

Récupération et conversion par cycle de Rankine de l'énergie des gaz d'échappement sur les motorisations agricoles

Quentin Danel
Laboratoire CMGPCE EA-7341
Équipe turbomachines et moteurs

Sommaire

- 1 - Présentation
- 2 - Le cycle de Rankine – Hirn
- 3 - Simulation du cycle
- 4 - Perspectives

1-Présentation du projet de recherche

Réalisation d'une plate-forme expérimentale de récupération de chaleur par cycle de Rankine-Hirn appliquée aux motorisations agricoles.

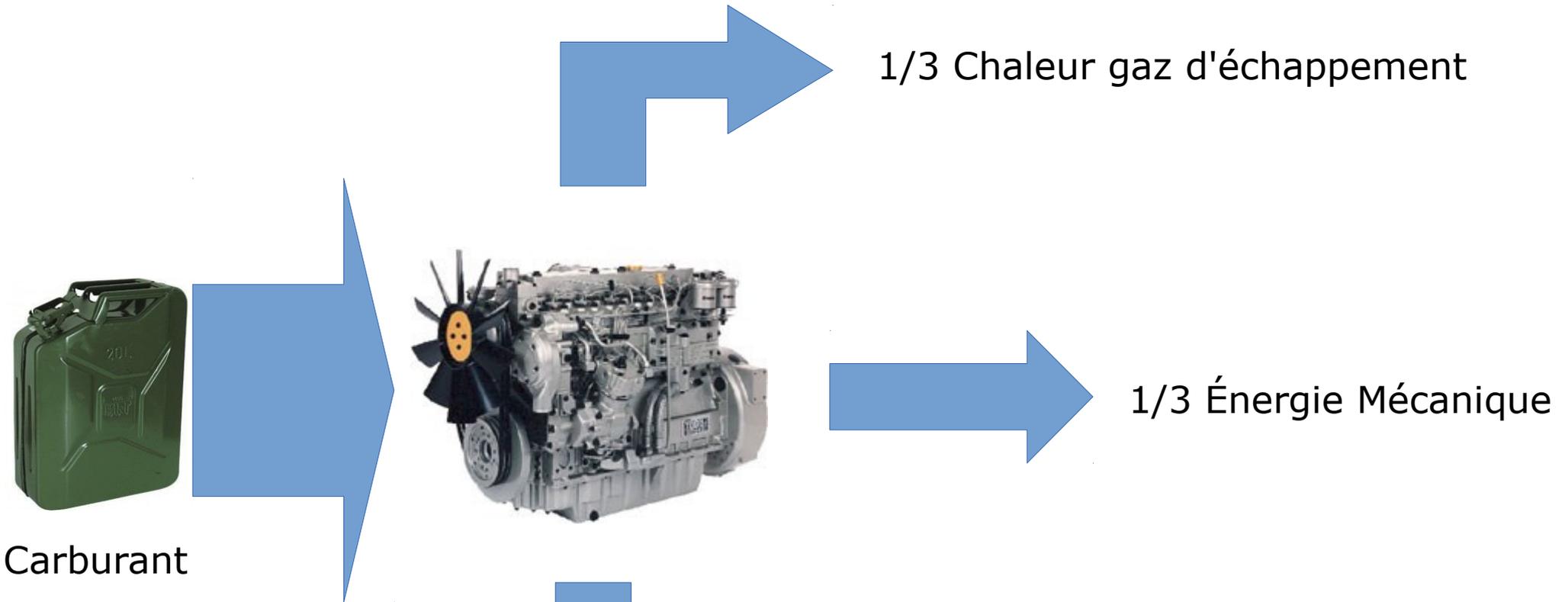
- Contraintes réglementaires et environnementales :
Réduction des émissions polluantes
- Contraintes économiques :
Réduction de la consommation de carburant



Quentin Danel

Moteur Diesel turbo/intercooler Perkins 1106D	
Cylindres	6
Cylindrée	6,6l
Puissance	110kW

1-Répartition des flux d'énergies



Carburant

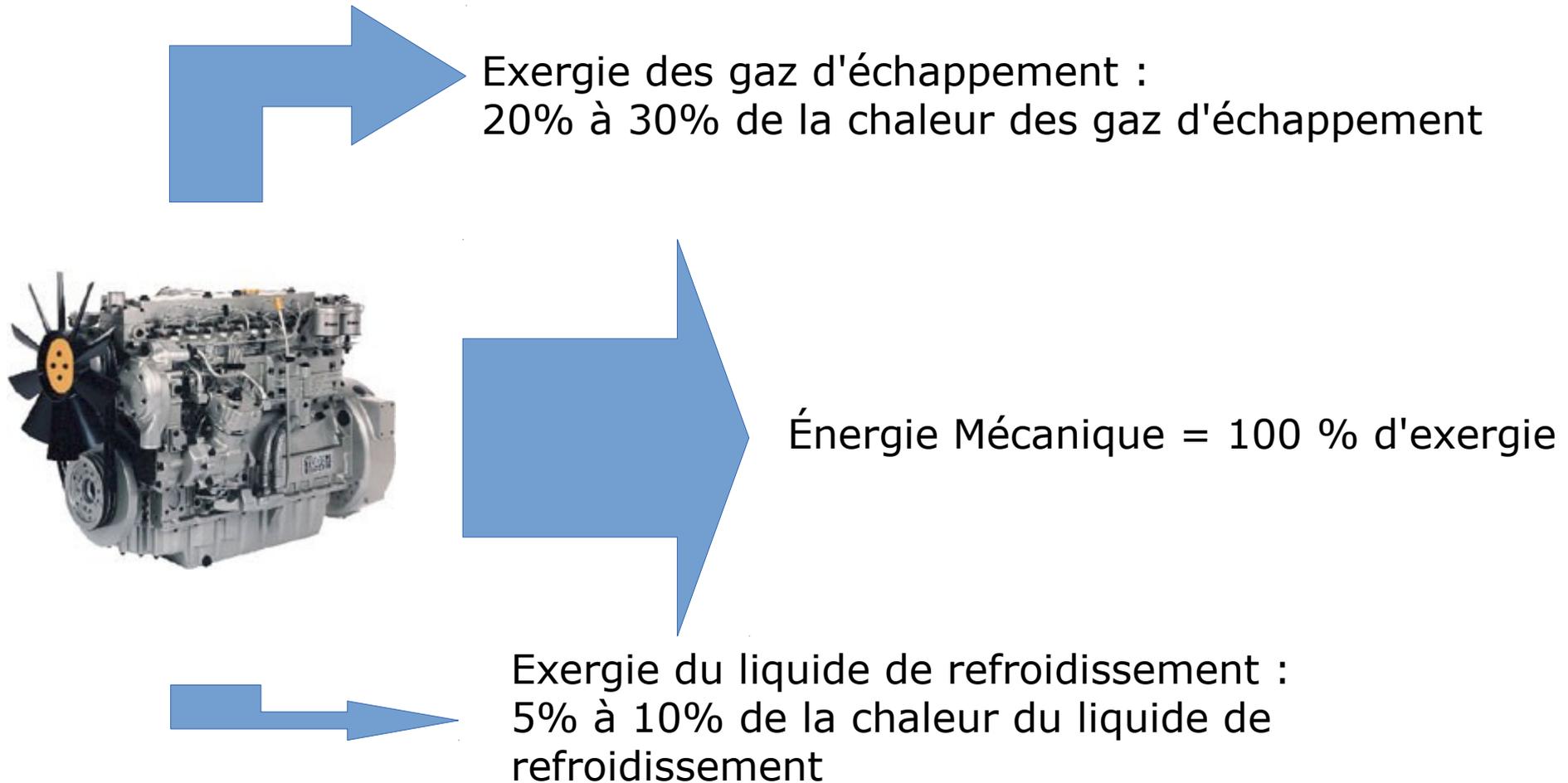
1/3 Chaleur gaz d'échappement

1/3 Énergie Mécanique

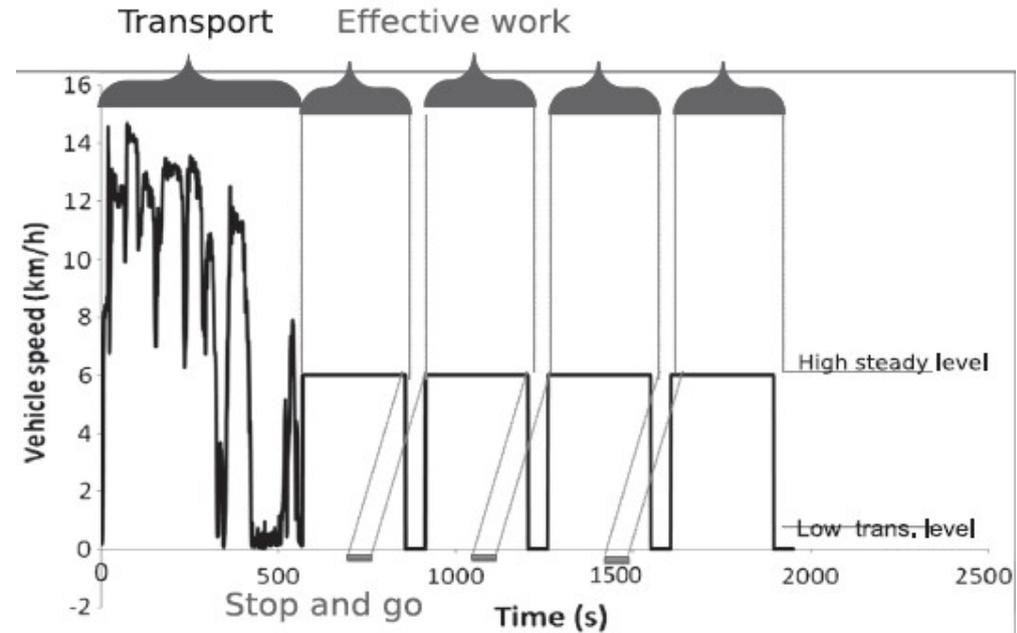
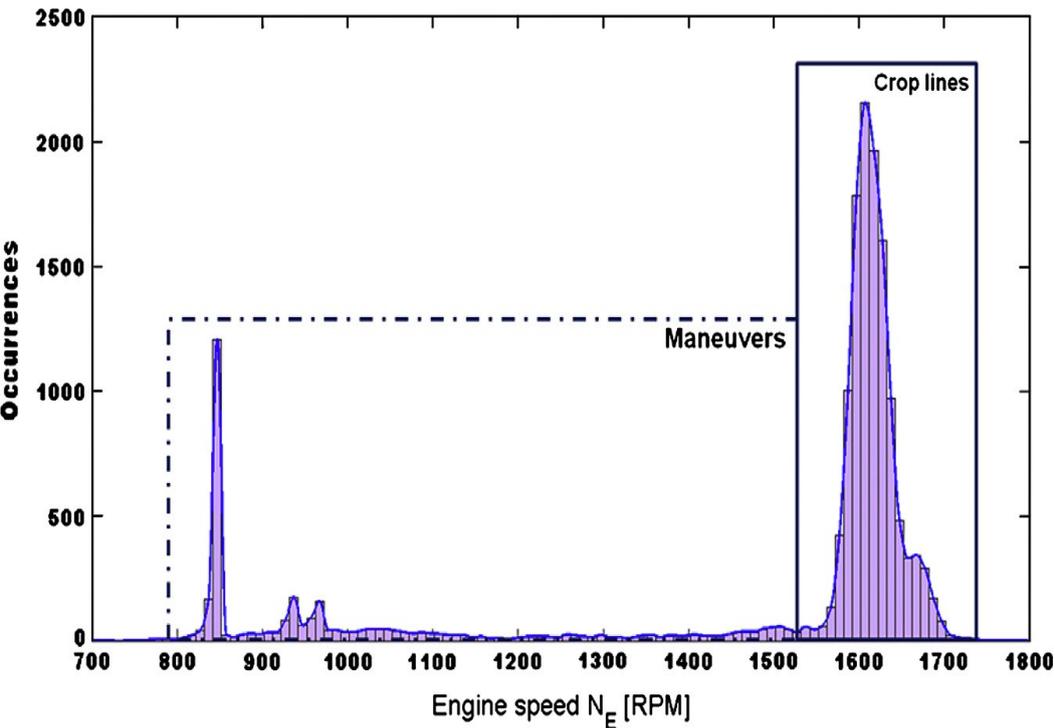
1/3 Chaleur liquide de refroidissement

1-Répartition des flux d'exergies

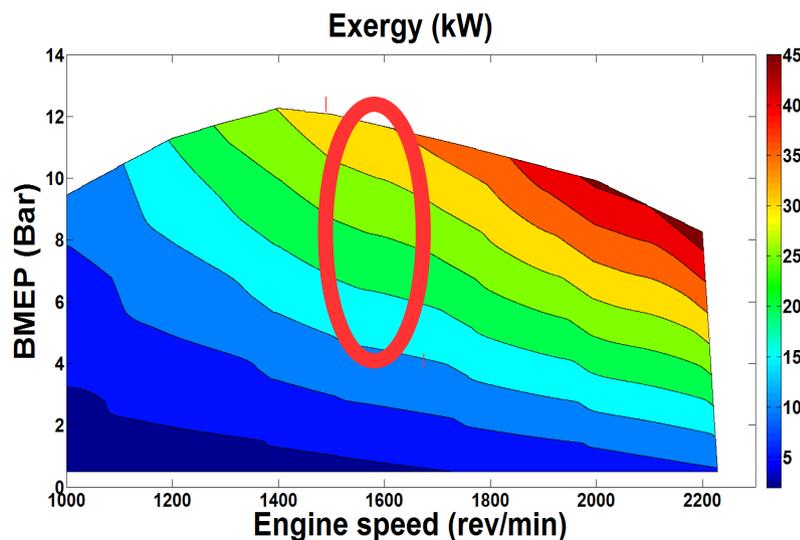
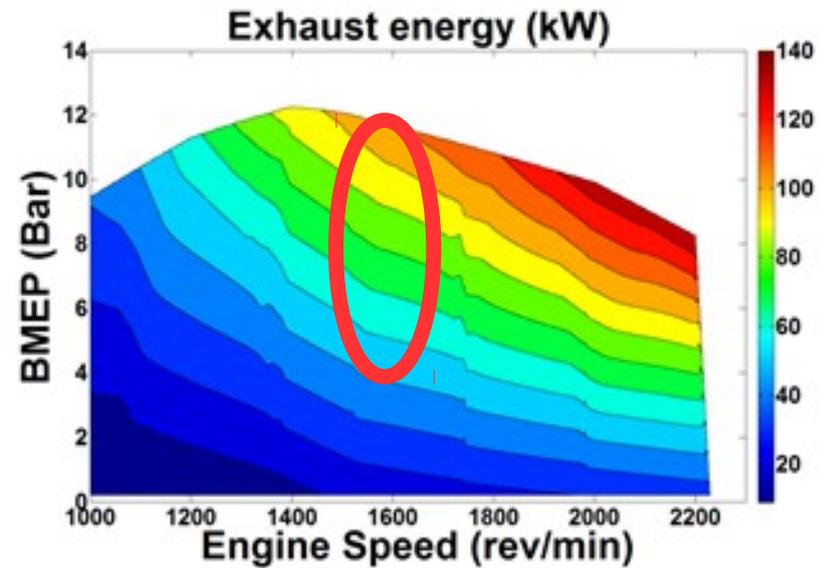
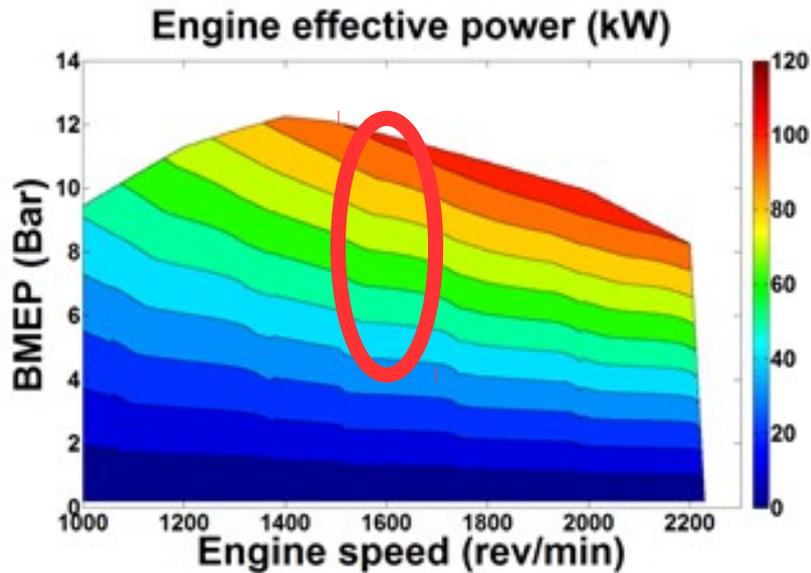
Exergie = part maximum mécanisable d'une quantité de chaleur



1-Mode de fonctionnement type du Tracteur



Cycle de fonctionnement en créneaux :
Stable en vitesse à forte charge sur de longues périodes
entrecoupées de courtes phases à faible charge.



Puissance à l'arbre :
50 à 80 kW

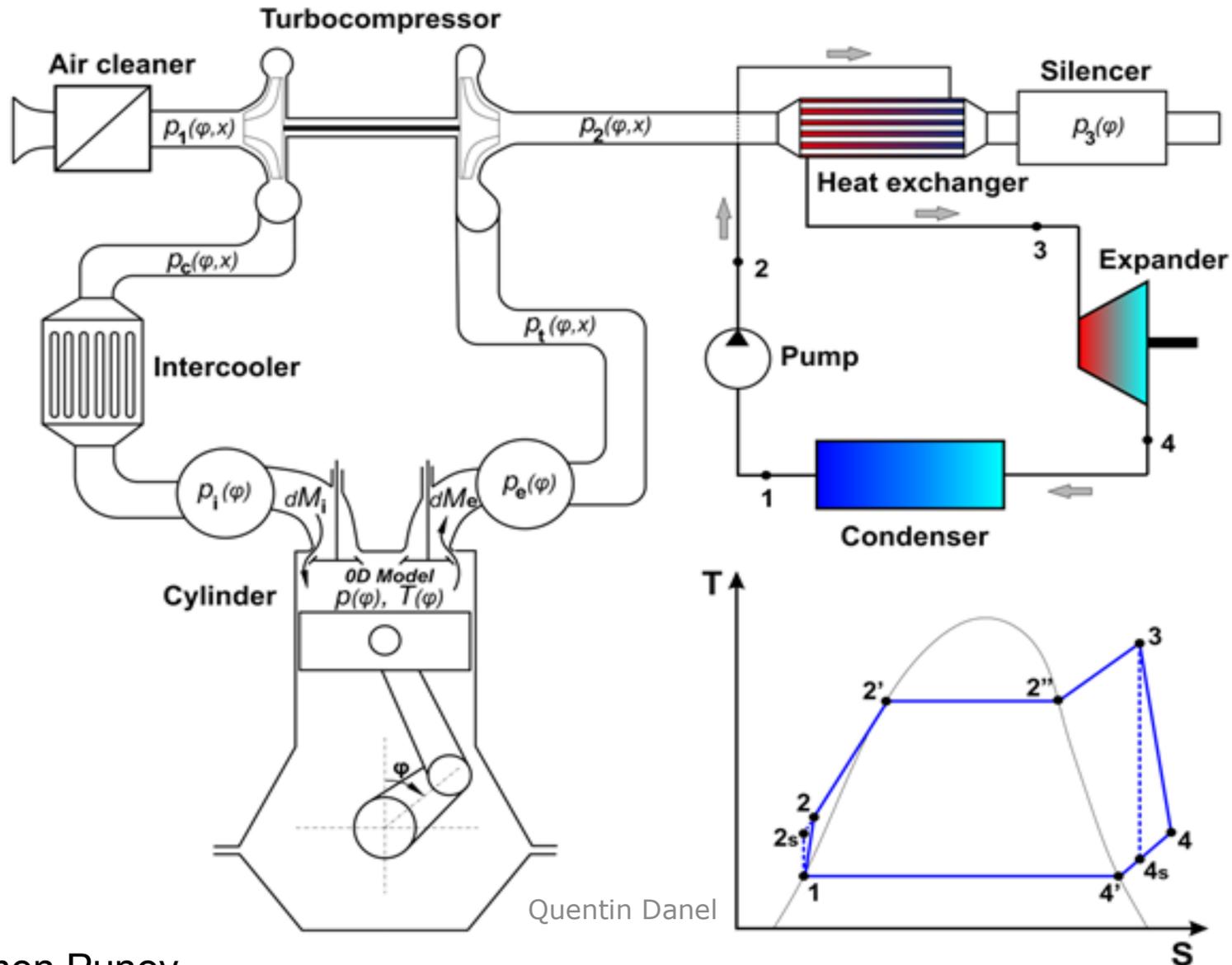
Quantité de chaleur à l'échappement :
50 à 80 kW

Exergie des gaz d'échappement :
20 à 30 kW

1-Techniques de récupération de chaleur existantes

- Cycles Thermodynamiques
 - Cycle à fluide sans changement de phase
 - Stirling
 - Ericsson
 - Joule
 - Cycle à fluide avec changement de phase
 - **Rankine et Hirn**
 - **Cycle organique de Rankine (ORC)**
- Thermoélectricité
- Thermoacoustique

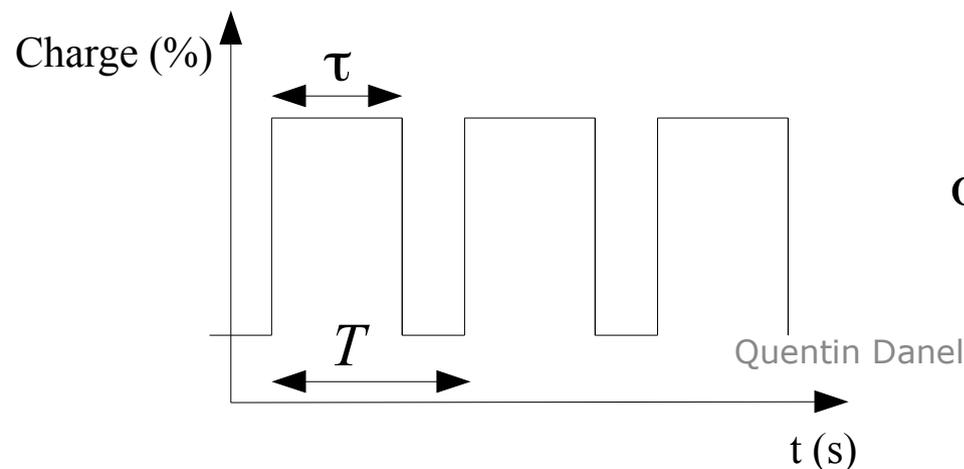
2-Schéma de principe du système de récupération associé au moteur



3-Définition des paramètres de simulation

Température au condenseur	100°C
Pression d'évaporation maximum	30bar
Surchauffe	30°C
Surface de l'évaporateur	1 à 16 m ²
Rendement isentropique de la machine de détente	60%

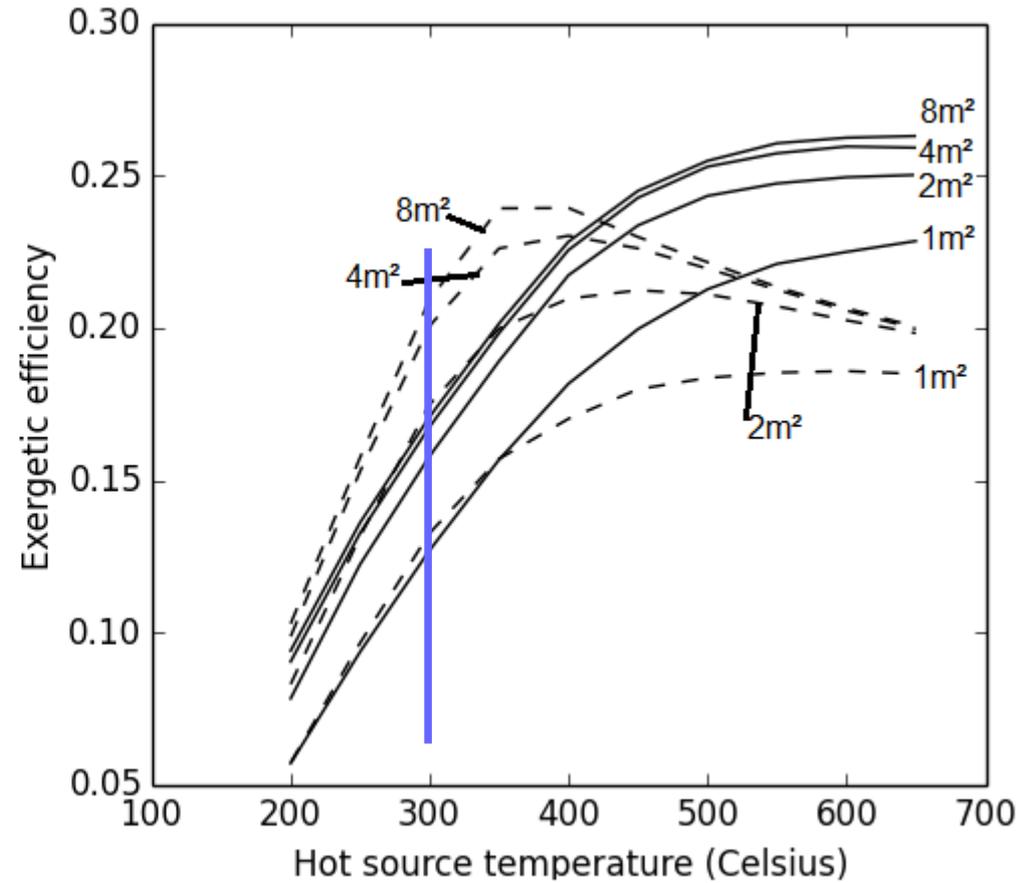
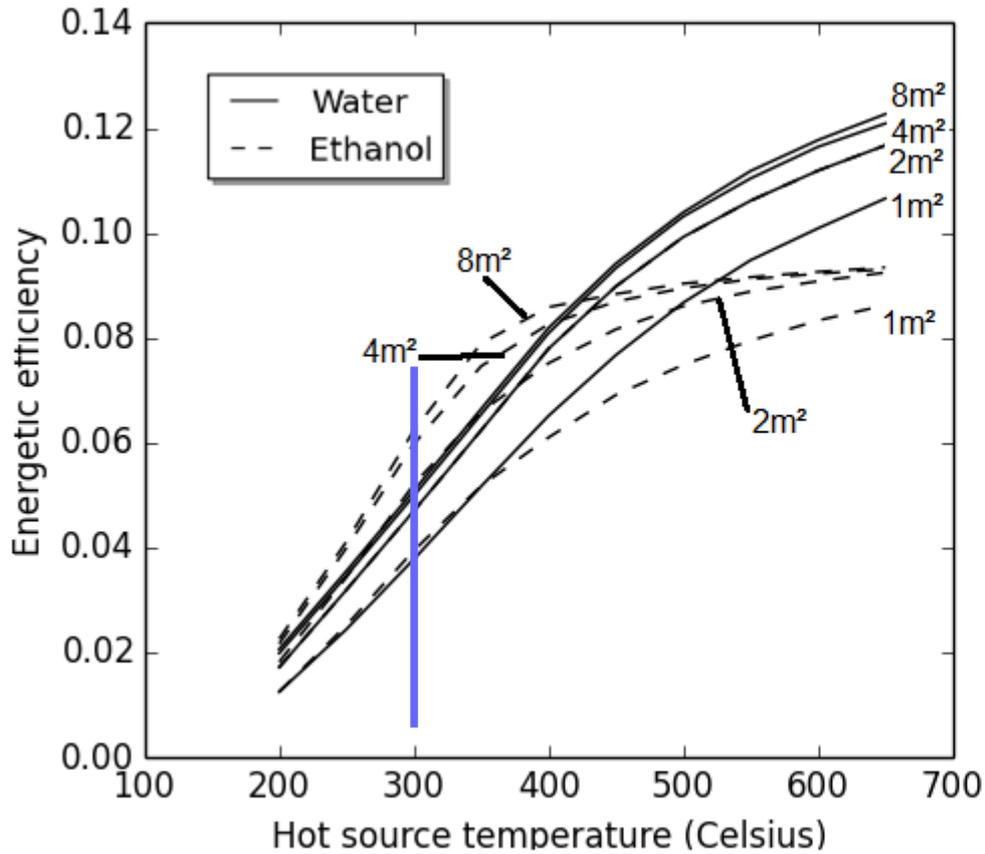
	Quantité de chaleur des gaz d'échappement (kW)	Temperature (C°)
Point de forte charge	70	420
Point de faible charge	20	300



$$\alpha = \frac{\tau}{T}$$

Rapport cyclique type :
 $\alpha = 80 \%$

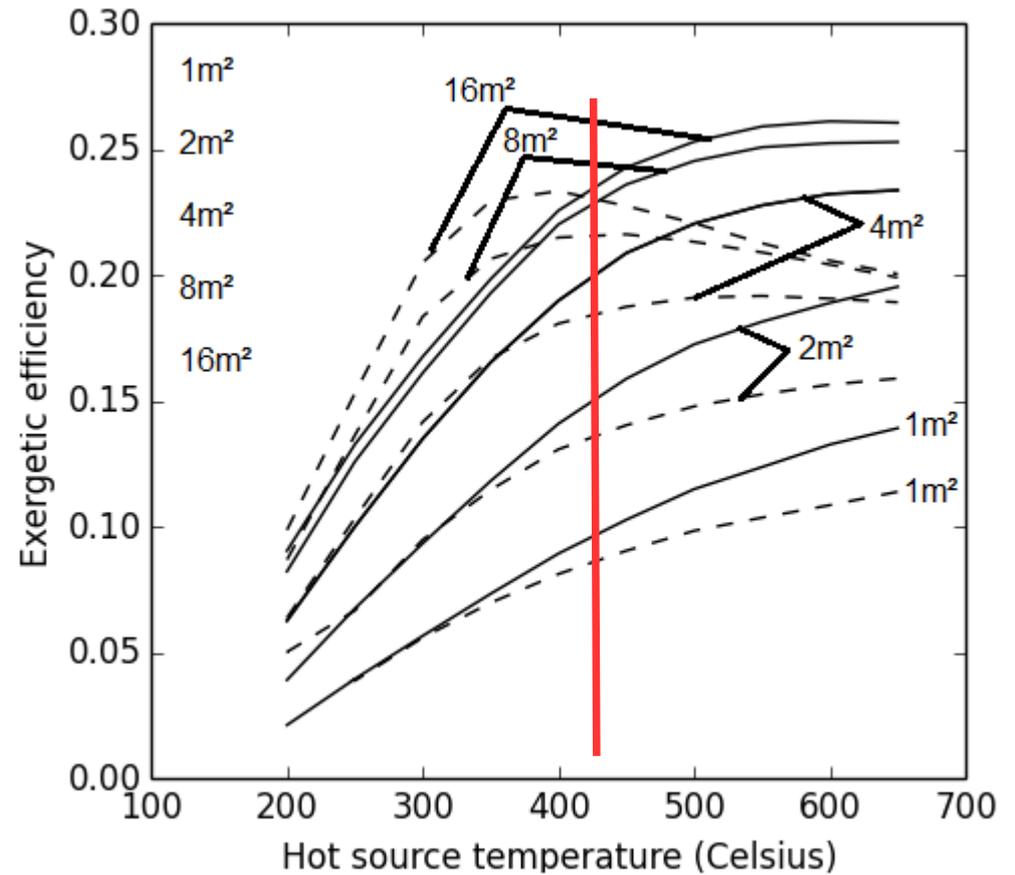
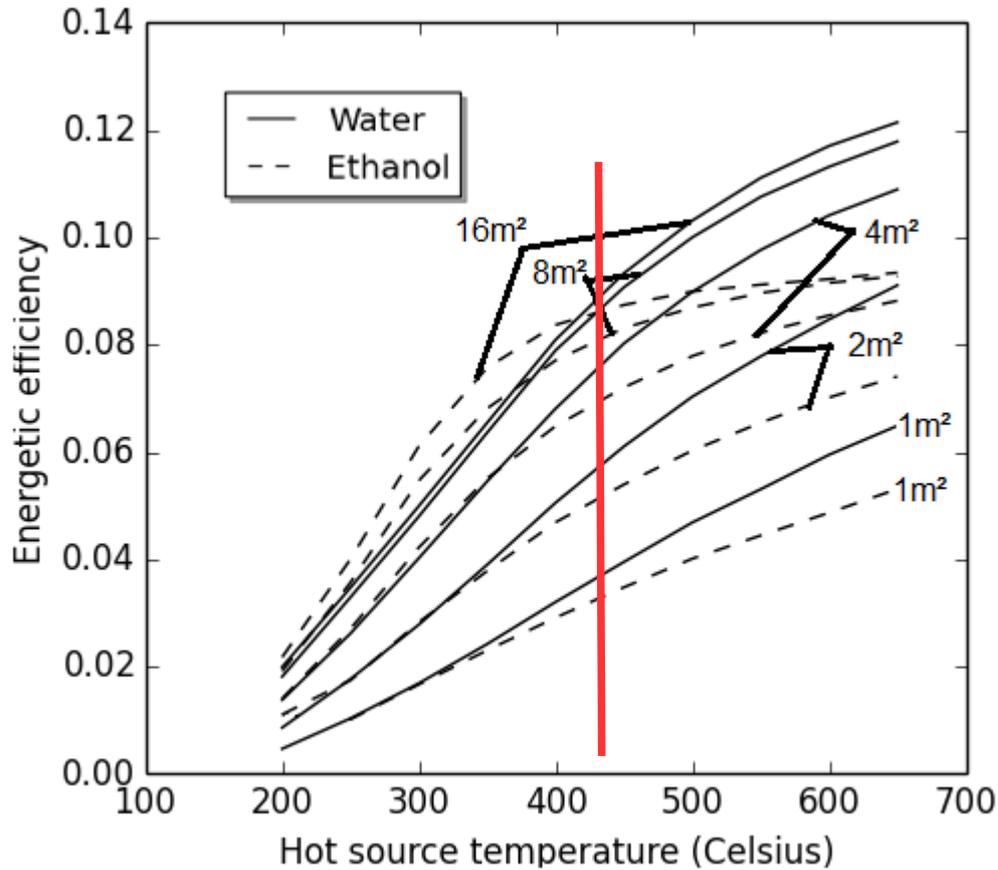
3-Point de faible charge



$$\eta_{\text{énergétique}} = \frac{W_{whr}}{Q_{gaz}}$$

$$\eta_{\text{exergétique}} = \frac{W_{whr}}{Ex_{gaz}}$$

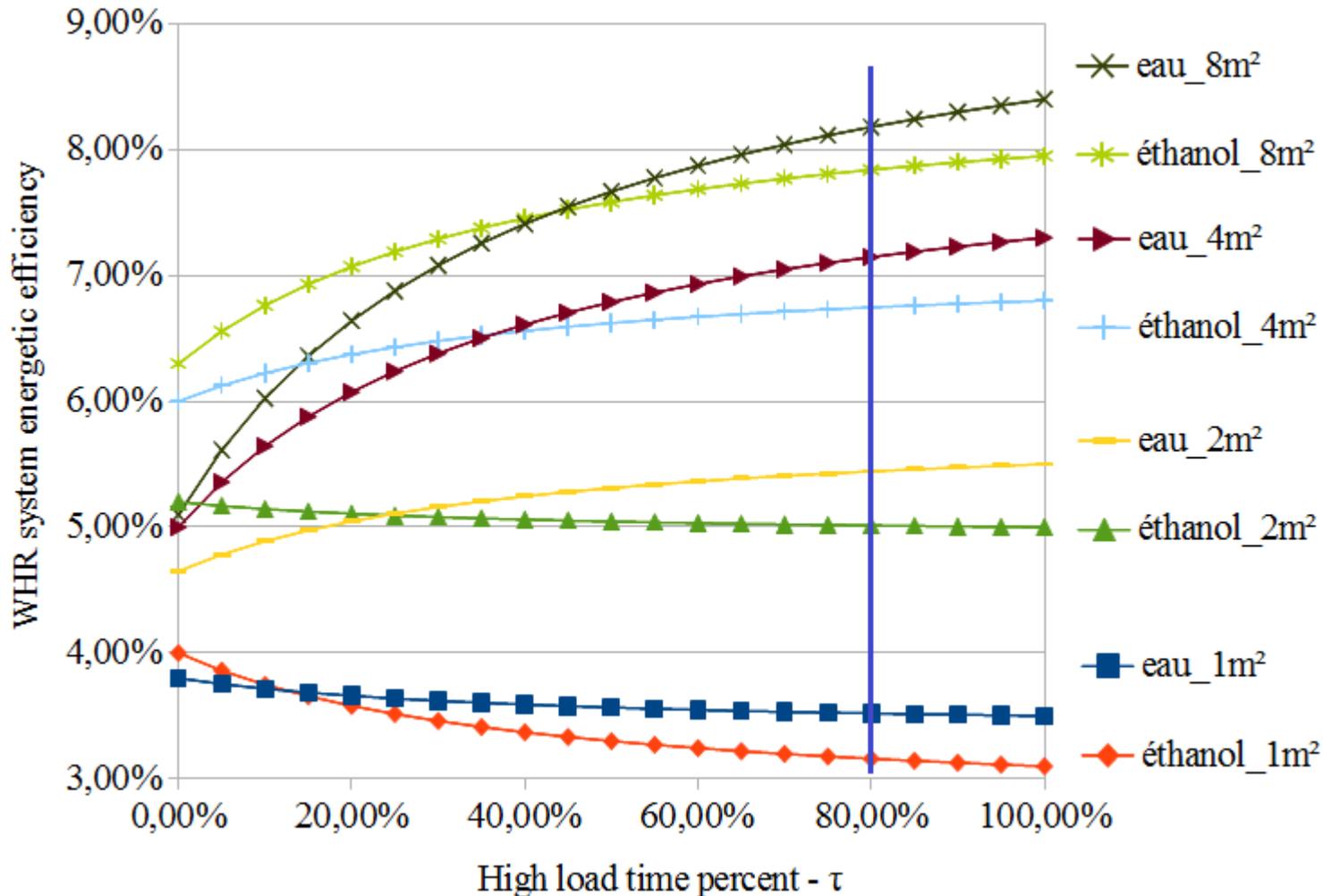
3-Point de forte charge



$$\eta_{\text{énergétique}} = \frac{W_{whr}}{Q_{gaz}}$$

$$\eta_{\text{exergétique}} = \frac{W_{whr}}{Ex_{gaz}}$$

4-Influence du rapport cyclique sur les performance du système

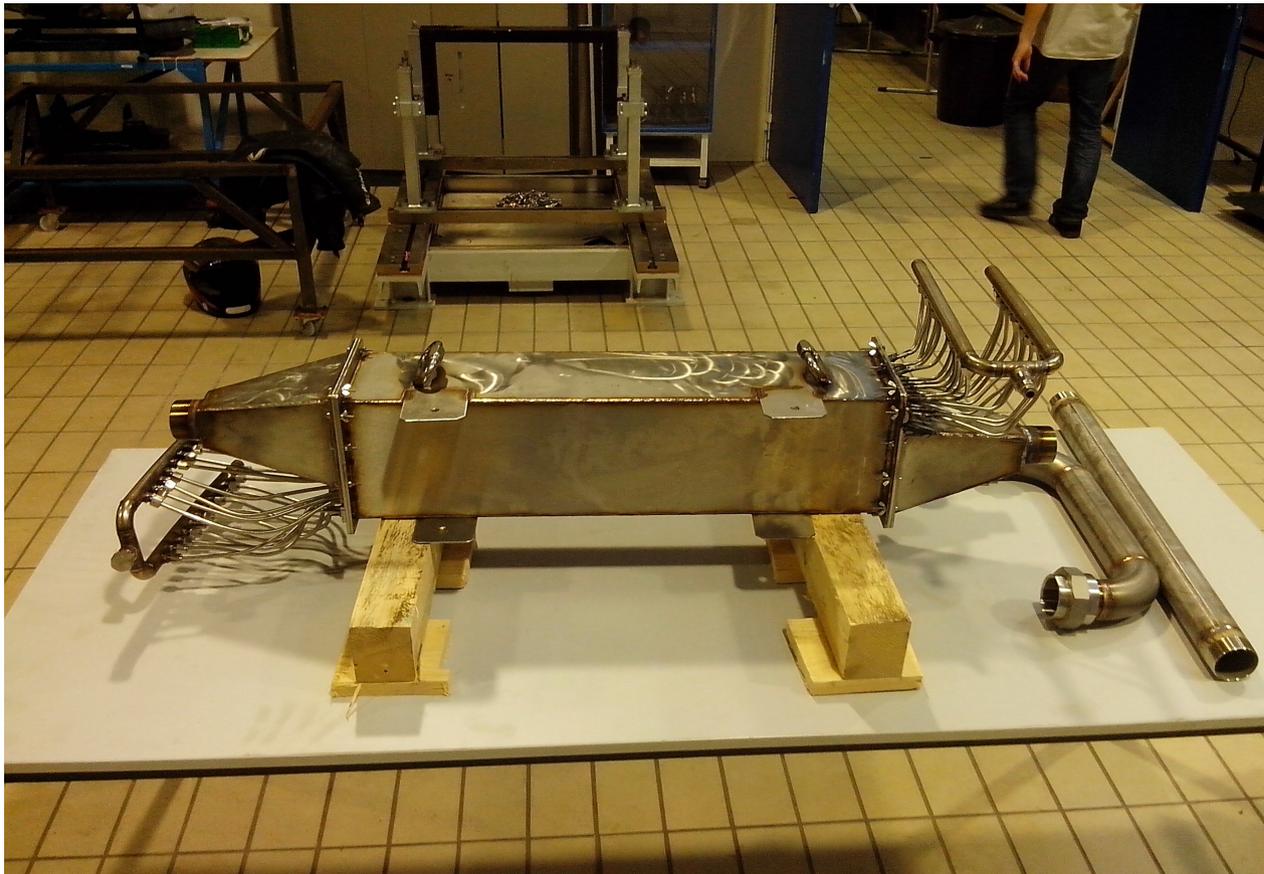


Fluide retenu :
Eau

Surface d'échange
 Retenue : **2m²**

5-Avancement du projet de thèse

Échangeur de chaleur fabriqué
à l'école Centrale de Nantes



Quentin Danel



14

5-Perspectives

- Évaluation des performances du système par des campagnes d'essais sur le banc expérimental
- Étude du fonctionnement instationnaire du système

Merci de votre attention