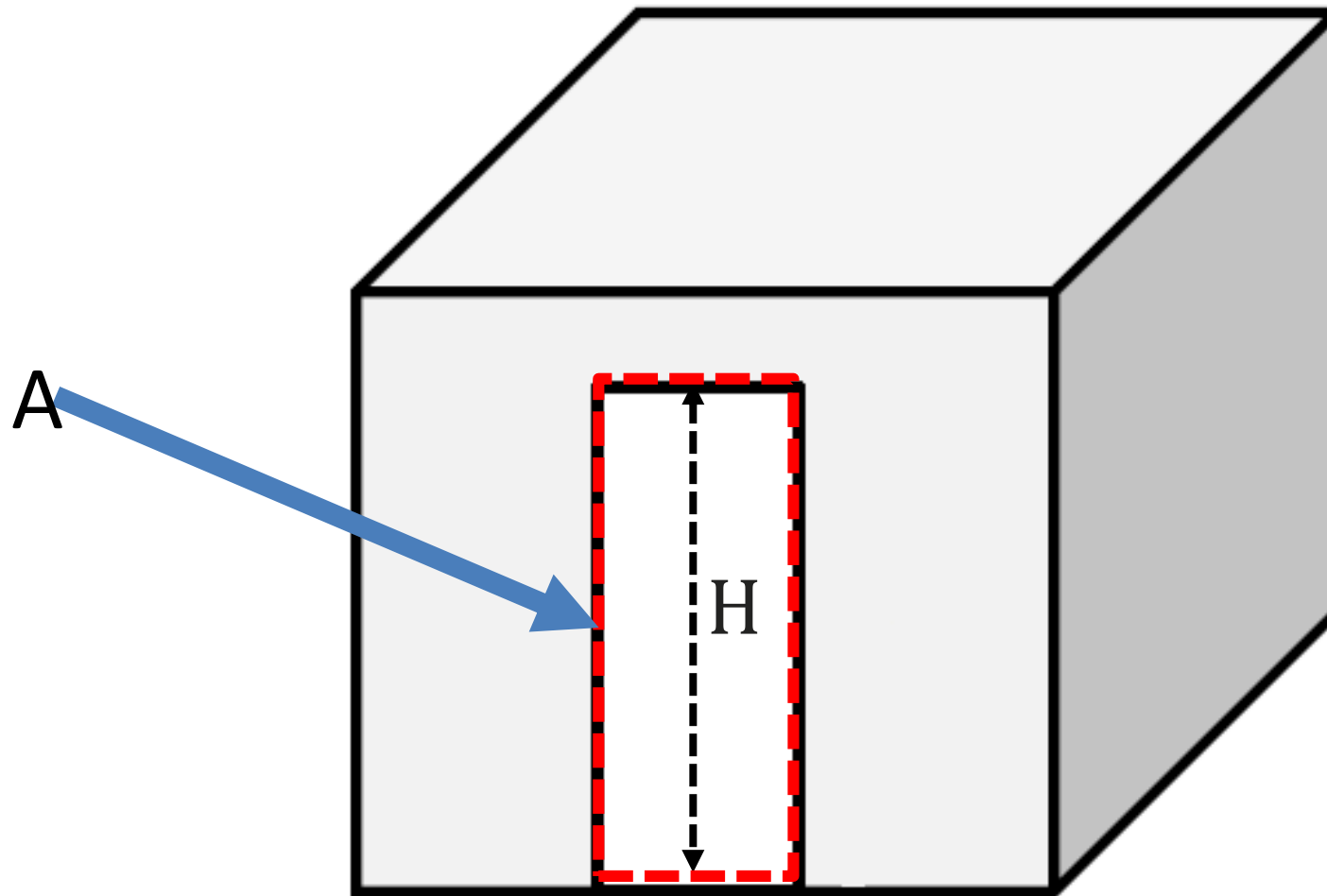


Analyse sur les feux de compartiment à ouvertures multiples

Par Rabah Mehaddi



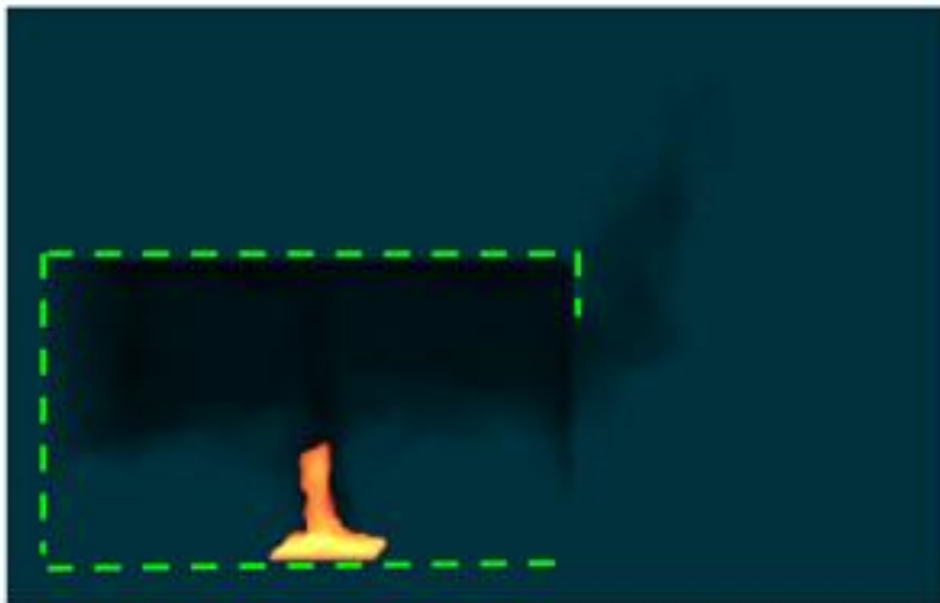
Cas de référence

- Configuration géométrique simplifié
- Ouverture porte de hauteur H et de surface A
- Feu placé au centre du local

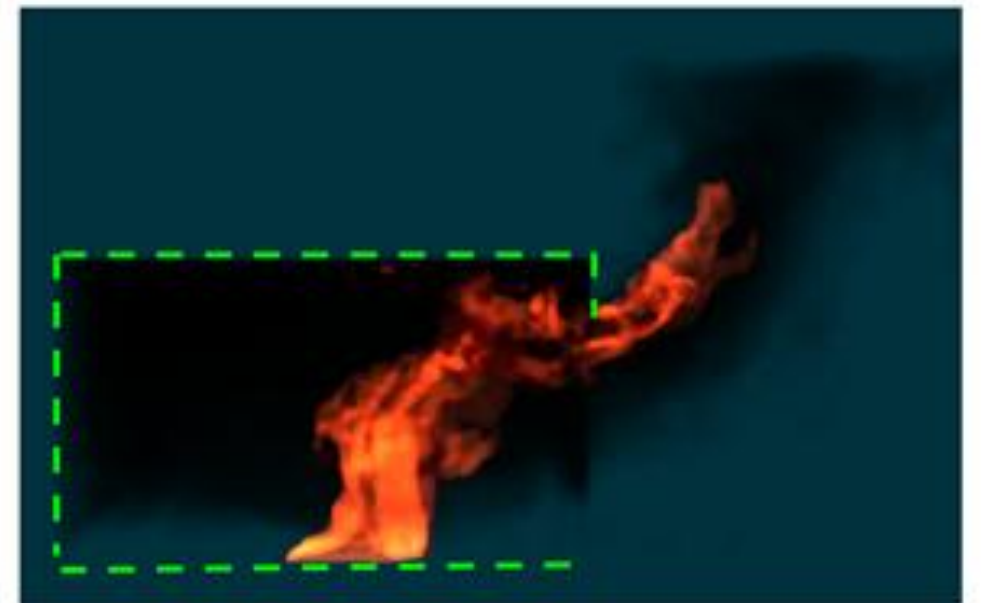
Régimes de combustion

D'après les travaux pionniers de Kawagoe et de Thomas, il existe deux régimes principaux:

- Régime bien ventilé (Régime II d'après Thomas) contrôlé par la quantité de combustible dans le compartiment.
- Régime sous-ventilé (Régime I d'après Thomas) contrôlé par la quantité d'air entrant par les ouvrants



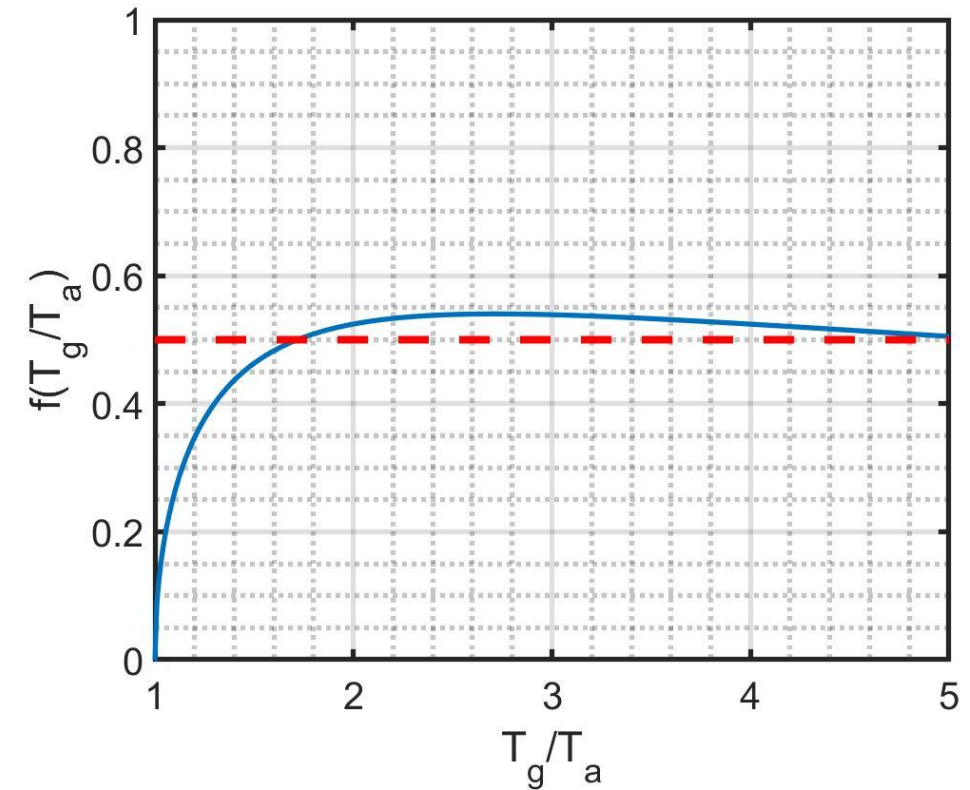
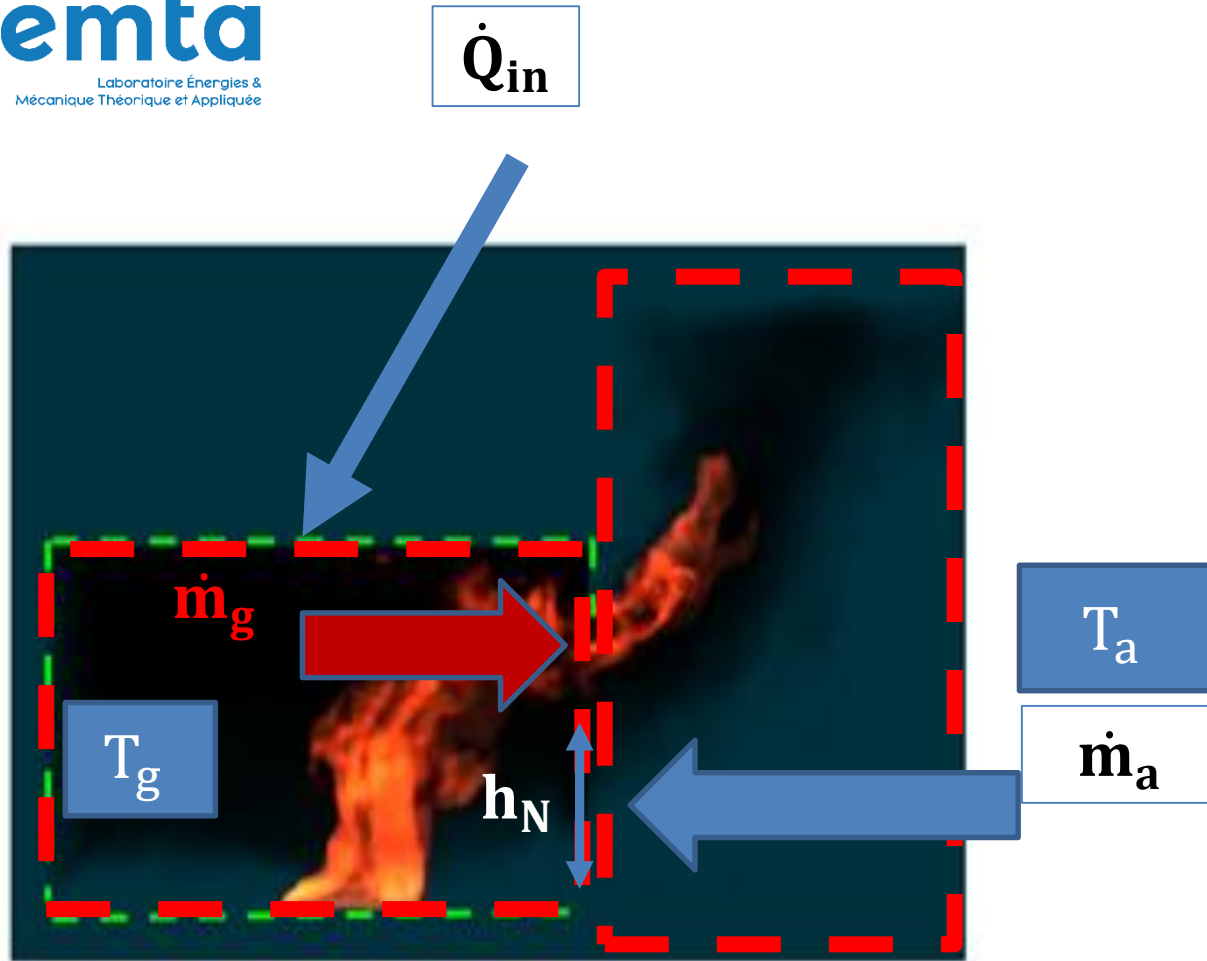
Régime bien ventilé



Régime sous-ventilé

Pour calculer la puissance du feu, on utilise généralement

- ❑ $\dot{Q} = \Delta h_c \dot{m}_c$ pour le Régime II
- ❑ $\dot{Q} = \Delta h_{air} \dot{m}_{air}$ Pour le Régime I



Le débit d'air atteint une valeur maximale

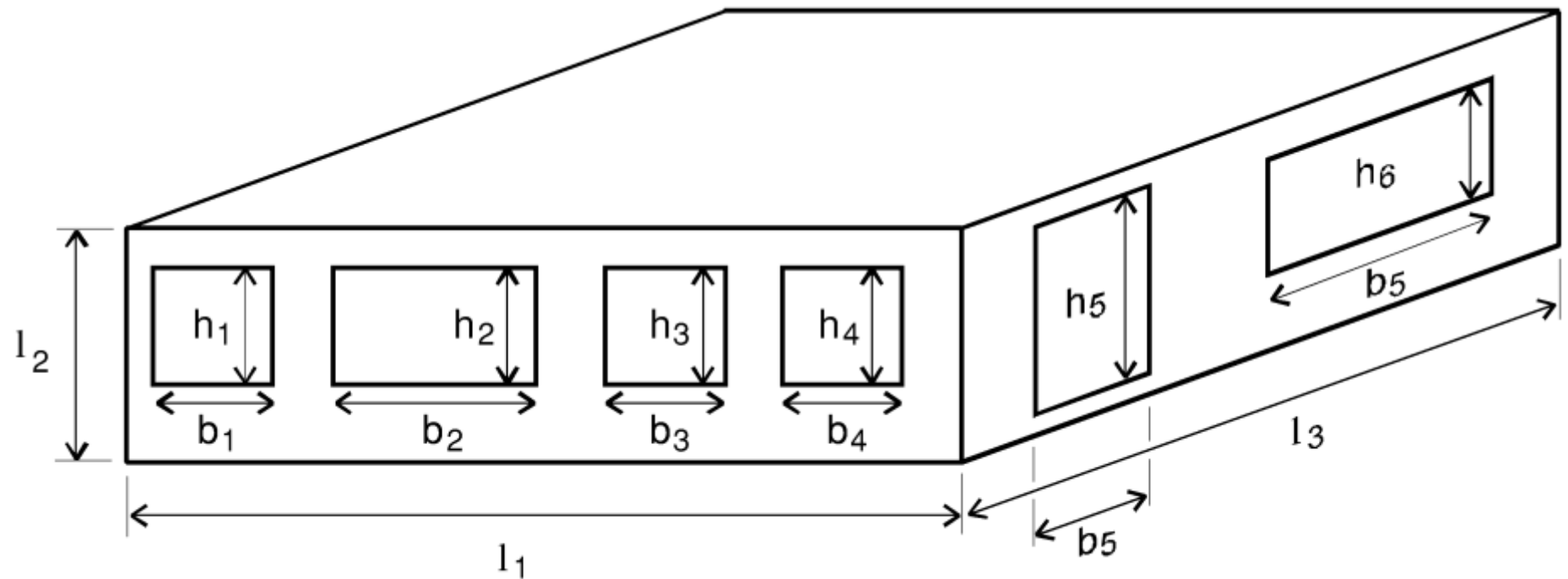
$$\dot{m}_a \approx 0.5A \sqrt{H} \text{ pour } \frac{T_g}{T_a} > 1.6$$

En supposant que tout l'air entrant dans le compartiment se mélange avec le combustible et réagit intégralement avec lui, il est possible de calculer la puissance du feu comme suit

$$\dot{Q}_{in} = (0.23 \times \dot{m}_a) \Delta H_{O_2} = 1500 A \sqrt{H} \text{ où } \Delta H_{O_2} = 13.1 \text{ MJ/kg}$$

$$A_{tot} = \sum_i A_i$$

$$H_{tot} = \sum_i (A_i H_i)$$



D'après Pettersson et al. et Magnusson et al, on peut définir un facteur de ventilation generalisé:

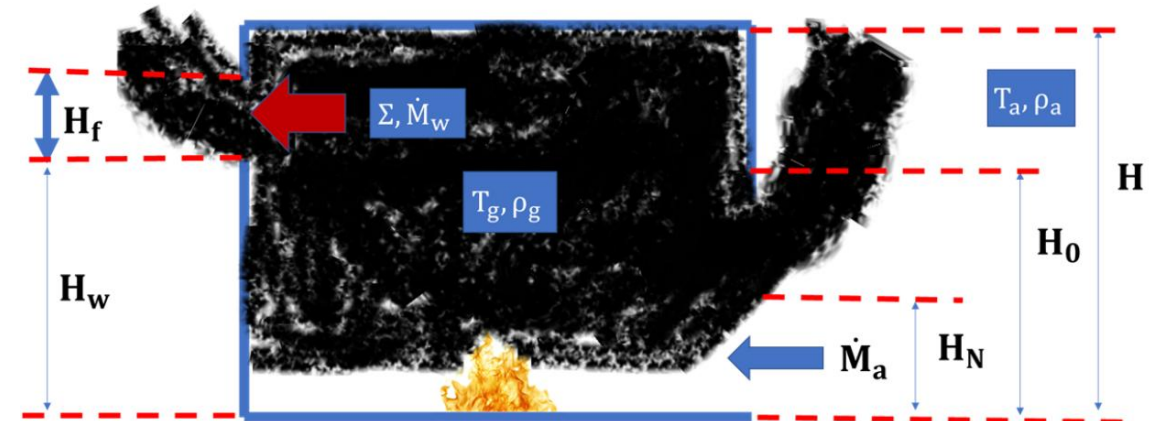
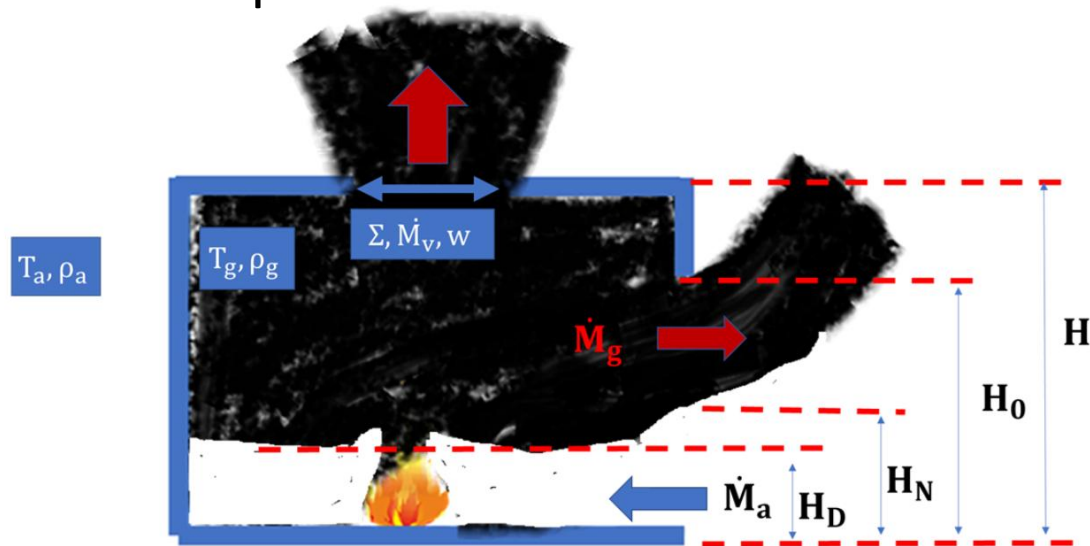
$$(A\sqrt{H})_{tot} = \left(\sum_i \sqrt{A_i} \right) \left(\sum_i \sqrt{A_i H_i} \right)$$

Ainsi la puissance interne maximale est de l'ordre de $1500 (A\sqrt{H})_{tot}$.

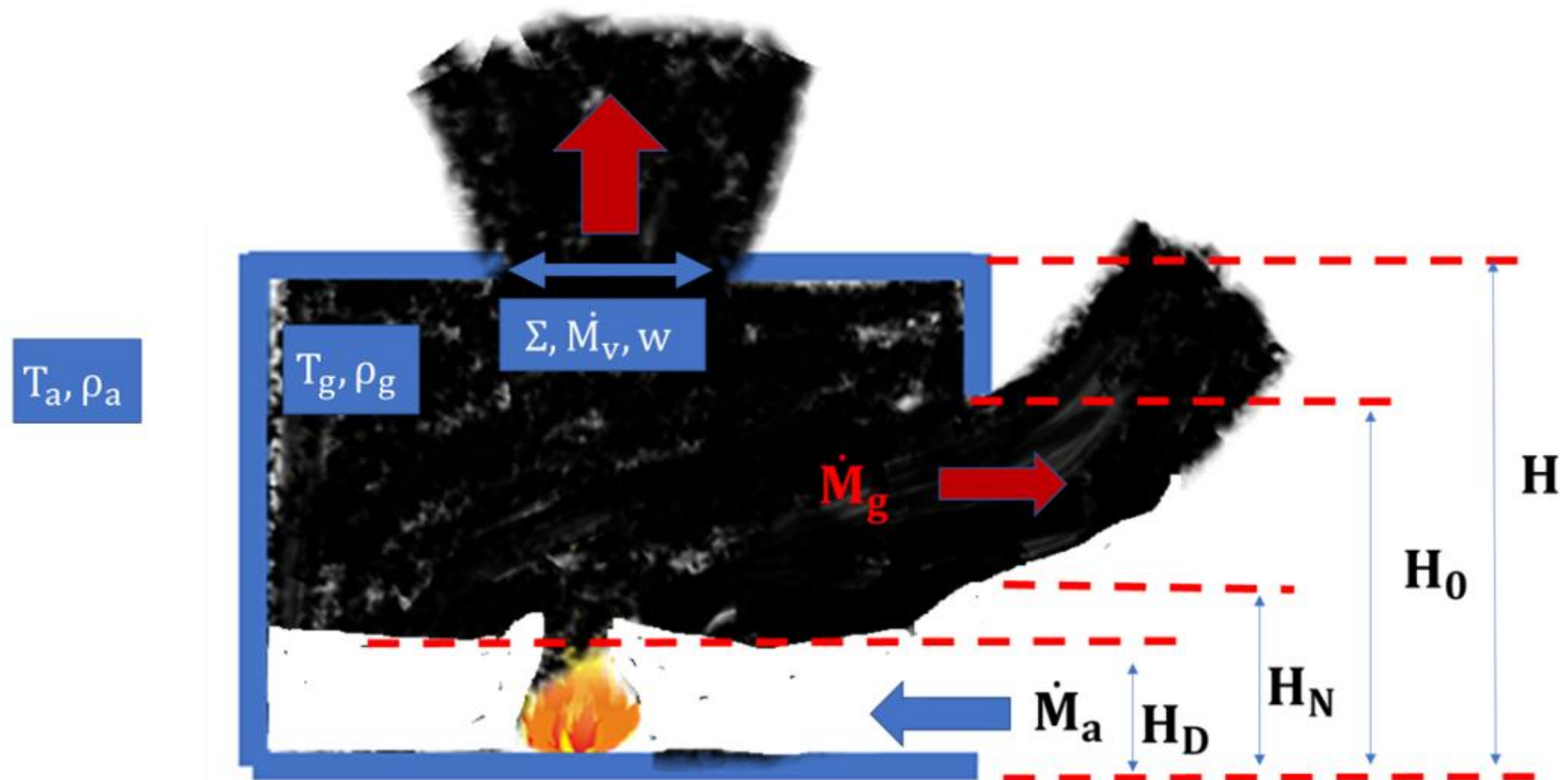
La relation proposée par Pettersson et al. et Magnusson et al. suppose que tous les ouvrants jouent des rôles symétriques. C'est le cas pour un compartiment avec plusieurs portes.

On peut distinguer deux situations où cette hypothèse est mise en défaut, à savoir :

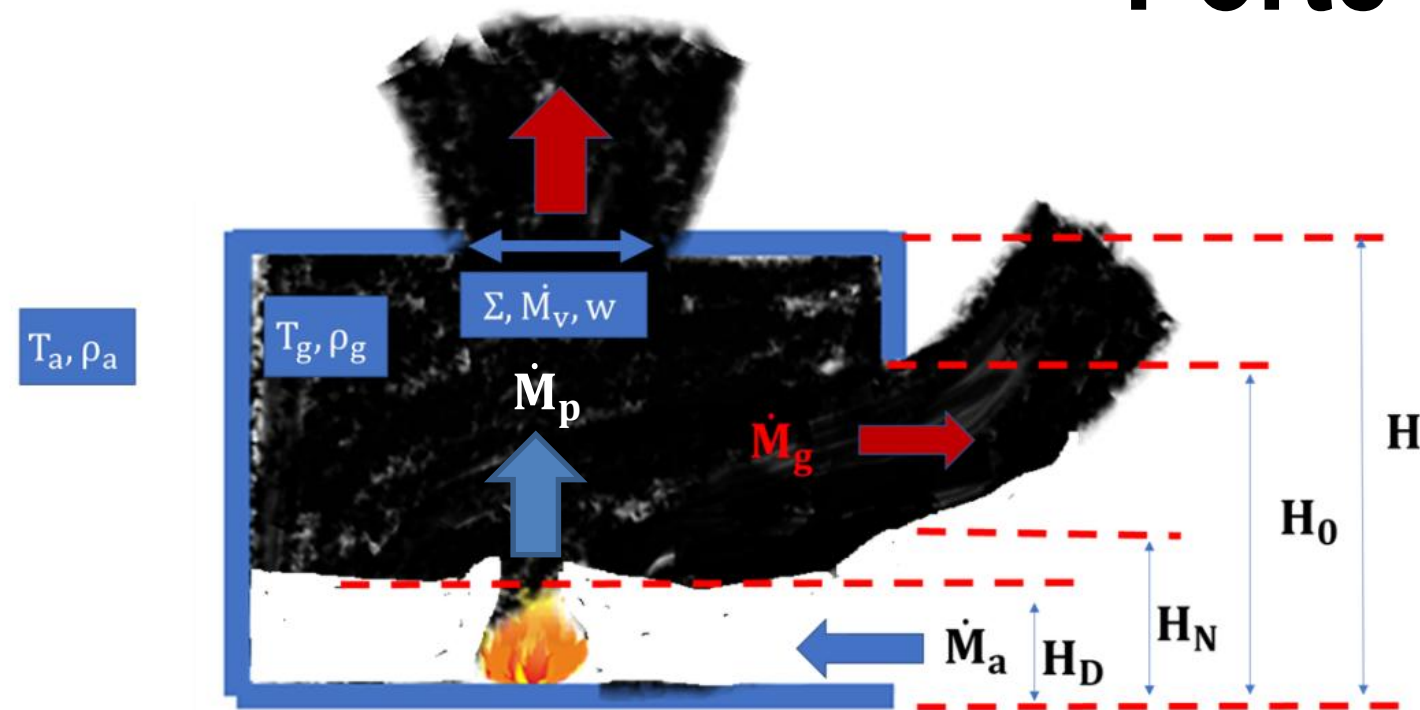
- une porte et une fenêtre ;
- une porte et un exutoire.



**Est-ce que cette relation reste valable même dans ces conditions moins favorables ?
 Reste-t-elle, à tout le moins, conservative ?**



Dans la suite, on focalisera sur le cas d'une porte avec un exutoire.



Débit à l'exutoire:

$$\dot{M}_v = C_d \Sigma \rho_g \sqrt{\frac{2(\rho_a - \rho_g)g(H - H_N)}{\rho_g}}$$

Débits de fumées et d'air à la porte

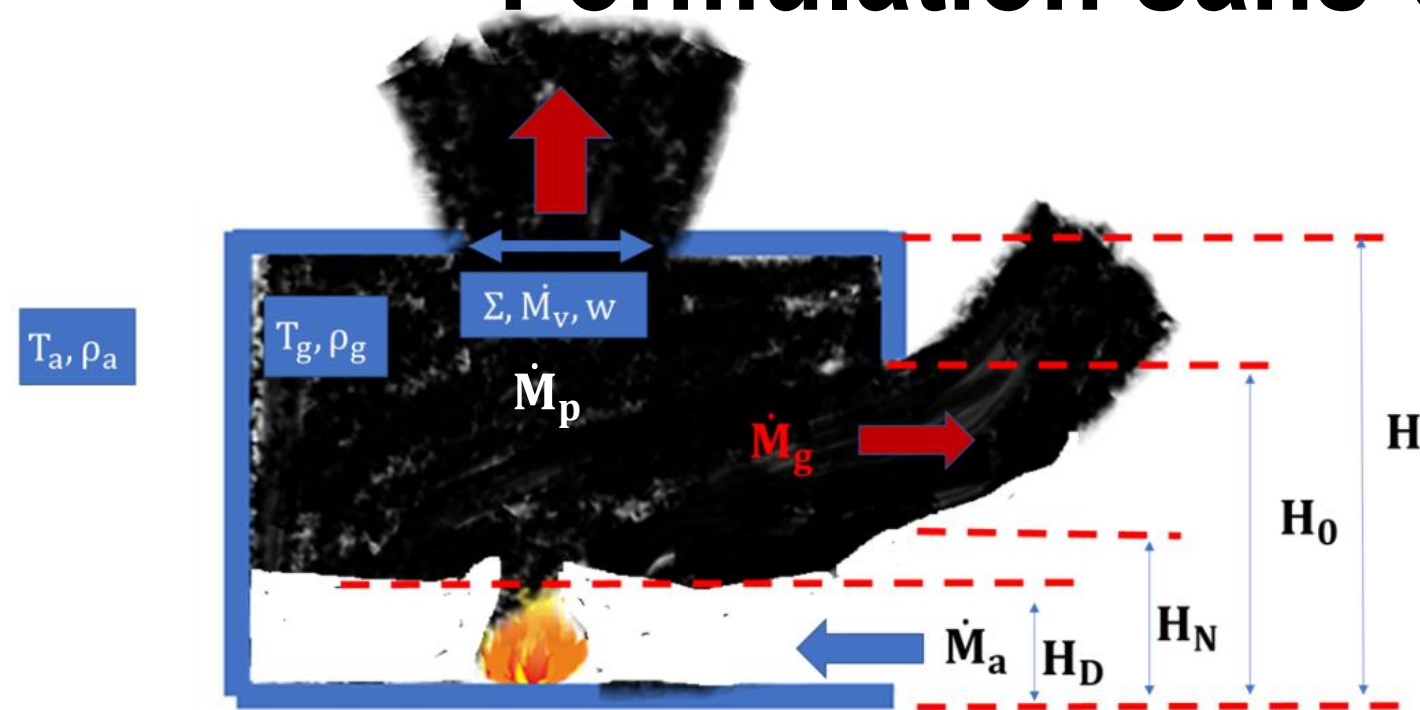
$$\dot{M}_g = \frac{2}{3} C_d \frac{A}{H_0} \rho_g \sqrt{2g \left(\frac{\rho_a - \rho_g}{\rho_g} \right) (H_0 - H_N)^{3/2}}$$

$$\dot{M}_a = \frac{2}{3} C_d \frac{A}{H_0} \rho_a \sqrt{2g \left(\frac{\rho_a - \rho_g}{\rho_a} \right) \sqrt{H_N - H_D} \left(H_N + \frac{1}{2} H_D \right)}$$

Débits du panache de fumées

$$\dot{M}_p = \frac{2}{9} \left(\frac{\rho_a^2 g}{C_p T_a} \right)^{1/3} Q_p^{1/3} H_D^{5/3}$$

Formulation sans-dimension



Pour rendre le système précédent sans dimension, nous introduisons les variables suivantes

- Ratio géométrique $h_N = H_N/H_0$, $h = H/H_0$, $h_D = H_D/H_0$, $\omega = W/H_0$ où W est la largeur de la porte.
- Température/densité adimensionnelle: $Y = T_g/T_a = \rho_a/\rho_g$
- Puissance sans-dimension: $Q^* = \frac{\dot{Q}}{\rho_a c_p T_a g^{1/2} A H_0^{1/2}}$.

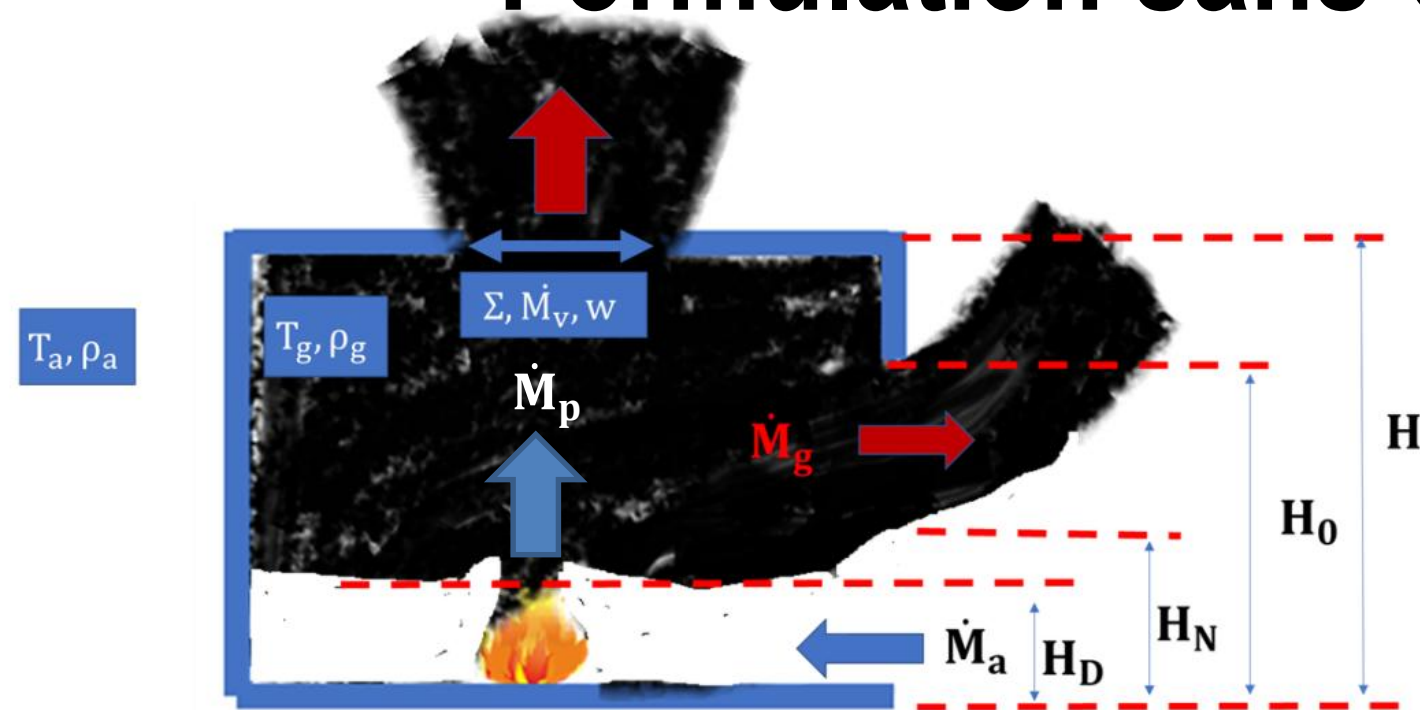
Les débits deviennent:

$$\dot{m}_p = \frac{2}{9} \frac{h_D^{5/3} Q^{*1/3}}{\omega^{2/3}},$$

$$\dot{m}_a = \frac{1}{3} \frac{\sqrt{Y-1}}{\sqrt{Y}} \sqrt{h_N - h_D} (2h_N + h_D)$$

$$\dot{m}_v = \varepsilon \frac{\sqrt{Y-1}}{Y} \sqrt{h - h_D},$$

$$\dot{m}_g = \frac{2}{3} \frac{\sqrt{Y-1}}{Y} (1 - h_N)^{3/2}.$$



Pour rendre le système précédent sans dimension, nous introduisons les variables suivantes

- Ratio géométrique $h_N = H_N/H_0$, $h = H/H_0$, $h_D = H_D/H_0$, $\omega = W/H_0$ où W est la largeur de la porte.
- Température/densité adimensionnelle: $Y = \frac{T_g}{T_a} = \frac{\rho_a}{\rho_g}$
- Le rapport des surface exutoire/porte: $\varepsilon = \Sigma/A$
- Puissance sans-dimension: $Q^* = \frac{\dot{Q}}{\rho_a c_p T_a g^{1/2} A H_0^{1/2}}$.

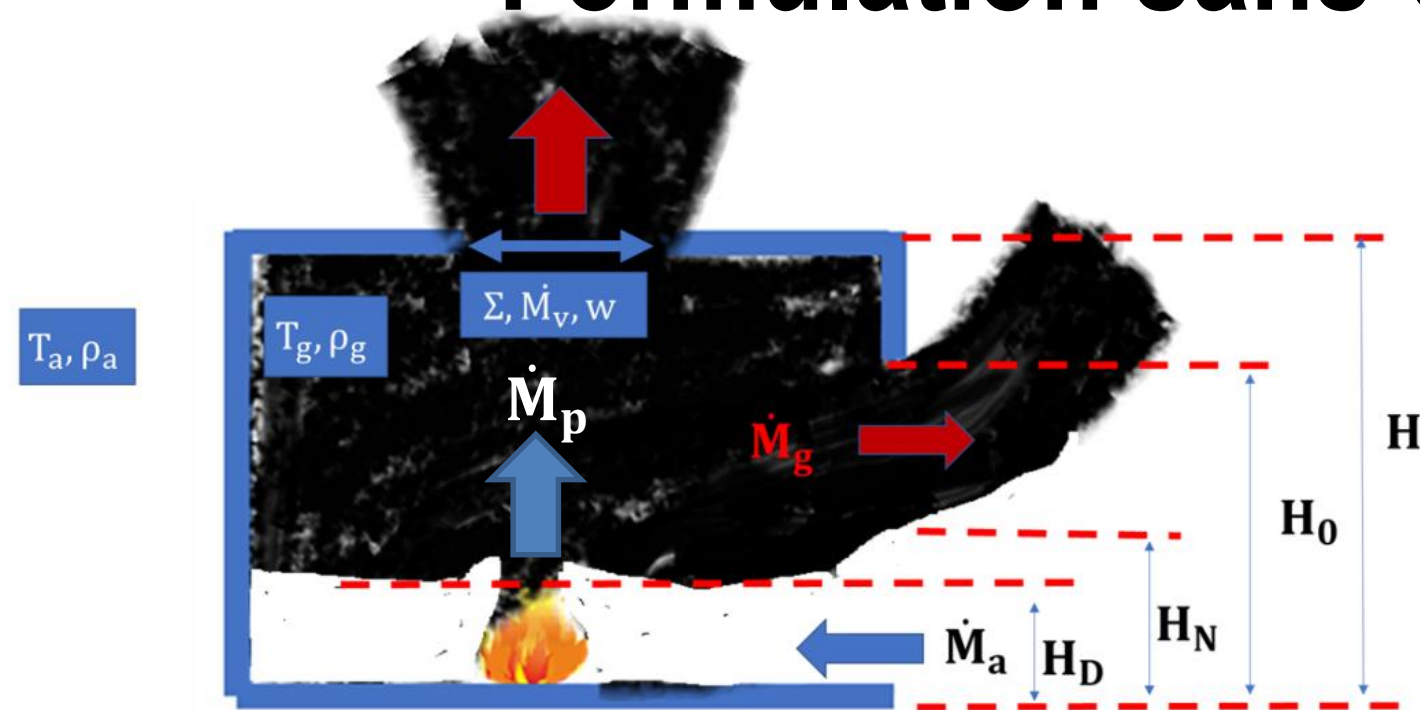
Les débits deviennent:

$$\dot{m}_p = \frac{2 h_D^{5/3} Q^{*1/3}}{9 \omega^{2/3}},$$

$$\dot{m}_a = \frac{1}{3} \frac{\sqrt{Y-1}}{\sqrt{Y}} \sqrt{h_N - h_D} (2h_N + h_D)$$

$$\dot{m}_v = \varepsilon \frac{\sqrt{Y-1}}{Y} \sqrt{h - h_D},$$

$$\dot{m}_g = \frac{2}{3} \frac{\sqrt{Y-1}}{Y} (1 - h_N)^{3/2}.$$



Par conservation du débit massique, les équations à résoudre sont

$$\dot{m}_a = \dot{m}_g + \dot{m}_v,$$

$$\dot{m}_p = \dot{m}_g + \dot{m}_v.$$

En remplaçant les expressions des débits, on écrit

$$\frac{1}{3} \frac{\sqrt{Y-1}}{\sqrt{Y}} \sqrt{h_N - h_D} (2h_N + h_D) = \frac{2}{3} \frac{\sqrt{Y-1}}{Y} (1 - h_N)^{3/2} + \varepsilon \frac{\sqrt{Y-1}}{Y} \sqrt{h - h_D},$$

$$\frac{2}{9} \frac{h_D^{5/3} Q^{*1/3}}{\omega^{2/3}} = \frac{2}{3} \frac{\sqrt{Y-1}}{Y} (1 - h_N)^{3/2} + \varepsilon \frac{\sqrt{Y-1}}{Y} \sqrt{h - h_D}.$$

On cherche une solution de la forme suivante

$$h_N(\varepsilon) = h_{N0} + \varepsilon h_{N1} + O(\varepsilon^2),$$

$$h_D(\varepsilon) = h_{D0} + \varepsilon h_{D1} + O(\varepsilon^2).$$

On distingue deux situations: Régime I: Interface haute $h_{D0} \approx 1$
 Régime II: interface basse $h_{D0} \ll 1$

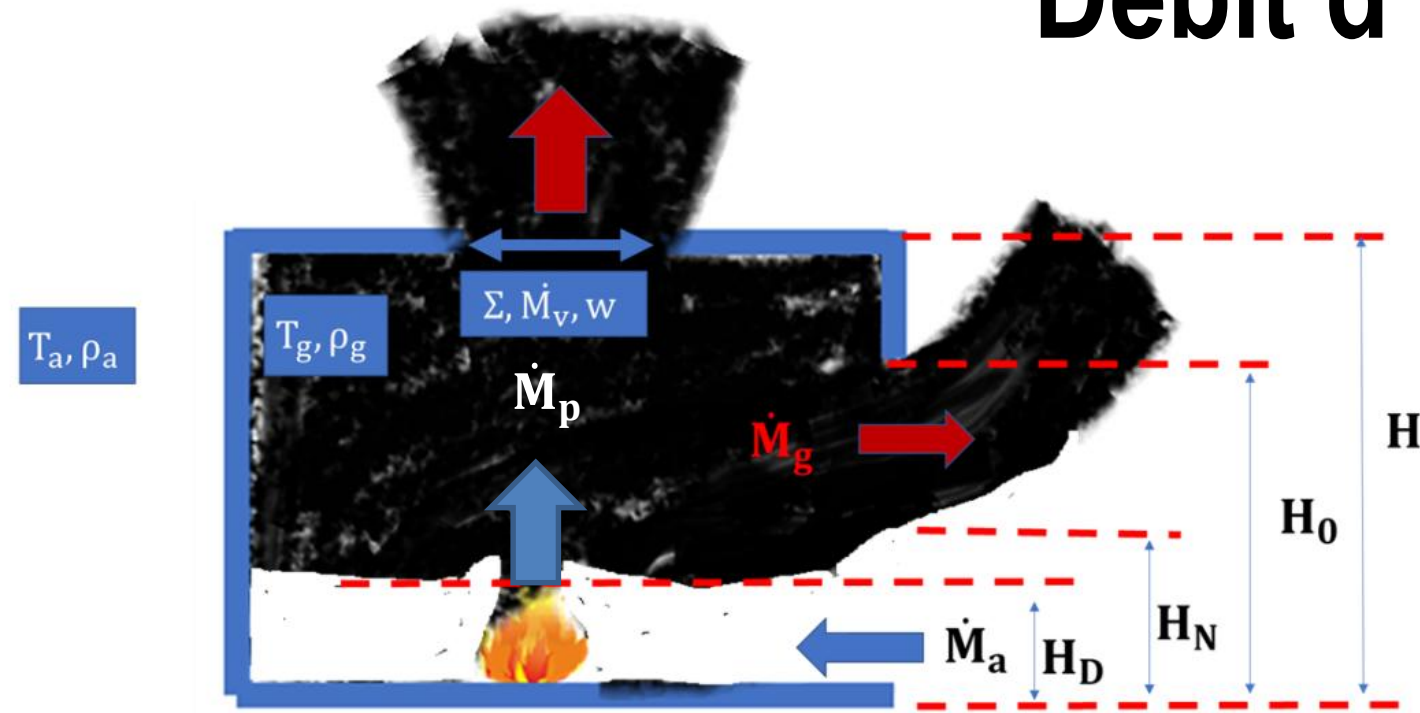
On focalise sur le régime II correspondant au cas contrôlé par la ventilation.
 Après un peu d'algèbre, on trouve

$$h_{N0} = \frac{1}{1 + Y^{1/3}}.$$

$$h_{D0} = 3^{3/5} \frac{(Y - 1)^{3/10}}{Y^{1/5} (1 + Y^{1/3})^{9/10}} \frac{\omega^{2/5}}{Q^{*1/5}}.$$

$$h_{N1} = \frac{\sqrt{h}}{Y^{1/6} (1 + Y^{1/3})^{1/2}}$$

$$h_{D1} = \frac{9}{10} 3^{3/5} \frac{(Y - 1)^{3/10}}{Y^{7/15} (1 + Y^{1/3})^{2/5}} \frac{\sqrt{h} \omega^{2/5}}{Q^{*1/5}}.$$



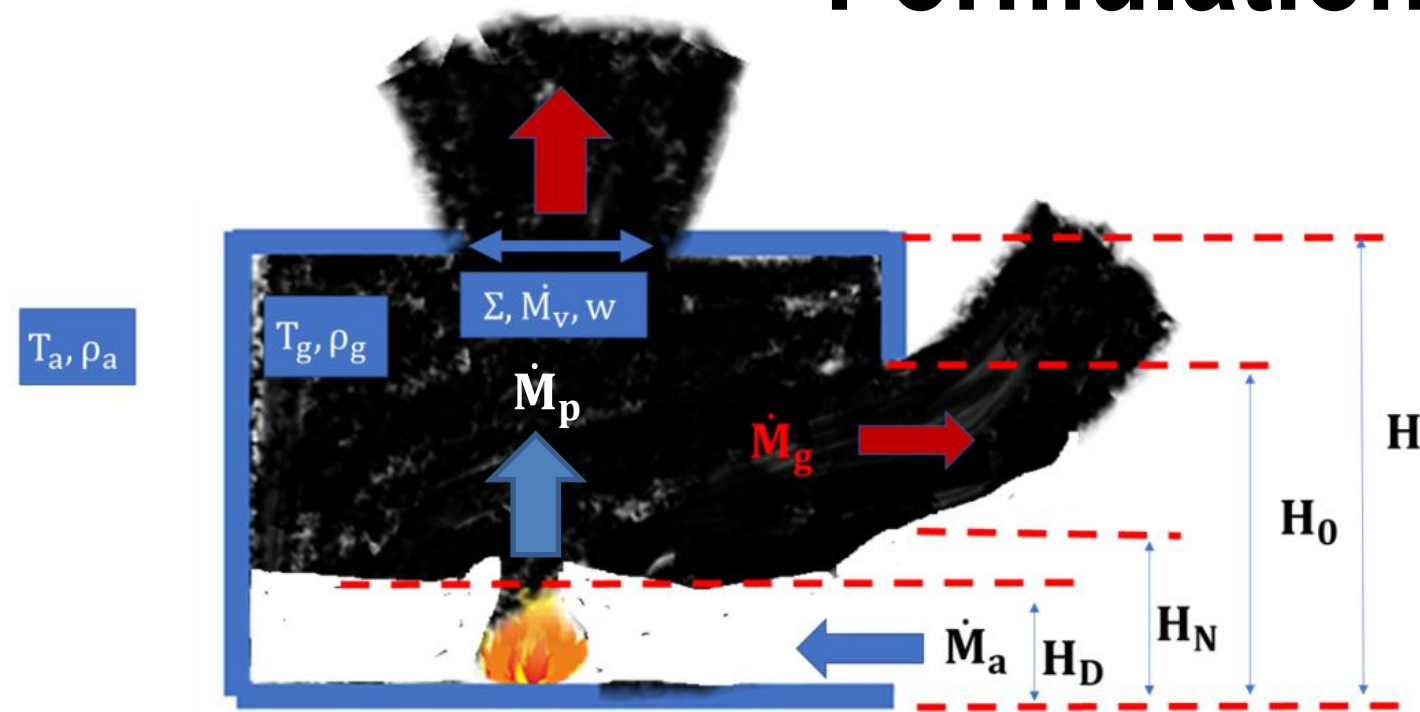
Le débit d'air s'écrit: $\dot{m}_a = \frac{1}{3} \frac{\sqrt{Y-1}}{\sqrt{Y}} \sqrt{h_N - h_D} (2h_N + h_D),$

Sachant que $h_N = h_{N0} + \varepsilon h_{N1}$. alors $\dot{m}_a = \dot{m}_{a0} + \dot{m}_{a1} + \mathcal{O}(\varepsilon^2, h_{D0}^2),$

$$h_D = h_{D0} + \varepsilon h_{D1}.$$

Après simplification, on obtient la relation finale ci-dessous

$$\dot{m}_a = \frac{2(Y-1)^{1/2}}{3(1+Y^{1/3})^{3/2}Y^{1/2}} + \frac{\varepsilon\sqrt{h}(Y-1)^{1/2}}{Y^{2/3}(1+Y^{1/3})} - \frac{27 \cdot 3^{1/5} \varepsilon \sqrt{h} (Y-1)^{11/10} \omega^{4/5}}{20Y^{19/15} Q^{*2/5} (1+Y^{1/3})^{4/5}}.$$



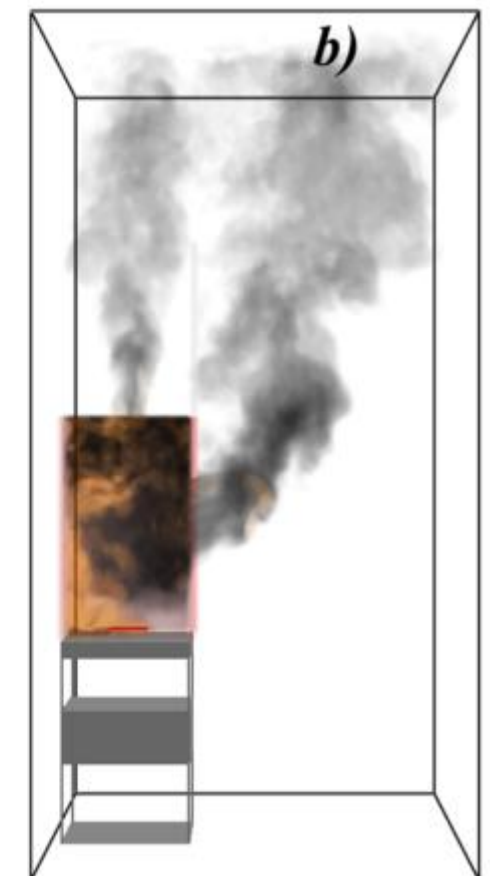
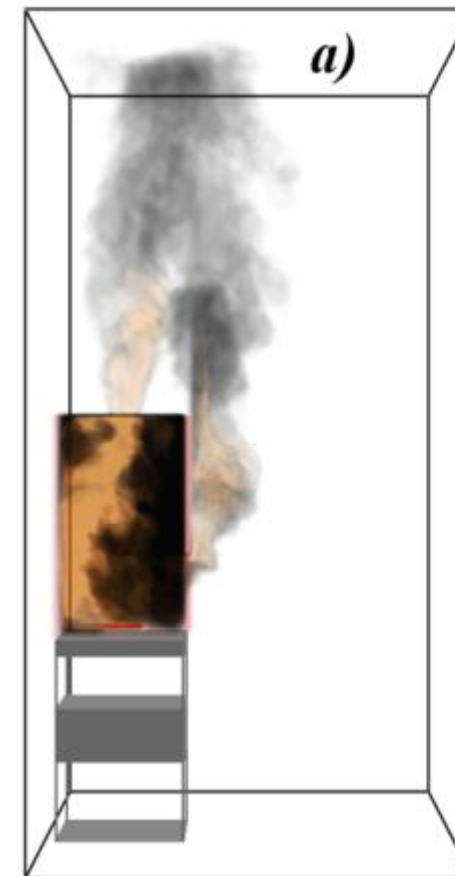
Si on remplace par $Y \approx 1.8$ $\longrightarrow \dot{m}_a = 0.135 + 0.273 \varepsilon \sqrt{h}$

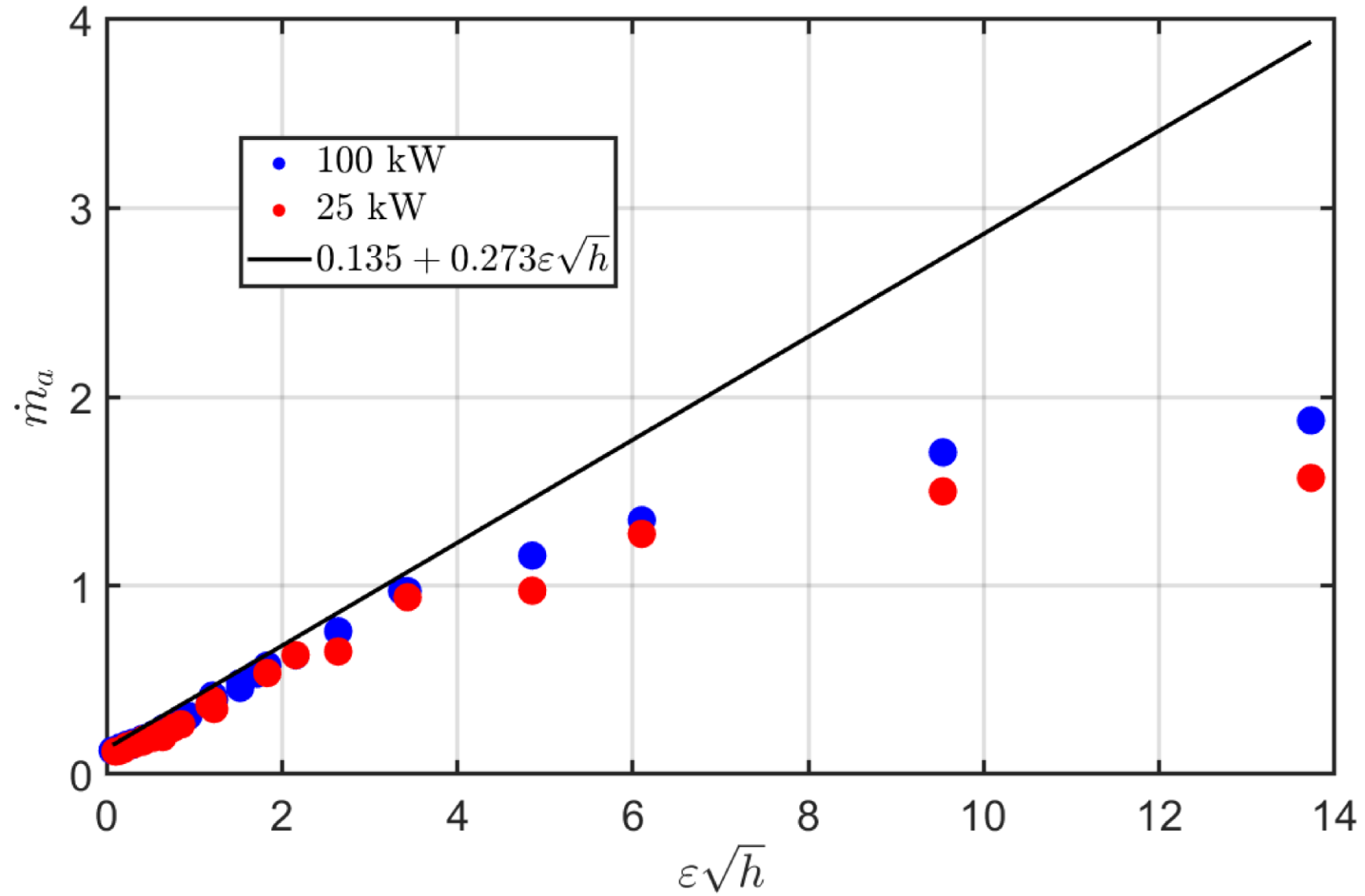
Formulation dimensionnelle $\longrightarrow \dot{M}_a = 0.135 \rho_a g^{1/2} A H_0^{1/2} + 0.273 \rho_a g^{1/2} \Sigma H^{1/2}$.

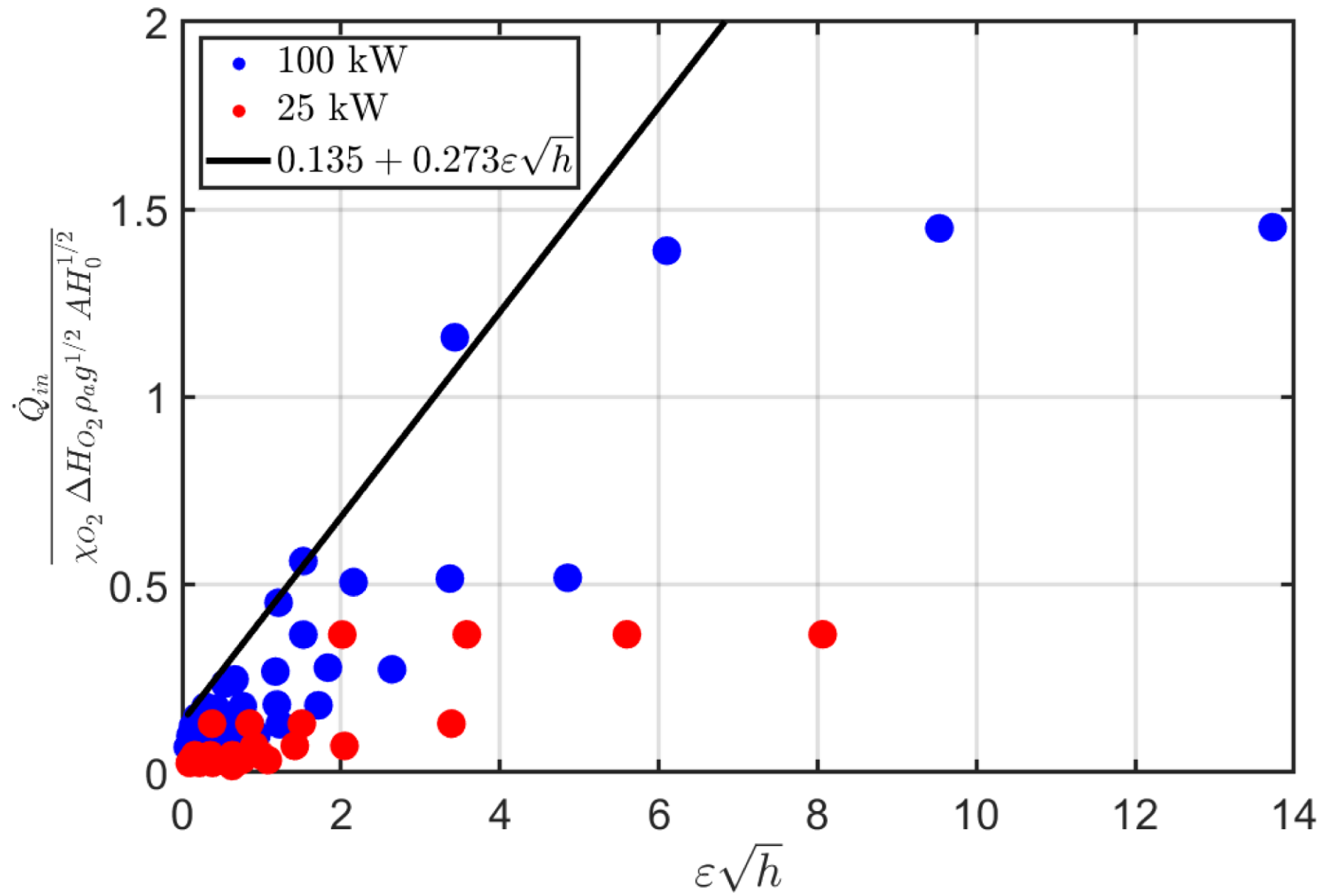
Puissance $\longrightarrow HRR = 1500 A \sqrt{H_0} + 3000 \Sigma \sqrt{H}$.

Simulations numériques avec FDS (70 simulations)

Parameter	Symbol	Values
Compartment height	H	0.84 m
Compartment base	–	$0.47 \times 0.47 \text{ m}^2$
Door width	W	0.19 m
Door height	H_0	0.10, 0.20, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.77 m
Vent shape	–	Square
Vent side length	$\sqrt{\Sigma}$	0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30 m
Heat Release Rate	HRR	25 kW, 100 kW







Nous avons étudié le cas d'un feu de compartiment dans un local comportant une porte et un exutoire.

Nous avons montré que la puissance maximale interne était égale à $HRR = 1500 A\sqrt{H_0} + 3000 \Sigma\sqrt{H}$ contrairement à ce que donne la relation classique: $HRR = 1500 A\sqrt{H_0} + 1500 \Sigma\sqrt{H}$.

Dans le cas d'une porte et d'une fenêtre, on trouve : $HRR = 1500 A\sqrt{H_0} + 7000 \sqrt{\frac{H_f}{H_0}} \sqrt{\frac{H_w}{H_0}} - 0.45 \Sigma\sqrt{H_f}$

