

# Développement d'un prototype de micro-cogénération bois incluant un moteur Ericsson à cycle de Joule ouvert.

Marie Creyx, doctorante

Encadrants de thèse : Céline Morin, Eric Delacourt, Bernard Desmet

*Laboratoire TEMPO - Université de Valenciennes*

Projet régional Sylwatt

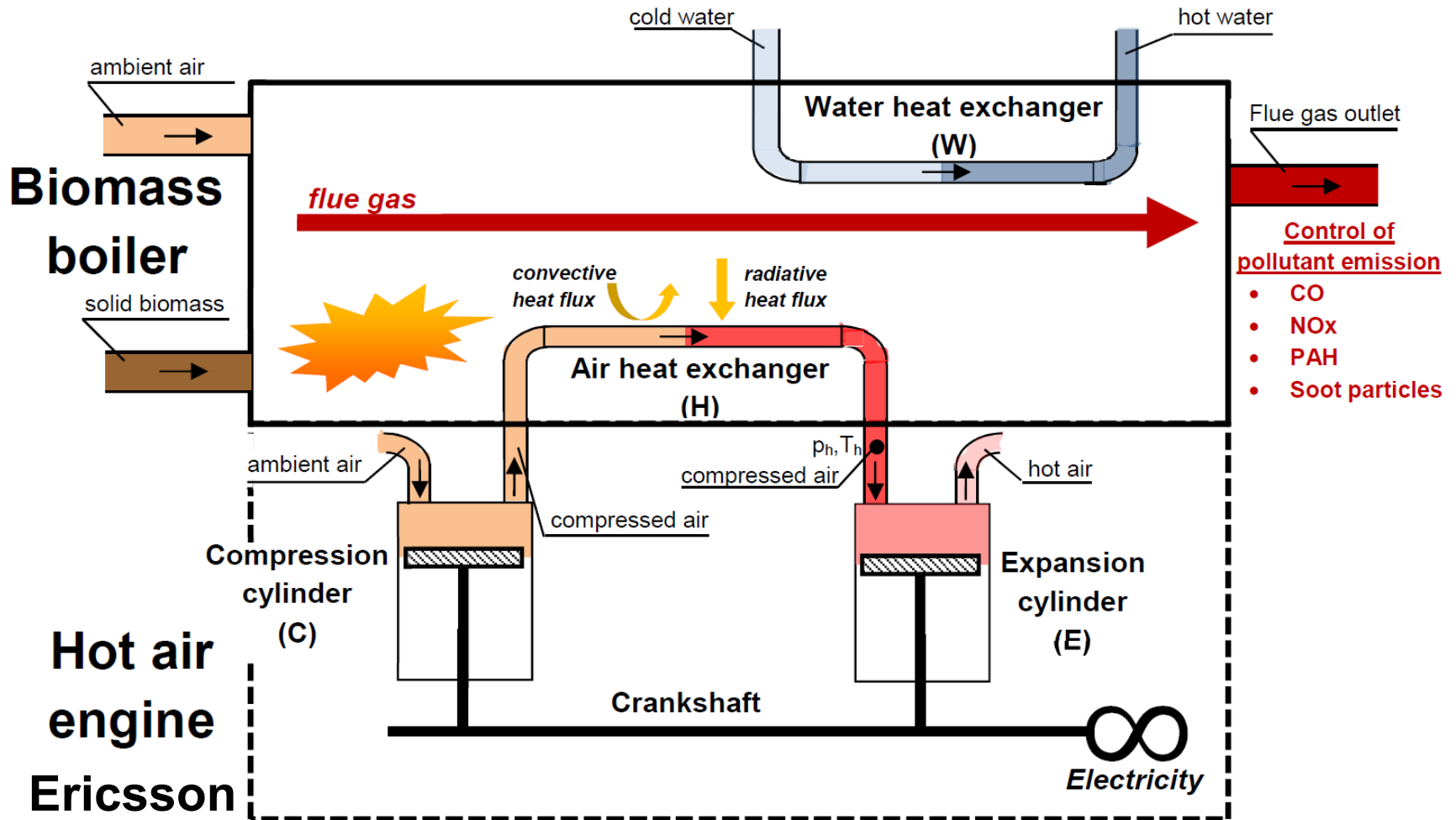
*Partenaires : laboratoires PC2A, CCM, entreprise Enerbiom*

*Journée micro-cogénération – 23 janvier 2014 – CNAM, Paris*

# Sommaire

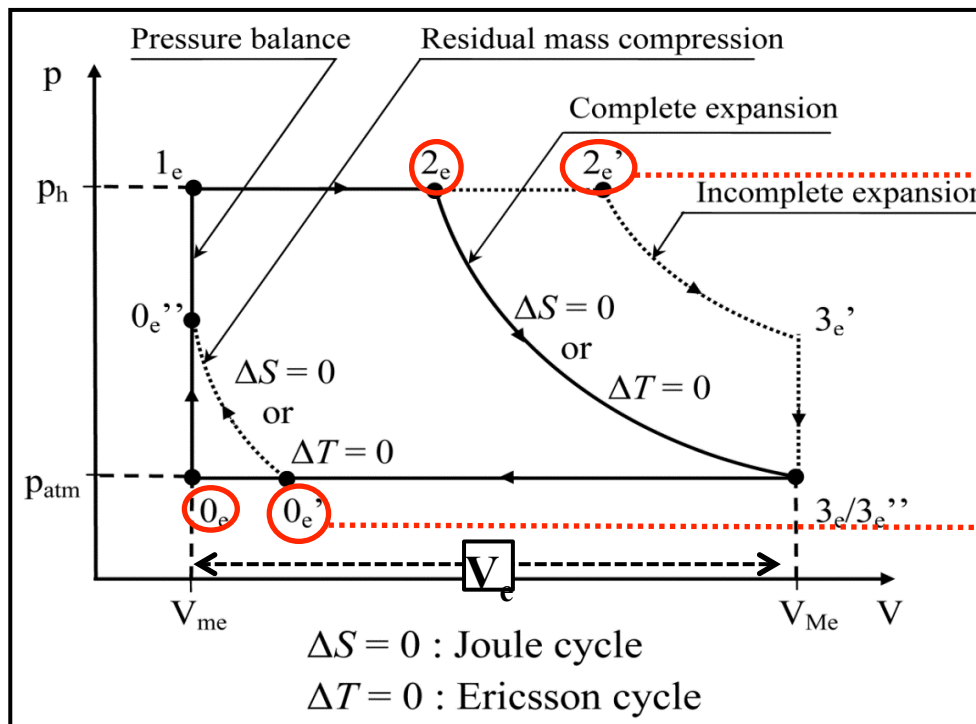
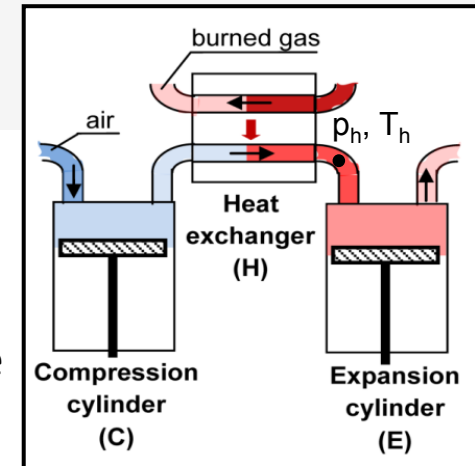
- Système de micro-cogénération bois
- Moteur Ericsson : modèles et performances
- Echangeur : modélisation des échanges thermiques
- Conclusion
- Perspectives : banc d'essai et modèles complémentaires

# Système de micro-cogénération bois



# Moteur Ericsson

- **Modèle thermodynamique : cycle de détente**  
[Creyx et al., Energy, 2013]
  - Ajustement des paramètres du cycle du cylindre de détente
    - Instants d'ouverture et fermeture de soupapes,  $p_h, T_h$



## Point 2'\_e:

- Retard à la fermeture d'admission ( $\alpha_{in}$ )
- Volume déplacé pendant la phase d'aspiration  $\mathbf{a_{in} \cdot V_e = V_{2e'} - V_{1e}}$

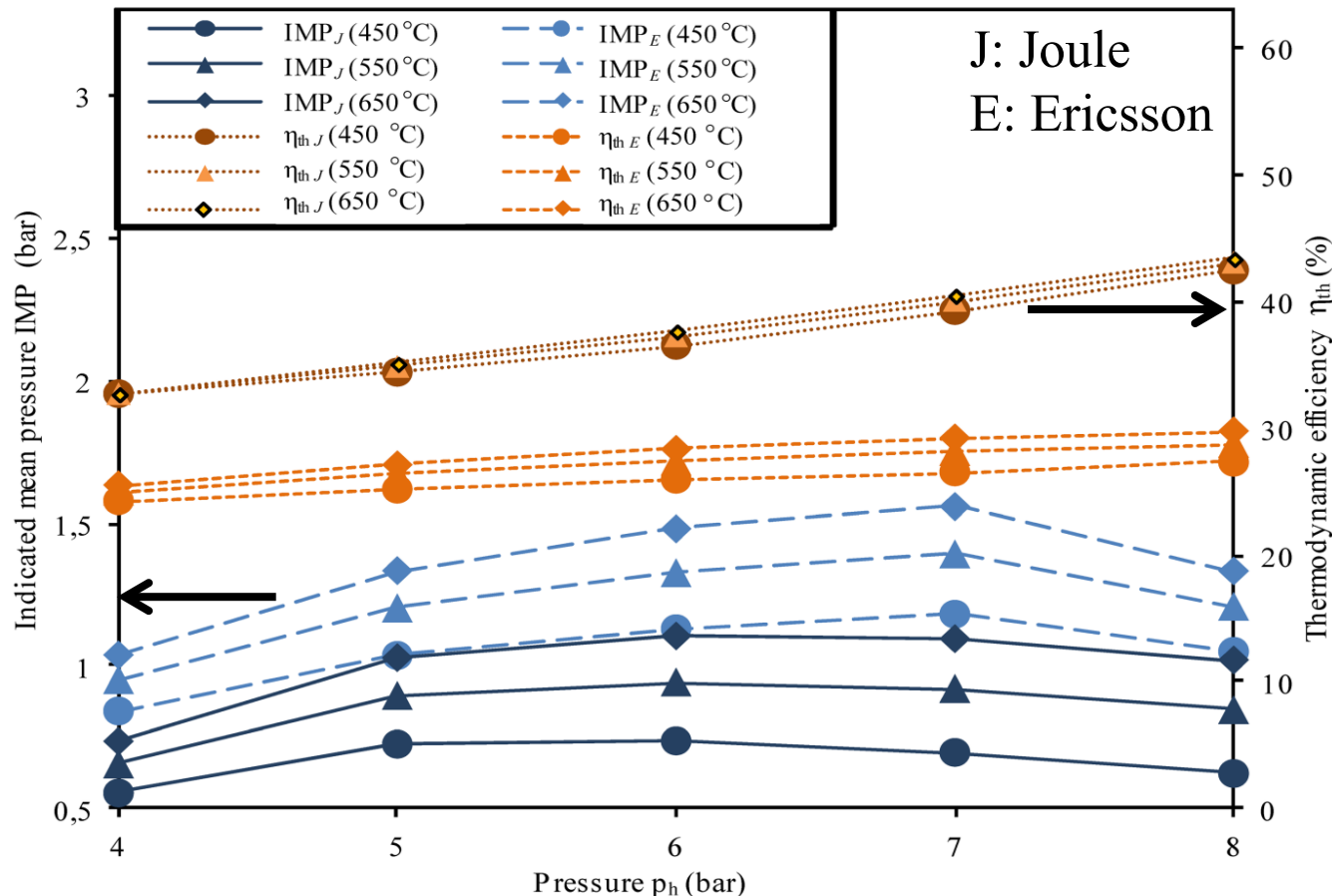
## Point 0'\_e:

- Avance à la fermeture de l'échappement ( $\alpha_{EEVC}$ )
- Volume du cylindre de détente  $\mathbf{a_{eevc} \cdot V_e = V_{0e'} - V_{0e}}$

## Cycle de détente

# Moteur Ericsson

- Modèle thermodynamique : performances

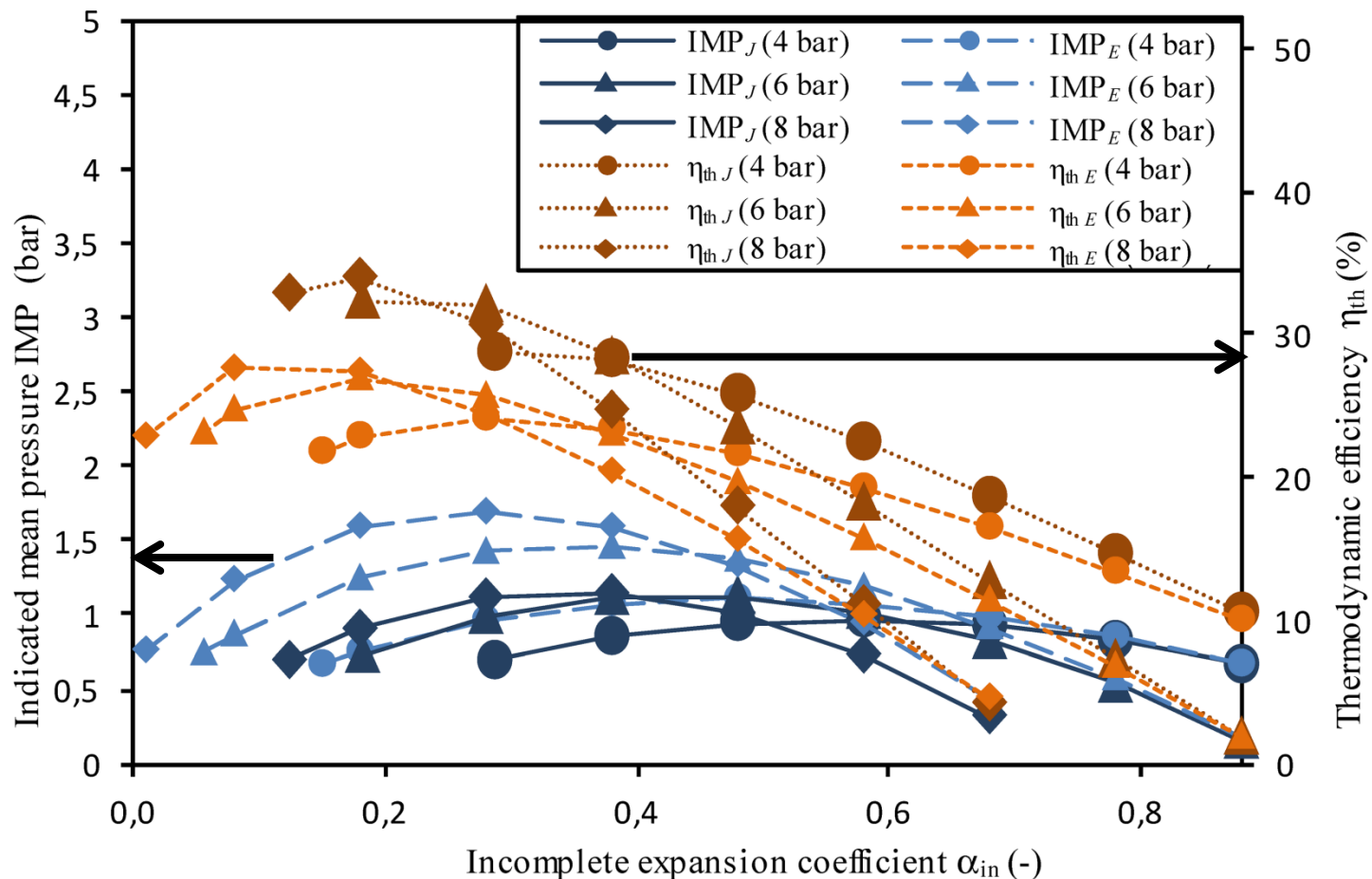


$$IMP = \frac{(|W_{ie}| - W_{ic})}{V_{Me} - V_{me}}$$

$$\eta_{th} = \frac{(|W_{ie}| - W_{ic})}{Q_{eff}}$$

# Moteur Ericsson

- Modèle thermodynamique : performances



# Moteur Ericsson

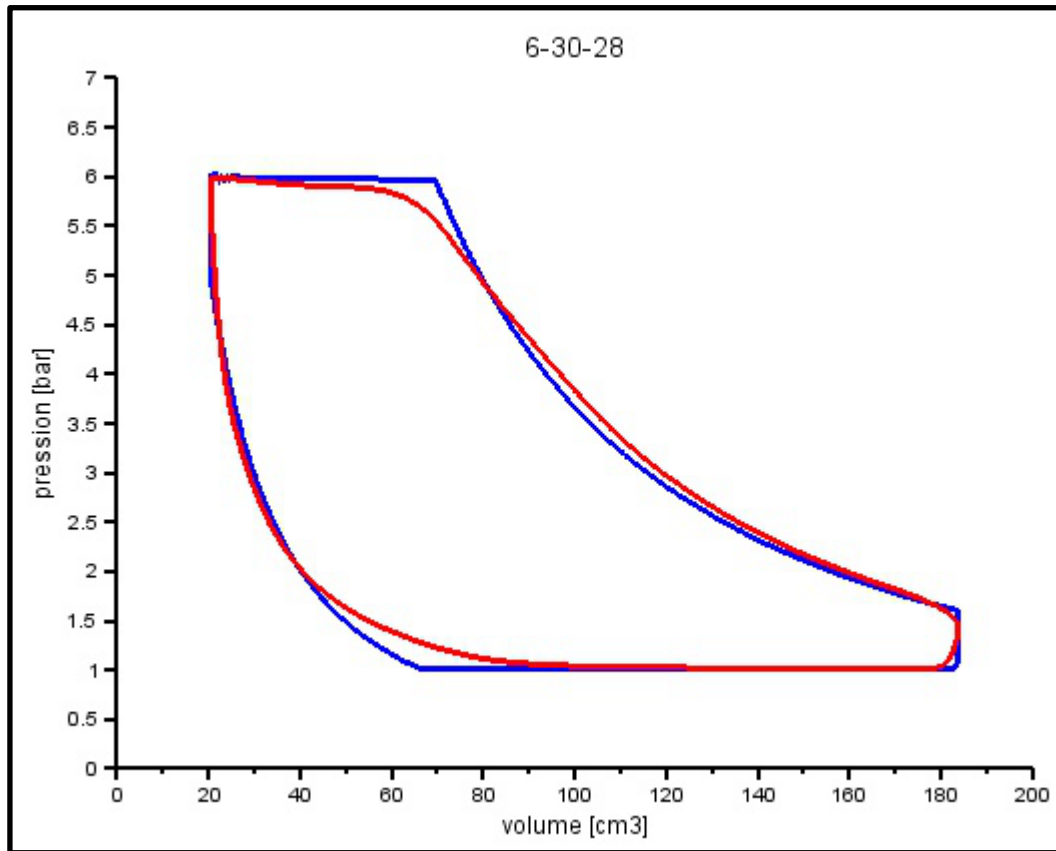
- Modèle thermodynamique
  - Principaux résultats sur un cycle particulier

Performances and working conditions of an Ericsson engine

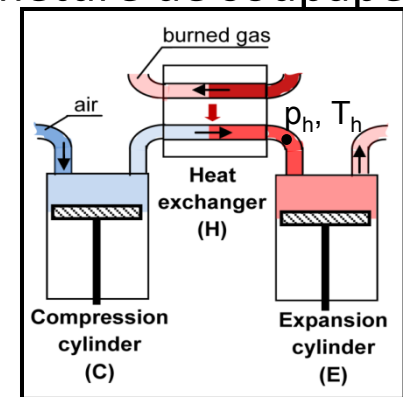
Working conditions	Performances
$\alpha_{in} = 0.3$ $\alpha_{EEVC} = 0.283$ $p_h = 6 \text{ bar}$ $T_h = 650 \text{ °C}$ $\tau_e = 10$ $\tau_c = 11.7$ $N = 600 \text{ rpm}$	$IMP = 1.104 \text{ bar}$ $T = 12.6 \text{ Nm}$ $q_m = 4.9 \text{ g/s}$ $P_{th} = 2111.8 \text{ W}$ $P_i = 795 \text{ W}$ $\eta_{th} = 37.6\%$ $m_{cycle} = 0.489 \text{ g/cycle}$ $Q_{eff} = 211 \text{ J/cycle}$ $W_i = 79 \text{ J/cycle}$ $T_{out} = 290 \text{ °C}$ $\dot{E}x_H = 1119 \text{ W}$ $\dot{E}x_{out} = 342 \text{ W}$ $\eta_{ex} = 71.0\%$

# Moteur Ericsson

- Modèle dynamique monozone



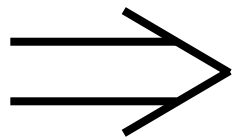
- Aspects dynamiques dans les soupapes
- Echanges thermiques à la paroi
- Ajustement des instants de fermeture de soupape





# Echangeur gaz brûlés – air pressurisé

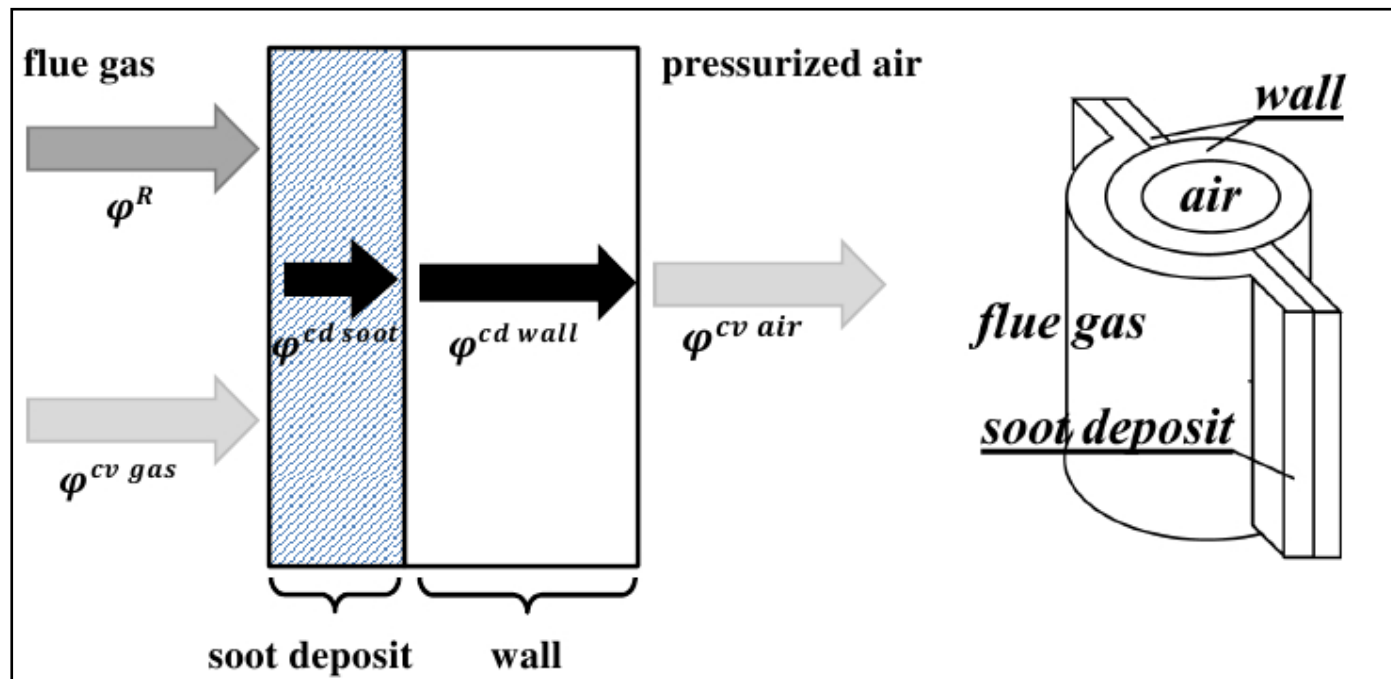
- Environnement hostile
  - Chambre de combustion de la chaudière bois
  - Hautes températures (600 - 800 °C)
  - Air pressurisé (4 - 8 bar)
  - Présence de particules de suie : encrassement
    - Transferts conductifs et convectifs modifiés
    - Flux radiatif à la paroi important [Stehlík, 2011]
  - Contraintes de compacité
  - Pertes de charge limitées (côté gaz brûlés et côté air)



**Modélisation spécifique de l'échangeur**

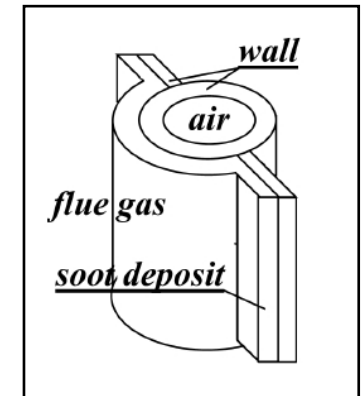
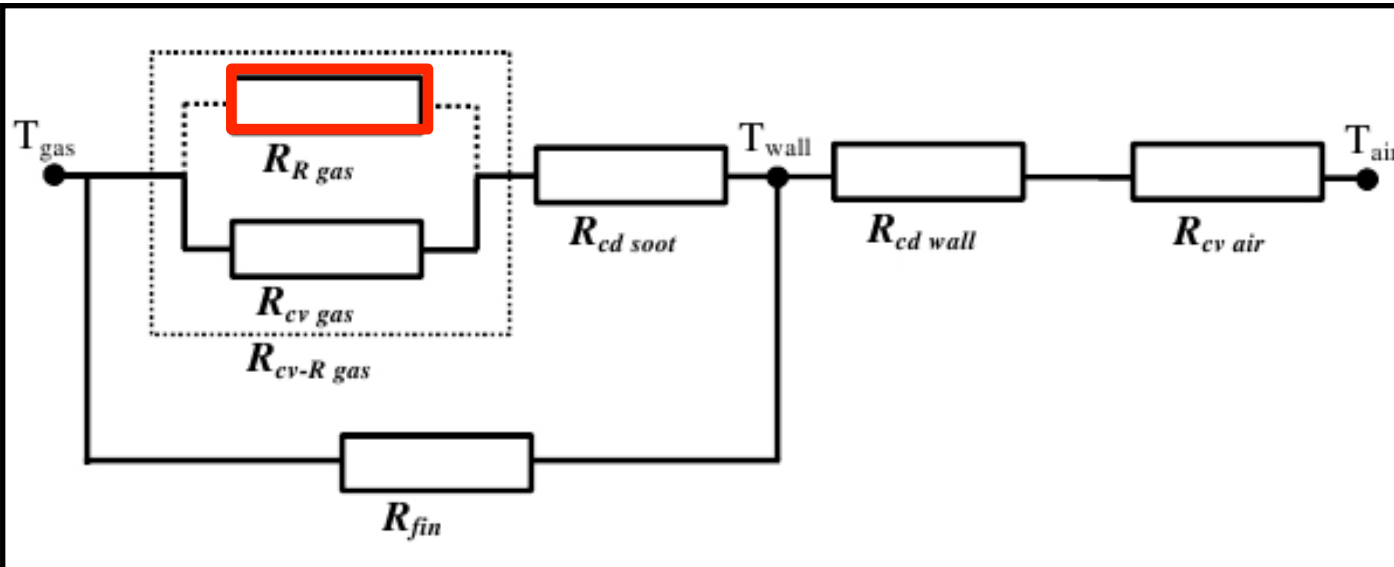
# Echangeur gaz brûlés – air pressurisé

- Echangeur multitubulaire à tubes ailetés
  - Couplage des transferts conductifs, convectifs et radiatifs [Creyx et al., Eurotherm, 2013]



# Echangeur gaz brûlés – air pressurisé

- Résistances thermiques



$$R_{cv} = 1/h_{cv} \quad R_{cd} = 1/2\pi\lambda l \ln(d_e/d_i)$$

$$R_R = 1/h_R \quad R_{fin} = 1/\sqrt{h_{cv} R} \lambda P A_c \tanh(\sqrt{h_{cv} R} P / h_A L)$$

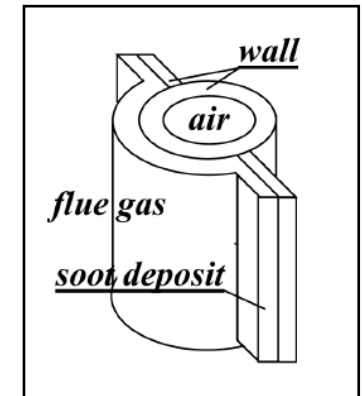
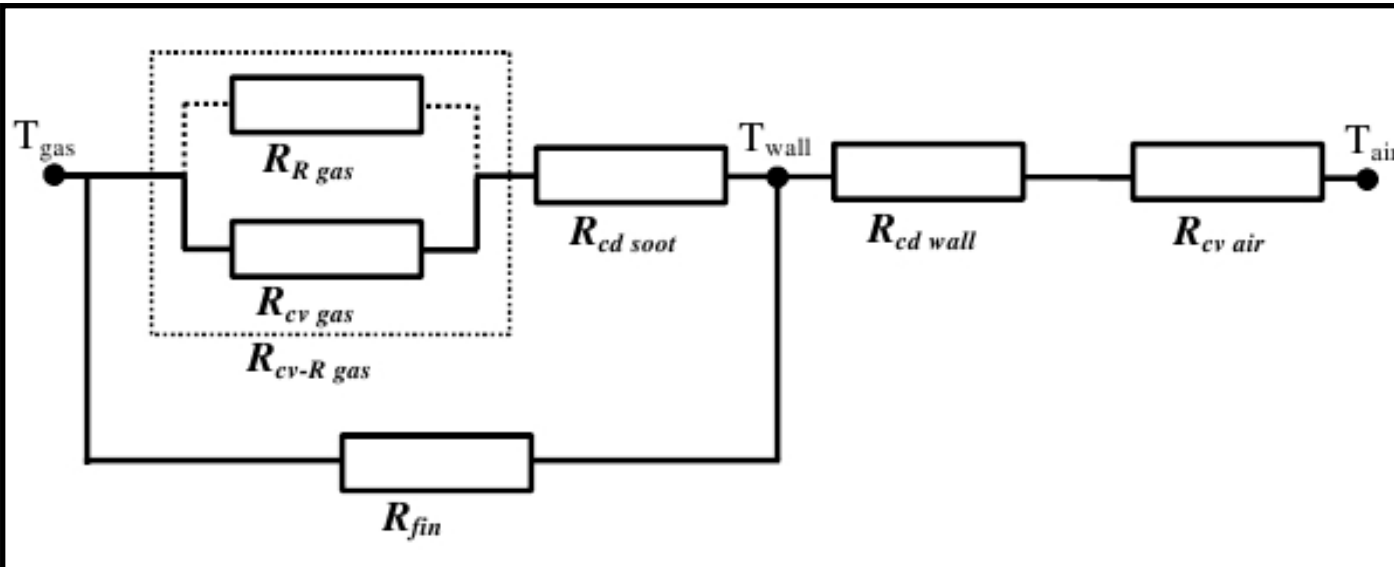
Modèle radiatif spectral  
(résolution RTE par méthode  
aux ordonnées discrètes)

$$h_R = \phi_R / (T_{gas} - T_{wall})$$

[Incropera, DeWitt, 1990]

# Echangeur gaz brûlés – air pressurisé

- Résistances thermiques



$$R_{cv} = 1/h_{cv} \quad R_{cd} = 1/2\pi\lambda l \ln(d_e/d_i)$$

$$R_R = 1/h_R \quad R_{fin} = 1/\sqrt{h_{cv} - R_{\lambda P A_{cd} \tanh(\sqrt{h_{cv} - R_{\lambda P A_{cd}}})}}$$

[Incropera, DeWitt, 1990]

Evaluation du  
coefficient  
d'échange global

# Echangeur gaz brûlés – air pressurisé

- Résultats

- Flux radiatif : 38.8 - 45.2 kW/m<sup>2</sup> *(modèle radiatif spectral)*
  - Flux convectif : 1.1 - 2.4 kW/m<sup>2</sup>
- } → prépondérant
- Convection côté air pressurisé limitant le transfert
  - Performances de l'échangeur
    - Puissance thermique 2 kW, surface : 0.5 m<sup>2</sup>
    - Efficacité côté air : 90.9% , côté gaz : 9.5%

Températures	Entrée	Sortie
Gaz brûlés	800 °C	739 °C
Air pressurisé	150 °C	738 °C

# Conclusion

- Moteur Ericsson
  - Modèle thermodynamique
    - Maximisation des performances théoriques ( $p_{mi}=1.1\text{bar}$ ,  $\eta_{th}=37.6\%$ )
  - Modèle dynamique monozone
    - Avec pertes de charge, transferts thermiques
    - Valeurs des paramètres du cycle de détente plus réalistes
- Echangeur
  - Modélisation des échanges conductifs, convectifs, radiatifs dans une chambre de combustion de chaudière bois
  - Modèle affiné des échanges thermiques à travers une ailette encrassée associé à un tube d'échangeur

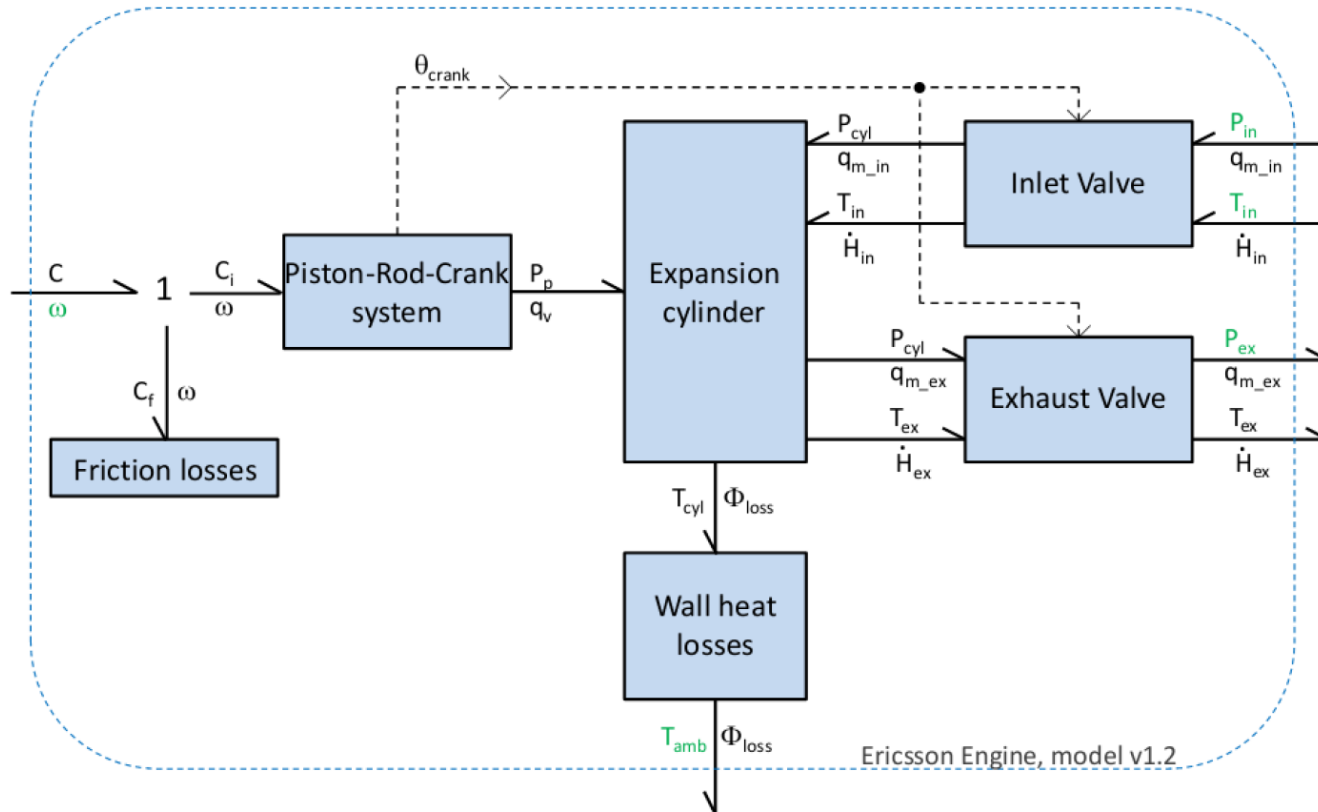
# Perspectives

- Montage d'un banc d'essai en cours
  - Moteur Ericsson
    - Caractérisation des frottements
    - Cycle de détente réel
  - Echangeur
    - Performances selon les conditions de fonctionnement
  - Comparaison des résultats expérimentaux et théoriques
  - Validation des modèles établis



# Perspectives

- Modèle dynamique Bond Graph : frictions incluses



- Analyse exergetique : système de micro-cogénération bois



**Merci de votre attention**