux  $\varphi_F$ , se répartit en :

- énergie nécessaire à la vaporisation du combustible, c'est-à-dire sa chaleur latente  $L_V$ ,
- énergie perdue vers l'extérieur par rayonnement, ou vers l'intérieur du combustible solide ou

liquide, par conduction, avec le flux  $\varphi_P$  :

$$dq_P = \varphi_P dS$$

Le bilan s'écrit donc :

$$q_F = q_P + \dot{m}L_V$$

d'où la vitesse de combustion :

$$\dot{m} (g/s) = \frac{\varphi_F - \varphi_P}{L_V} S \quad (A5.3)$$

Comme  $L_V$  est plus élevée pour les solides que pour les liquides, la relation (A5.3) montre que la vitesse de combustion des solides est plus faible que pour les liquides : les solides brûlent plus lentement que les liquides combustibles.

Si PC est le pouvoir calorifique du combustible, le débit calorifique est donné par :

$$DC (kW) = \dot{m} \times PC \quad (A5.4)$$

Les échanges de chaleur avec un combustible solide ou liquide, lors d'une combustion, sont schématisés sur la figure A5.2.

La vitesse de combustion  $\dot{m}$  dépend du combustible présent dans le bois, de l'épaisseur et de la surface des morceaux de bois au contact des flammes.

Lorsque le bois brûle, sa couche externe se transforme au bout d'un certain temps en charbon de bois. Or le charbon de bois est thermiquement plus isolant que le bois (environ 8 fois moins conducteur) : il va donc ralentir la combustion.

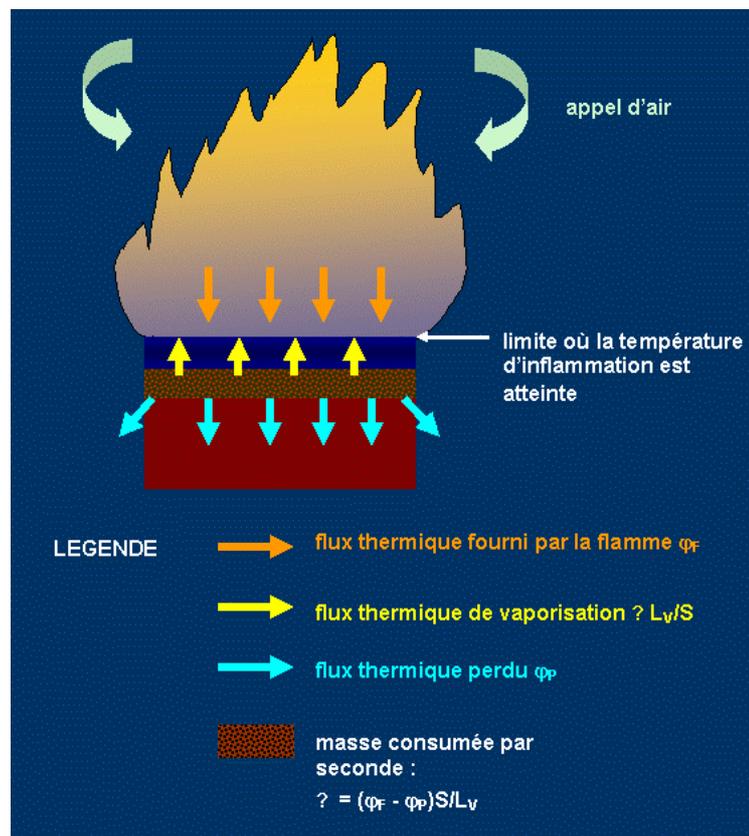


figure A5.2 – surface solide ou liquide en combustion

Par conséquent, de façon générale, la vitesse de combustion augmente au début de l'incendie puis, après avoir franchi un maximum, diminue de manière importante. Comme dans les

premières phases de combustion la surface de contact influence directement la vitesse de combustion (celle-ci augmente avec la surface donc lorsque les morceaux sont plus petits) et que les petites pièces sont le siège de pertes thermiques  $\varphi_p$  moins élevées, la courbe d'évolution de  $\dot{m}(t)$  est plus haute pour les petites pièces (copeaux de bois) que pour les grandes (bûches).

L'usage oriente le choix : pour un chauffage au feu de cheminée on cherche plutôt une combustion plus longue, donc une vitesse de combustion plus faible ; on emploiera donc de préférence des bûches. En revanche, pour un barbecue par exemple, on cherche une cuisson assez rapide et énergétique : on emploiera alors plutôt des bûchettes.

La figure A5.3 montre l'allure des courbes de vitesse de combustion du bois dans le cas de pièces importantes (bûches) et de pièces plus parcellisées (bûchettes). On atteint des maximums compris entre 0,09 kg/mn et 0,16 kg/mn.

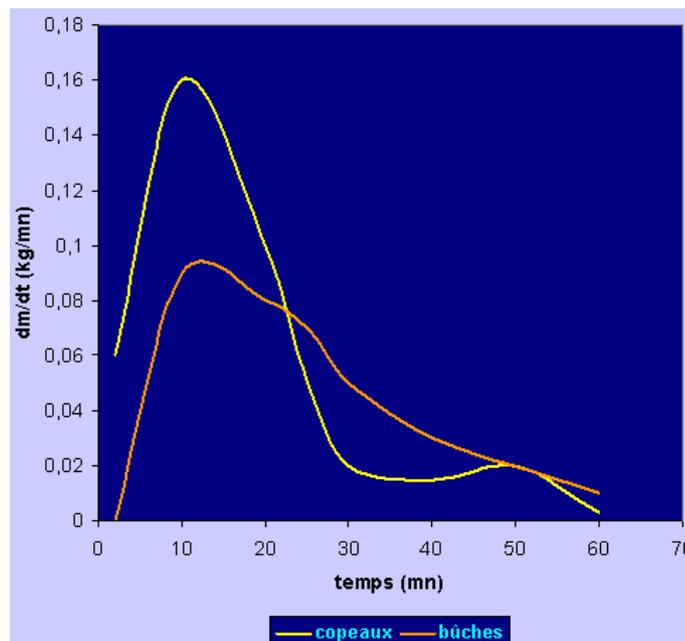


figure A5.3 – vitesse de combustion du bois, influence de la granulométrie

## Annexe 6 : évaluation de la fin du tirage dans une pièce fermée

Par le tirage, la masse d'air  $dm$  qui quitte la pièce est celle qui traverse le foyer où elle prend une masse volumique  $\rho'$  différente de celle dans la pièce à cause de la température plus élevée qui règne au foyer. Son débit volumique est  $Q$ . Pendant la durée  $dt$  la masse d'air évacuée est donc :

$$dm = -\rho' Q dt$$

Soit  $V$  le volume de l'air dans la pièce. La masse volumique de cet air a donc varié de :

$$d\rho' = dm/V = -\rho' Q dt/V$$

$Q$  étant supposé constant, la masse volumique de l'air prélevé et passant au foyer décroît alors au cours du temps selon :

$$\rho'(t) = \rho'_0 \exp(-Qt/V)$$

où  $\rho'_0$  est la masse volumique initiale. Dans le foyer l'air à la température  $T'$  et à la pression  $P'$  des fumées vérifie l'équation des gaz parfaits :

$$P'/\rho' = RT'/M$$

M étant la masse molaire de l'air. La pression de l'air passant par le foyer à cause du tirage évolue donc comme :

$$P'(t) = RT'\rho'_0/M. \exp(-Qt/V) \quad (T' \text{ supposée constante})$$

A l'instant initial  $t = 0$  on retrouve bien :  $P'_0 = RT'\rho'_0/M$ .

Le tirage cesse si la pression  $P'$  de l'air prélevé de la pièce et qui passe par le foyer est égale à la pression extérieure à la sortie du conduit de cheminée :  $P'(t) = P_{\text{ext}}$ , ce qui arrive au bout d'une durée  $t_m$  :

$$t_m = \frac{V}{Q} \ln \left( \frac{R}{M} \frac{\rho'_0 T'}{P_{\text{ext}}} \right) \quad (\text{A6.1})$$

c'est l'équation (7) dans le texte. Comme  $P'_0 = RT'\rho'_0/M$ , elle peut se réécrire :

$$t_m = \frac{V}{Q} \ln \frac{P'_0}{P_{\text{ext}}} \quad (\text{A6.2})$$

qui n'a de sens que si  $P'_0 > P_{\text{ext}}$  (la pression au foyer doit être supérieure à la pression extérieure, et c'est effectivement le cas puisque la densité au foyer est plus petite que la densité de l'air extérieur). En outre, ces deux pressions sont très proches, comme c'est souvent le cas pour une cheminée (ce serait différent pour une chaudière !), il s'ensuit que  $t_m$  est très petit : l'arrêt du tirage est quasi instantané.

## **Annexe 7 : évaluation de l'accroissement de la température d'une pièce chauffée par l'âtre d'une cheminée**

Le foyer de la cheminée transfère sa chaleur à la pièce, et chauffe celle-ci, principalement par rayonnement thermique et, dans une moindre mesure, par convection.

La puissance de combustion  $W$  développée par le pouvoir calorifique du combustible  $PC$  est égale à :

$$W = \dot{m} \times PC = W'' + W' + \Delta W$$

avec:

- $W''$  puissance de chauffage de la pièce
- $W'$  puissance perdue par les fumées (à cause du tirage)
- $\Delta W$  puissance des pertes thermiques dans les matériaux de l'âtre et de la cheminée

On a vu dans l'article que la puissance perdue par les fumées dans le conduit est directement liée au débit de tirage  $Q$  :

$$W' = \rho'(T')c'_p \Delta T'.Q$$

où  $\rho'$  masse volumique des fumées,  $c'_p$  leur chaleur spécifique,  $\Delta T' = T' - T_0$  différence de température des fumées et de l'air extérieur.

La puissance thermique transmise à la pièce  $W''$  a une composante radiative  $W_R$  et convective  $W_C$  :

$$W'' = W_R + W_C$$

Chacune de ces puissances se transmet au fluide (l'air) animé d'une vitesse  $v$  à travers une

surface d'échange  $dS$  par un débit d'enthalpie massique  $h$ , définissant un courant thermique  $\mathbf{J}_Q$  tel que :

$$dW = \rho h \mathbf{v} \cdot n dS = \mathbf{J}_Q \cdot n dS \text{ (en W)}$$

où le vecteur courant est :

$$\mathbf{J}_Q = \rho h \mathbf{v} \text{ (en W/m}^2\text{)}$$

( $\rho$  : masse volumique du fluide – ici l'air de la pièce – où s'effectue le transfert).

### A7.1 – Cas de la convection le long d'une paroi

Une paroi, ou une surface fermée ou non, séparant un milieu fluide d'une source de chaleur, portée à la température pariétale  $T_P$ , transmet de la chaleur au fluide du milieu à la température  $T_m$ , animé d'une vitesse  $\mathbf{v}$  (figure A7.1). Au voisinage de la paroi, et sur une épaisseur  $\delta$ , le régime d'écoulement du fluide est laminaire et est celui d'une couche limite (car les effets de viscosité sont importants). A des distances supérieures à  $\delta$  ( $z > \delta$ ) le régime est turbulent.

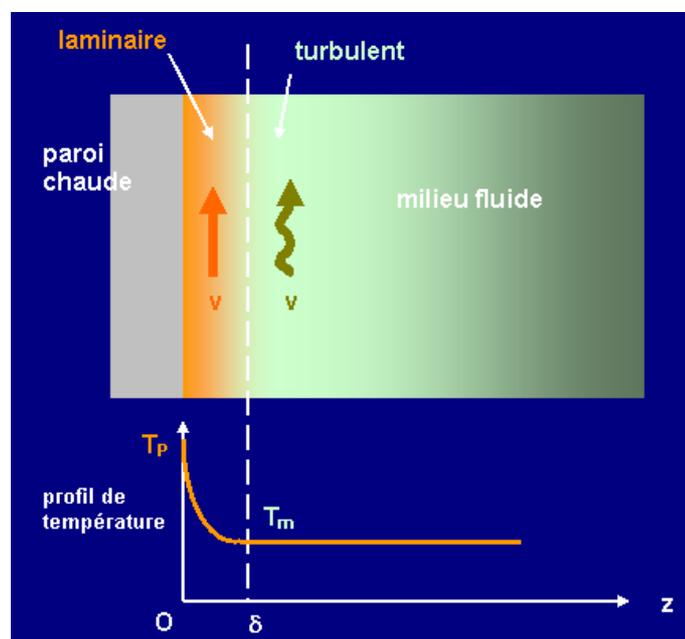


figure A7.1 – transfert convectif

Dans le solide  $z < 0$  le courant thermique est produit par la conduction thermique :

$$J_Q (z < 0) = -\lambda_S (\partial T / \partial z)_0$$

où  $\lambda_S$  conductivité thermique du solide.

Dans la couche limite  $0 < z < \delta$ , il devient :

$$J_Q (0 < z < \delta) = -\lambda_F (\partial T / \partial z)_0$$

où  $\lambda_F$  conductivité thermique du fluide.

Or au premier ordre on a :

$$(\partial T / \partial z)_0 \approx (T_m - T_P) / \delta$$

d'où pour le courant côté fluide :

$$J_Q = \lambda_F (T_m - T_P) / \delta \equiv h_0 (T_P - T_m) \text{ (A7.1)}$$

avec  $T_p > T_m$  et  $h_0 = \lambda_F / \delta$  coefficient de transfert thermique convectif à la paroi (en  $W/m^2/K$ ).  
 La quantité de chaleur échangée par convection entre une paroi chaude et un fluide en mouvement plus froid est  $dQ_C = W_C dt$  avec  $W_C = J_Q dS$ .

D'après (A7.1) on a donc :

$$dQ_C = h_0 S (T_p - T_m) dt \quad (A7.2)$$

En pratique, la relation n'est pas strictement linéaire ; d'après la **loi de Dulong et Petit**, on a :

$$W_C = 0,552 KS (T_p - T_m)^{1,233} \quad (\text{en cal/h}), S \text{ étant en m}^2$$

K varie avec la forme de la surface :

- plan vertical de hauteur H :  $K = 1,764 + 0,636/H^{1/2}$
- sphère de rayon R :  $K = 1,778 + 0,13/R$
- cylindre horizontal de rayon R :  $K = 2,058 + 0,0382/R$

$h_0$  dépend aussi de la vitesse  $v$  du fluide (en m/s) :

- air le long d'une paroi plane et polie : vent  $v \leq 5$  m/s  $\rightarrow h_0 = 5,6 + 4v$  ; vent  $v > 5$  m/s  $\rightarrow h_0 = 7,12v^{0,78}$
- air le long d'un mur plan : vent  $v \leq 5$  m/s  $\rightarrow h_0 = 6,2 + 4,2v$  ; vent  $v > 5$  m/s  $\rightarrow h_0 = 7,52v^{0,78}$
- eau dans un conduit : laminaire  $\rightarrow h_0 = 350$  à  $580$  ; turbulent  $\rightarrow h_0 = 350 + 2100v^{1/2}$
- eau dans une chaudière :  $h_0 = 580$  à  $2300$
- eau turbulente dans une chaudière :  $h_0 = 2300$  à  $4700$
- eau bouillante dans un conduit :  $h_0 = 4700$  à  $7000$
- eau bouillante sur une plaque métallique :  $h_0 = 3500$  à  $5800$ .

## A7.2 – Cas du transfert par rayonnement

La puissance est donnée par la loi de Stefan-Boltzmann :

$$dW_R (W) = \varepsilon \sigma (T_p^4 - T_m^4) dS$$

où  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2/K^4$  constante de Stefan,  $\varepsilon \leq 1$  émissivité de la source.

la quantité de chaleur transmise par rayonnement à travers la surface S pendant la durée dt est donc :

$$dQ_R = W_R dt = \varepsilon \sigma S (T_p^4 - T_m^4) dt \quad (A7.3)$$

En pratique, on a la loi de Dulong et Petit :

$$W_R (\text{cal/h}) = dQ_R/dt = 124,72 K' S \alpha^{T_m} (\alpha^{T_p - T_m} - 1)$$

avec:  $\alpha = 1,0077$ , S en  $m^2$ , K' coefficient de radiation qui dépend de la nature de la source:

- |                          |                             |
|--------------------------|-----------------------------|
| • huile : $K' = 7,24$    | • tôle : $K' = 2,77$        |
| • eau : $K' = 5,31$      | • tôle polie : $K' = 0,45$  |
| • fonte : $K' = 3,36$    | • laiton poli : $K' = 0,24$ |
| • peinture : $K' = 3,71$ | • cuivre : $K' = 0,16$      |

### A7.3 – échauffement de la pièce par rayonnement thermique émis par le foyer de la cheminée

Pour un foyer très important on peut estimer que le transfert thermique se fait principalement par rayonnement. Celui-ci contribue à élever la température d'un volume  $dV$  de la pièce suite à l'accroissement de son enthalpie :

$$dW \approx dW_R = \sigma (T_F^4 - T^4) = \rho c_p (dT/dt) dV$$

où :

- $T_F$  température du foyer, joue le rôle de la température pariétale  $T_P$  qui intervient dans (A7.3) ;
- $T$  température ambiante de la pièce (évolue au cours du temps à cause de l'échauffement) ;
- $\rho$  masse volumique de l'air ambiant de la pièce (supposée constante) ;
- $c_p$  chaleur spécifique de l'air ambiant de la pièce.

En ordre de grandeur,  $T$  et  $T_F$  sont proches (cela sera d'ailleurs vérifié plus loin lorsque nous calculerons  $T_F$ ), il s'ensuit que  $dW_R$  est à peu près égal à :

$$dW \approx \sigma T_F^3 (T_F - T) dS = \sigma T_F^3 \Delta T dS = -\rho c_p V d\Delta T / dt$$

où l'on a noté  $\Delta T = T_F - T$ , que l'on intègre comme suit, avec comme condition initiale  $\Delta T = T_F - T_0 = \Delta T_0$  pour  $t = 0$  :

$$\left. \begin{array}{l} T(t) = T_F - (T_F - T_0) \exp(-t/\tau) \\ \text{avec:} \\ \tau = \frac{\rho c_p V}{\sigma S T_F^3} \end{array} \right\} \quad (\text{A7.4})$$

L'allure de la courbe d'échauffement de la pièce (A7.4) est sur la figure 3 du texte principal. La température maximale est atteinte d'autant plus rapidement ( $\tau$  petit) que : le volume  $V$  de la pièce est petit, que la surface d'échange  $S$  au niveau du foyer est grande, que la température du foyer est grande.

### A7.4 – Évaluation de la température du foyer

Dans la relation (A7.4) il faut connaître la température  $T_F$  du foyer.

En supposant que la source thermique (la combustion au foyer) émet la chaleur essentiellement par rayonnement, on pose que, au niveau de l'âtre, via la surface d'échange  $S$  avec la pièce,  $T_F$  est la température d'équilibre vis-à-vis de l'énergie de combustion  $W$  fourni par le bois, donc :

$$\sigma S T_F^4 = W = \eta \dot{m} PC - \Delta W$$

où  $\eta$  est le rendement de combustion,  $\dot{m}$  la vitesse de combustion du bois (annexe 5),  $PC$  le pouvoir calorifique supérieur du bois et  $\Delta W$  les pertes de puissance thermique dues aux divers obstacles et parois de la cheminée qui retiennent une partie de la chaleur par conduction interne dans leurs matériaux. D'où :

$$T_F = \left( \frac{\eta \dot{m} PC - \Delta W}{\sigma S} \right)^{1/4} \quad (\text{A7.5})$$

On s'aperçoit que la température du foyer, la source thermique qui va effectivement chauffer la pièce, est d'autant plus élevée que :

- le rendement de combustion est bon,
- la vitesse de combustion est élevée,
- le pouvoir calorifique du bois est élevé,
- les pertes sont faibles
- la surface d'échange entre le foyer et l'extérieur (la pièce) est petite (en effet, si elle est grande la source se refroidit plus vite).

Une évaluation numérique est donnée dans le texte principal.

### **A7.5 – Linéarisation de la loi d'échauffement de la pièce**

Dans l'expression (A7.4), pour de courtes durées  $t$ , on peut assimiler la courbe à une droite tant que  $t < \tau$  :

$$T(t) \approx T_F - (T_F - T_0)(1 - t/\tau)$$

Compte tenu de (A7.5) on obtient :

$$T(t) \approx T_0 + \frac{\dot{\eta} m PC - \Delta W}{\rho c_p V} t \quad (\text{A7.6})$$

Le gradient de montée en température est :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{\eta} m PC - \Delta W}{\rho c_p V} \quad (\text{A7.7})$$

On s'aperçoit alors aussi que la pièce se chauffe d'autant plus rapidement que :

- le rendement est bon
- la vitesse de combustion du bois est élevée
- le pouvoir calorifique du bois est élevé
- les pertes sont faibles
- le volume de la pièce est petit

Dans tout ce qui précède, on a supposé implicitement que  $W$  est constante. C'est faux en réalité, puisque l'on a vu en annexe 5 que  $\dot{m}$ , et par suite  $Q$ , est variable.

### **Bibliographie sommaire**

- G. Monnot, A. Fengier, F. Le Bouc, F. Mauss, C. Meyer, E. Perthuis, G. De Soete : *La combustion dans les fours et les chaudières* – éditions Technip
- Robert Perrin, Jean-Pierre Scharff : *Chimie industrielle* – Masson, 1997
- Michel Feidt : *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés* – éd. Tecdoc, 1996
- Jean-Marie Dorlot, Jean-Paul Baïlon, Jacques Masounave : *Des matériaux* – éd. Tecdoc, éditions de l'École Polytechnique de Montréal, 1986
- Samuel Belakhowsky : *Introduction aux combustibles et à la combustion* – éd. Tecdoc 1978
- Xavier Deglise, André Donnot : *Bois énergie* – Techniques de l'Ingénieur BE 8 535
- Wikipedia : *Bois énergie* – <http://fr.wikipedia.org>
- Jean-Claude Guibet : *Carburants liquides* – Techniques de l'Ingénieur BE 8 545
- Jean Parisot : *Conception et calcul des chaudières* – Techniques de l'Ingénieur B 1460 et B 1463
- Yann Rogaume : *Production de chaleur à partir du bois* – Techniques de l'Ingénieur BE 8 747
- sur le chauffage au bois et les cheminées, site

<http://energie.wallonie.be/energieplus/CDRom/chauffage/concevoir>

- sur le comportement du bois au feu, site <http://www.crit.archi.fr/Web%20Folder/bois>
- D. Dalmazzone, J-C. Laforest, J-M. Petit : *Application of Thermochemical Energy Hazard Criteria to the Prediction of Lower Flammability Limits of Hydrocarbons in Air* – Oil & Gas Science and Technology, rev. IFP, vol. 56 (2001), n°4, pp. 365-372
- Union Régionale des Conseils d'Architectute d'Urbanisme et de l'Environnement d'Ile-de-France: *ABCdaire du particulier : cheminée* – site <http://www.archi.fr/URCAUE-IDF/abcdaire>
- Jean-Michel Petit, Jean-Louis Poyard : *Les mélanges explosifs, partie 1 : gaz et vapeurs* – INRS (Institut National de Recherche et de Sécurité), ED 911, décembre 2004, site : <http://www.inrs.fr>
- Association des établissements cantonaux d'assurance maladie : *Directive de protection incendie : installations thermiques* – VKF/AEAI/AICAA, Berne 2003 – voir aussi <http://ppionline.vkf.ch>
- Franck Gauthier : *Conduits de fumée : modernisation des règles du jeu* – Qualité Construction n°96, mai-juin 2006.