Modélisation et Simulation d'un Cycle de Rankine Organique pour de la récupération de chaleur perdue sur le liquide de refroidissement d'un moteur de camion

Modeling and Simulation of an Organic Rankine Cycle for Coolant Energy Recovery in Heavy Duty Trucks

Nicolas LECLERCQ*, Vincent LEMORT

Laboratoire de Thermodynamique, Université de Liège,
Campus du Sart Tilman, B49, B-4000 Liège, Belgique.
*(auteur correspondant : N.Leclercq@uliege.be)

Résumé - Dans cette étude, un modèle dynamique d'un Cycle de Rankine Organique pour de la récupération de chaleur sur liquide de refroidissement d'un moteur de camion est présenté. Le système est simulé sur un cycle routier réel, et, les conditions d'entrées étant variables, une stratégie de contrôle est nécessaire pour le maintien de la surchauffe et du sous-refroidissement à des niveaux positifs. La détente est réalisée à l'aide d'une turbine et permet de récupérer, en moyenne sur le cycle, 1332 W pour le Novec649 et 1641 W pour le R1233zd pour une puissance d'évaporateur de 50 kW sans récupérateur.

Mots-clés : Cycle de Rankine Organique ; Modèle dynamique ; Récupération de chaleur perdue ; Simulation numérique ; Contrôle.

Abstract - In this study, a dynamic model of an Organic Rankine Cycle for truck coolant recovery is presented. The system is simulated on a real road cycle (Lyon-Chambéry-Goncelin, France) with both Novec649 and R1233zd as working fluids. The working conditions being transient, a control is required for internal cycle variables such as the superheating and the subcooling for the system to operate properly. The expansion is done with a turbine and allows recovering average net powers of 1332 W for Novec649 and 1641 W for R1233zd out of 50 kW boiler power without recuperator.

Keywords: Organic Rankine Cycle; Dynamic model; Waste Heat Recovery; Numerical simulation; Control.

Nomenclature

$\dot{m}$	débit massique, $\mathrm{kg/s}$
N	vitesse de rotation, $\mathrm{tr/min}$
C	cylindrée, $\mathrm{m^3}$
K_{eq}	section de passage équivalente, $\mathrm{m^2}$
T	température, K
h	enthalpie massique, $\mathrm{J/kg}$
V	volume, $\mathrm{m^3}$
$\dot{Q}$	puissance d'échange de chaleur, W
cp	capacité massique, $\mathrm{J/(kg\,K)}$
t	temps, s
SC	surchauffe, K
SF	sous-refroidissement, K
rej	rejetée
ref	refroidisseur
mot	moteur
rad	radiateur
liq	liquide de refroidissement moteur
Symboles grecs	
ρ	masse volumique, $\mathrm{kg/m^3}$
Indices et exposants	
ft	fluide de travail
fs	fluide secondaire
e	entrée
s	sortie
pp	pompe
$turb$	turbine
f	fluide
p	paroi
ev	evaporateur
cd	condenseur

https://doi.org/10.25855/SFT2020-163

1. Introduction

L'augmentation des prix du carburant et de la sévérité des normes sur les émissions des véhicules force l'industrie automobile à se tourner vers des solutions plus écologiques afin de réduire la consommation de carburant. En effet, les objectifs de l'Union Européenne sont, sous les accords de Paris, de limiter le réchauffement climatique à 2°C [1]. Pour ce faire, l'objectif de l'UE pour 2030 est une réduction d'au minimum 40% des émissions de CO_2 par rapport aux niveaux émis en 1990. Parmi les émissions de CO_2 actuelles, 25% sont produites par le parc automobile, dont 6% par les véhicules utilitaires lourds (bus, camions). Pour ces derniers, la Commission Européenne a pour objectifs une diminution des émissions de CO_2 de 15% pour 2025 et 30% pour 2030 [2].

Grâce à son architecture et son principe de fonctionnement simples, le Cycle de Rankine Organique (CRO) est une technologie prometteuse qui pourrait apporter une économie de carburant considérable. Tandis que les gaz d'échappement sont une source de chaleur perdue bien connue pour la récupération de chaleur sur camions, le liquide de refroidissement moteur l'est beaucoup moins, certainement dû à son niveau d'exergie plus faible. En effet, la puissance thermique rejetée par les deux sources sont similaires, mais leurs températures sont différentes (90°C pour le liquide de refroidissement contre 310°C pour les gaz d'échappement, en moyenne), ce qui réduit le rendement de Carnot lorsque le système utilise l'eau de refroidissement comme source chaude.

Pourtant, le liquide de refroidissement montre aussi des avantages en tant que source de chaleur : des matériaux résistants à la corrosion et aux hautes températures ne sont pas nécessaires, le comportement dynamique assez lent de la source chaude rend le contrôle de la surchauffe plus simple et la source chaude, étant liquide, permet l'utilisation d'un évaporateur plus compact. Dès lors, l'objectif de cette étude est de montrer le potentiel que peut offrir la récupération de chaleur sur liquide de refroidissement en l'implémentant dans un modèle dynamique, ce qui permet aussi d'en discuter les questions de contrôle, notamment la régulation de la surchauffe et du sous-refroidissement à des niveaux positifs.

2. Description du système

Le modèle présenté dans cet article est un modèle dynamique construit sous Simulink. Le CRO est inclu dans un modèle de camion hybride léger (Figure 1) qui est lui-même simulé sur le cycle routier LCG. Le modèle du véhicule comprend la modélisation de tous les éléments en relation avec le système de propulsion du camion. L'évaporateur du cycle est situé dans le circuit de refroidissement moteur, juste après le passage dans le moteur afin d'accéder à la température du liquide de refroidissement la plus élevée. Concernant le condenseur, il est placé dans le bloc de refroidissement moteur (en face avant du véhicule, dès lors refroidi par air), entre le refroidisseur d'air de suralimentation (premier échangeur du bloc de refroidissement) et le radiateur du moteur, comme présenté à la Figure 2. En effet, placer le condenseur devant le refroidisseur d'air aurait comme conséquence une diminution nette de performance du turbocompresseur, ce qui n'aurait que peu d'intérêt, l'objectif étant de maximiser le rendement du moteur. En revanche, placer ce condenseur devant le radiateur du moteur n'a aucun impact sur ce dernier, puisqu'une partie de la chaleur qu'il est supposé dissiper est utilisée par l'évaporateur du CRO. De plus, placer le condenseur dans le bloc de refroidissement permet l'utilisation du ventilateur face avant à des fins de contrôle, et, lorsque la vitesse du camion est élevée, du débit

d'air naturel traversant la calandre.

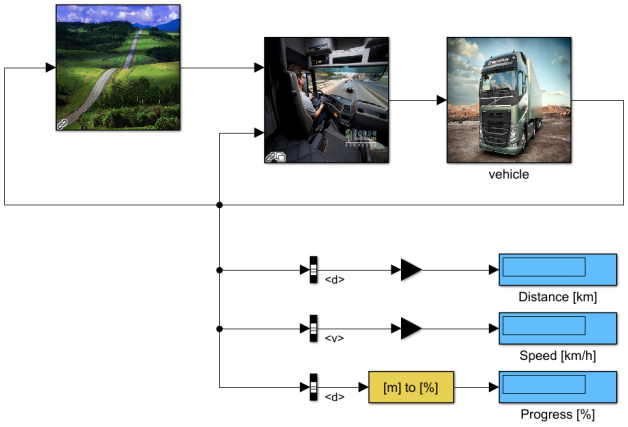

Figure 1 : *Interface du modèle de camion utilisé (cycle routier à gauche, comportement du conducteur au milieu et modèle du véhicule à droite).*

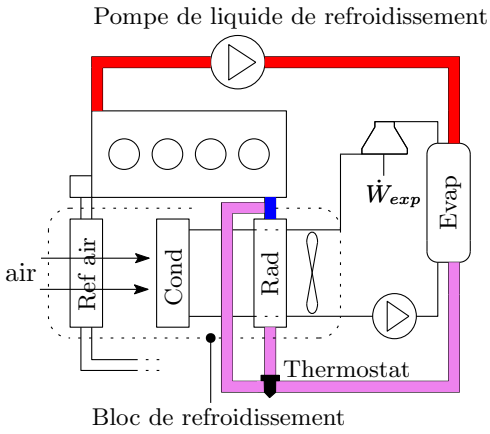

Figure 2 : *Représentation générale du système.*

Dans cette configuration, les conditions d'entrée imposées par le modèle du camion au modèle du CRO peuvent être trouvées ci-dessous (organigramme Figure 3) :

1. le débit de liquide de refroidissement contrôlé par une pompe dont la vitesse est proportionnelle à la vitesse du moteur (couplage entre la pompe et le moteur) ;
2. la température du liquide de refroidissement sortant du moteur dépend de la puissance instantanée du moteur et de la température du liquide de refroidissement entrant dans ce dernier ;
3. la température de l'air entrant dans le condenseur dépend de la température ambiante et de la puissance transférée par le refroidisseur d'air de suralimentation (dépendant elle-même de la puissance instantanée du moteur) ;
4. le débit d'air dans le bloc de refroidissement dépend de la vitesse du véhicule et de la vitesse de rotation du ventilateur.

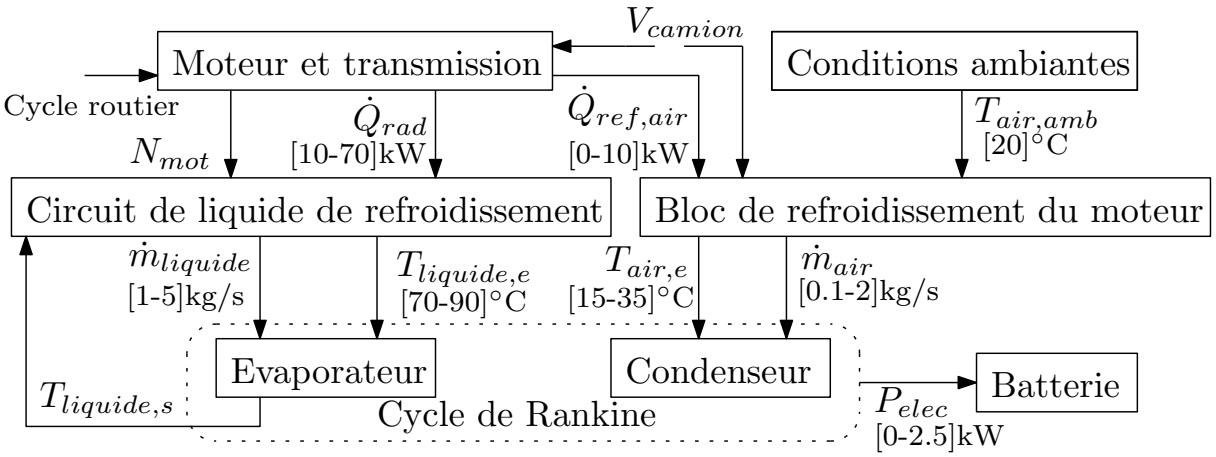

Figure 3 : *Organigramme des interactions des différents composants du camion avec le cycle de Rankine.*

3. Modélisation du CRO

Dans cette section, les modèles physiques de chaque composant du CRO sont détaillés. Les différentes variables du cycle (pression d'évaporation, débit massique de fluide de travail et enthalpie après chaque composant) sont calculées ou utilisées par ces composants. Quant à la pression de condensation, c'est une entrée du système qui peut être fixée via un réservoir pressurisé, dont la pression varie grâce à une bombonne d'air sous pression de 7 bar présente sur chaque camion.

3.1. Modélisation de la pompe

La pompe permet de fixer le débit de fluide de travail du modèle, en effet, grâce à sa cylindrée fixe et sa vitesse de rotation, il est possible de déterminer le débit massique du fluide (considéré comme incompressible), connaissant les conditions d'entrée de ce dernier, via l'équation suivante :

$$\dot{m}_{ft} = \frac{\rho_{ft,e} N_{pp} C_{pp}}{60} \tag{1}$$

avec $\dot{m}_{ft}$, le débit massique de fluide de travail (ft) [kg/s], N_{pp}, la vitesse de rotation de la pompe [tr/min] et C_{pp}, la cylindrée de la pompe [m^3].

3.2. Modélisation de la turbine

La turbine permet de fixer la pression d'évaporation du système, connaissant la pression de condensation et le débit massique de fluide de travail fixé par la pompe. Cette pression est calculée via la relation semi-empirique de Stodola qui suppose que le régime d'écoulement n'est pas critique [4] :

$$\dot{m}_{ft} = K_{eq} \sqrt{\rho_{ft,e,turb} P_{e,turb} \left(1 - \left(\frac{P_{e,turb}}{P_{s,turb}}\right)^{-2}\right)} \tag{2}$$

avec K_{eq} la section de passage équivalente [m^2] de la turbine qui est un paramètre fixe du modèle (différent pour les deux fluides simulés ultérieurement).

3.3. Modélisation des échangeurs

Les échangeurs de chaleur présents dans le système (évaporateur et condenseur) sont modélisés à l'aide de modèles à volumes finis. Pour ce faire, les échangeurs sont divisés en 8 parties appelés "disques" eux-même subdivisés en 3 volumes : un volume pour le fluide de travail, un volume pour la paroi d'échange et un volume pour le fluide secondaire. Les échanges sont considérés comme isobares. La disposition d'un disque ainsi que différentes variables intervenant dans les échanges thermiques peuvent être trouvées à la Figure 4. Dans un échangeur à plaque comme utilisé pour l'évaporateur, ces disques sont disposés en série, tandis que pour un échangeur à courants croisés (une seule passe) comme utilisé pour le condenseur, les volumes de fluide de travail sont disposés en série, mais les volumes d'air sont disposés en parallèle.

Pour les volumes contenant du fluide, les deux lois suivantes sont appliquées :

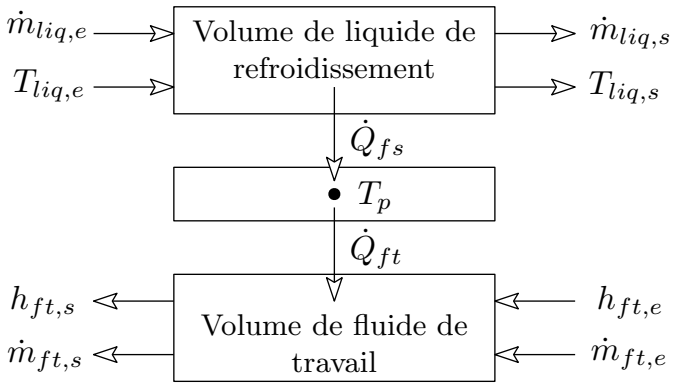

Figure 4 : *Représentation d'un disque de l'évaporateur.*

- Conservation de la masse :

$$V_f \frac{\partial \rho_f}{\partial t} = \dot{m}_{f,e} - \dot{m}_{f,s}; \tag{3}$$

- Conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial m_f h_f}{\partial t} = \dot{Q}_f + \dot{m}_{f,e} h_{f,e} - \dot{m}_{f,s} h_{f,s}; \tag{4}$$

avec V_f, le volume de fluide fixé par l'échangeur [m^3], ρ_f la masse volumique du fluide [kg/m^3], $\dot{m}_{f,e}$ et $\dot{m}_{f,s}$, les débits massiques de fluides entrant et sortant du volume [kg/s], m_f, la masse du fluide dans le volume V_f [kg], $\dot{Q}_f$, la puissance prise ou transférée au volume [W] par convection, $h_{f,e}$ et $h_{f,s}$ les enthalpies du fluide en entrée et en sortie du volume [J/kg].

En ce qui concerne le volume représentant la paroi, la conservation d'énergie s'écrit comme suit :

$$\rho_p cp_p V_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \dot{Q}_{fs} - \dot{Q}_{ft} \tag{5}$$

où l'indice "p" se réfère à paroi, avec cp_p la capacité thermique de la paroi, les indices "fs" et "ft", quant à eux, se réfèrent à "fluide secondaire" et "fluide de travail".

La résolution de la conservation de l'énergie est faite via les hypothèses $h_f = h_{f,s}$, et $\dot{m}_{f,e} = \dot{m}_{f,s} = \dot{m}_f$; $h_{f,s}$ étant dès lors l'inconnue à isoler (sortie du disque). Ecrite numériquement, l'équation à résoudre devient :

$$h_{f,s}^i = \frac{h_{f,s}^{i-1} + \tau/\rho V(\dot{m}_f h_{f,e} + \dot{Q}_f)}{1 - \dot{m}_f \tau/\rho V} \tag{6}$$

avec $\tau = 0.01$ [s], le pas de résolution numérique, et $\dot{Q}_f = hS\Big(\frac{T_{f,e}^{i-1} + T_{f,s}^{i-1}}{2} - T_p\Big)$, où h est le coefficient d'échange [W/m^{2}K] et S la surface d'échange [m^2].

4. Contrôle du modèle

Lors d'un trajet routier effectué par un camion, le moteur de ce dernier travaille sur une multitude de points, où sa vitesse de rotation et son couple varient. Les conditions de refroidissement du moteur sont donc également variables et influent sur le système Rankine, en effet,

la température du liquide de refroidissement en entrée d'évaporateur varie ainsi que le débit massique de ce dernier, et il en va de même pour l'air entrant dans le condenseur. Cependant, pour un fonctionnement optimal du cycle de Rankine, deux conditions essentielles doivent être respectées : éviter un état diphasique en entrée de pompe ainsi qu'en entrée de turbine. Pour veiller au respect de ces conditions, deux variables sont introduites : la surchauffe (SC) et le sous-refroidissement (SF) dont les valeurs doivent être positives.

$$SC = T_{ft,s,ev} - T_{ft,sat,s,ev} \tag{7}$$

$$SF = T_{ft,sat,s,cd} - T_{ft,s,cd} \tag{8}$$

4.1. Contrôle de la surchauffe

Comme on peut le voir à l'équation 7, la surchauffe dépend non seulement de la pression d'évaporation via le terme $T_{ft,sat,s,evap}$ (dépendant elle-même du débit massique de fluide entrant dans la turbine et de la pression de condensation), mais aussi du débit massique de fluide et de liquide de refroidissement, ainsi que de la température de ce dernier via le terme $T_{ft,s,evap}$.

Les différentes influences sur la surchauffe des variables décrites ci-dessus ainsi que leurs dynamiques sont représentées au Tableau 1. La différenciation entre les variables dites "contrôlables" et les perturbations est également faite dans ce tableau, afin de savoir quelle variable peut être utilisée à des fins de contrôle.

Augmentation de	$T_{ft,s,ev}$	Dynamique	$T_{ft,sat,s,ev}$	Dynamique	SC	Effet
$\dot{m}_{liquide}$	$\nearrow$	Moyenne	$\longrightarrow$	Aucune	$\nearrow$	Perturbateur
$T_{liquide}$	$\nearrow$	Moyenne	$\longrightarrow$	Aucune	$\nearrow$	Perturbateur
$\dot{m}_{ft}$	$\searrow$	Rapide	$\nearrow$	Rapide	$\searrow$	Contrôlable
P_{cd}	$\longrightarrow$	Aucune	$\nearrow$	Rapide	$\searrow$	Contrôlable

Tableau 1 : *Influence sur la surchauffe de différentes variables du cycle, ainsi que leur dynamique respective. La dynamique du processus est définie à "rapide" lorsque la constante de temps est inférieure à 5 s et à "moyenne" lorsqu'elle est inférieure à 30 s.*

Au vu de la dynamique très rapide qu'a le débit massique de fluide de travail sur les deux termes de la surchauffe, c'est cette variable qui va être utilisée pour la contrôler. Pour rappel, cette variable est contrôlée via la vitesse de rotation de la pompe. Lorsque la surchauffe sera au dessus de sa consigne, la vitesse de la pompe augmentera afin de diminuer celle-ci et inversement.

4.2. Contrôle du sous-refroidissement

En examinant l'équation 8, on peut remarquer que les différentes variables ayant une influence sur le sous-refroidissement sont la pression de condensation pour le terme $T_{ft,sat,s,cd}$ et le débit massique de fluide de travail, la température ainsi que le débit massique d'air entrant dans le condenseur pour le terme $T_{ft,s,cd}$.

A nouveau, les influences et les dynamiques de ces variables peuvent être trouvées au Tableau 2.

Augmentation de	$T_{ft,s,cd}$	Dynamique	$T_{ft,sat,s,cd}$	Dynamique	SF	Effet
$\dot{m}_{air}$	$\searrow$	Moyenne	$\longrightarrow$	Aucune	$\nearrow$	Contrôlable
T_{air}	$\nearrow$	Moyenne	$\longrightarrow$	Aucune	$\searrow$	Perturbateur
$\dot{m}_{ft}$	$\nearrow$	Rapide	$\longrightarrow$	Aucune	$\searrow$	Perturbateur
P_{cd}	$\longrightarrow$	Aucune	$\nearrow$	Rapide	$\nearrow$	Contrôlable

Tableau 2 : *Influence sur le sous-refroidissement de différentes variables du cycle, ainsi que leur dynamique respective.*

Cette fois-ci, le débit massique de fluide de travail a été identifié comme étant une perturbation pour le sous-refroidissement, en effet, étant déjà utilisé pour le contrôle de la surchauffe, il varie pour cette dernière et perturbe le contrôle du sous-refroidissement.

Deux variables ont été retenues pour le contrôle du sous-refroidissement, le débit massique d'air, contrôlable via le ventilateur face avant du camion, et la pression de condensation, qui peut être modifiée grâce au réservoir pressurisé du système.

Tous les contrôleurs utilisés dans les simulations sont des contrôleurs proportionnel-intégral (PI). Ceux-ci sont aussi équipés d'un système anti-saturation afin que la composante intégrale de la variable de contrôle reste stable lorsque le contrôleur est saturé. Les gains des contrôleurs sont déterminés via la méthode du réglage lambda [5], cette méthode permet de calculer les gains via certains paramètres que l'ont trouve en effectuant une fonction échelon sur la variable de contrôle afin d'analyser le comportement de la surchauffe/du sous-refroidissement en boucle ouverte.

5. Résultats

Les simulations ont été réalisées avec deux fluides de travail différents, le Novec649, ayant son point d'ébullition à 46°C et sa température critique à 169°C et le R1233zd, ayant son point d'ébullition à 14°C et sa température critique à 166°C.

5.1. Stratégie de contrôle

Le contrôle du sous-refroidissement étant réalisé avec deux variables différentes, une stratégie de contrôle est nécessaire afin de ne pas avoir d'incompatibilité entre les deux contrôleurs. Dû à la consommation excessive du ventilateur du bloc de refroidissement lorsque la vitesse du véhicule est faible (la puissance nette fournie par le système était parfois négative), l'utilisation du ventilateur comme un moyen de régulation d'urgence semble stratégique. De ce fait, deux consignes différentes ont été attribuées aux contrôleurs, 5K pour le contrôle du sous-refroidissement via la pression de condensation, et 2K via la vitesse du ventilateur, qui ne s'active dès que le sous-refroidissement atteint un stade critique (très proche de 0). Ces valeurs de consigne choisies sont un compromis entre sécurité et maximisation d'efficacité du cycle.

5.2. Difficultés rencontrées avec le R1233zd

Bien que la stratégie de contrôle du sous-refroidissement fonctionne très bien pour le Novec649, ce ne fût pas le cas pour le R1233zd. En effet, il arrive parfois que les deux contrôleurs ne sachent pas suivre les variations rapides du sous-refroidissement, notamment dans les cas où

la vitesse du véhicule est faible. Une stratégie supplémentaire a donc dû être introduite. Cette dernière consiste en la réduction de la vitesse de la pompe proportionnellement à la vitesse du véhicule, le débit massique de fluide de travail ayant une influence sur le sous-refroidissement autant que sur la surchauffe. Durant la période de réduction, le contrôleur de surchauffe est désactivé afin que la vitesse de la pompe puisse-t-être diminuée sans que le contrôleur ne la régule, ce qui a pour conséquences des augmentations de la surchauffe lorsque la vitesse du véhicule diminue. Les résultats des stratégies décrites précédemment peuvent être trouvés à la Figure 5. L'effet de la stratégie de réduction de la vitesse de la pompe est visible notamment aux alentours de 5000 s.

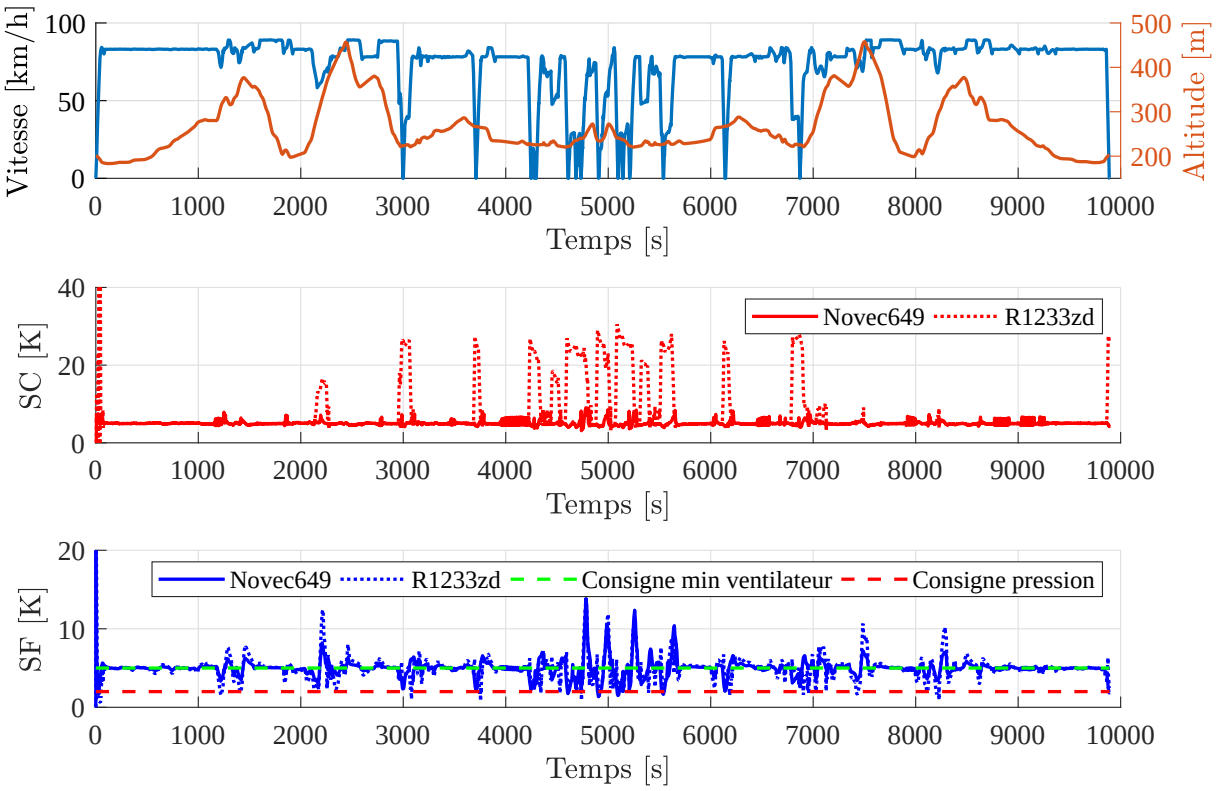

Figure 5 : *Représentation du cycle routier utilisé (LCG) et variations de la surchauffe et du sous-refroidissement pour les deux fluides de travail considérés.*

5.3. Puissances récupérées

Finalement, les puissances moyennes récupérées sur le cycle par les deux fluides vont être comparées. Cette comparaison inclut également l'utilisation ou non d'un récupérateur, un échangeur de chaleur dont la fonction est de récupérer de la chaleur après la détente de la turbine pour la transférer dans le circuit avant l'évaporateur, ce qui permet, en principe, d'augmenter le rendement du cycle. Les résultats moyennés sur le cycle LCG sont présentés au Tableau 3. Les résultats montrent qu'un récupérateur ne peut être envisagé que dans le cas du Novec649, sous la condition qu'il n'engendre pas de pertes de charge excessives qui augmenteraient la consommation de la pompe. Dans le cas d'une utilisation sans récupérateur, les résultats montrent une puissance récupérée supérieure pour le R1233zd, malgré que les températures critiques des deux fluides sont similaires.

	Novec649	Novec649 + récupérateur	R1233zd	R1233zd + récupérateur
Puissance évaporateur [kW]	54	50.6	53.6	52.2
Puissance récupérateur [W]	0	6726	0	1859
Puissance brute Rankine [W]	1582	1936	1945	2038
Puissance nette Rankine [W]	1332	1691	1641	1736

Tableau 3 : *Comparaison des puissances moyennes récupérées par les deux fluides de travail avec et sans récupérateur.*

6. Conclusion

Cette étude a permis, via l'utilisation d'un modèle dynamique de CRO, d'évaluer le potentiel qu'offre la récupération de chaleur perdue sur liquide de refroidissement camion. A ces fins, des stratégies de contrôle différentes ont dû être développées pour les deux fluides de travail utilisés, Novec649 et R1233zd, afin de respecter les consignes de surchauffe et sous-refroidissement données, dont les résultats ont mis en évidence un contrôle permettant le bon fonctionnement du système. Finalement, ces résultats ont montré qu'une différence de puissance récupérée existait bien entre les deux fluides, mais que celle-ci peut être comblée par l'ajout d'un récupérateur au système, ce dernier ajoutant un encombrement et un coût supplémentaire.

Références

[1] EUROPEAN COMMISSION, *Proposal for a regulation of the European parliament and of the council setting CO2 emission performance standards for new heavy-duty vehicles*, Bruxelles, Mai 2018.

[2] INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION, *THE EUROPEAN COMMISSION'S PROPOSED CO2 STANDARDS FOR HEAVY-DUTY VEHICLES*, Bruxelles, Juin 2018.

[3] P. Leduc, P. Smague, A. Leroux, G. Henry, Low temperature heat recovery in engine coolant for stationary and road transport applications, *IV International Seminar on ORC Power Systems.* (Milan, 13rd-15th September, 2017), 834-842.

[4] Baligh El Hefni, Daniel Bouskela, *Modeling and Simulation of Thermal Power Plants with ThermoSysPro, A Theoretical Introduction and a Practical Guide*, France, Springer, 2019.

[5] M. T. Coughran, *Lambda Tuning — the Universal Method for PID Controllers in Process Control.*

[6] M. GOMEZ, *Récupération d'énergie par cycle de Rankine*, Juillet 2013.

[7] Vincent GRELET, *Rankine cycle based waste heat recovery system applied to heavy duty vehicles : topological optimization and model based control*, Thèse en cotutelle entre l'Université Claude Bernard Lyon 1 et l'Université de Liège, janvier 2016.

[8] Emmanuel GODOY, Eric OSTERTAG, *Commande numérique des systèmes*, France, Ellipses Marketing, 2003.