



**HAL**  
open science

# Etude d'un système réversible climatisation/cycle Rankine organique : application au cas du véhicule terrestre

Luca Di Cairano

► **To cite this version:**

Luca Di Cairano. Etude d'un système réversible climatisation/cycle Rankine organique : application au cas du véhicule terrestre. Thermique [physics.class-ph]. Université Paris sciences et lettres, 2019. Français. NNT : 2019PSLEM066 . tel-03919741

**HAL Id: tel-03919741**

**<https://pastel.hal.science/tel-03919741>**

Submitted on 3 Jan 2023

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

**THÈSE DE DOCTORAT**  
**DE L'UNIVERSITÉ PSL**

Préparée à MINES ParisTech

**Etude d'un système réversible climatisation/cycle Rankine organique: application au cas du véhicule terrestre**

**Thèse Confidentielle jusqu'au**

**11 Décembre 2022**

Soutenue par

**Luca DI CAIRANO**

Le 11 Décembre 2019

Ecole doctorale n° 621

**INGÉNIERIE DES SYSTÈMES,  
MATÉRIAUX, MÉCANIQUE,  
ÉNERGÉTIQUE**

Spécialité

**ÉNERGÉTIQUES ET  
PROCÉDÉS**

Composition du jury :

Lavinia, GROSU  
Maître de conférences HDR, Université Paris Nanterre  
*Rapporteur*

Vincent, LEMORT  
Professeur, Université de Liège  
*Président Rapporteur*

Rémi, REVELLIN  
Professeur, INSA Lyon  
*Examineur*

Wissam, BOU NADER  
Docteur, Groupe PSA  
*Examineur*

Maroun, NEMER  
Chargé de recherche, MINES ParisTech  
*Examineur*

Chakib, BOUALLOU  
Professeur, MINES ParisTech  
*Directeur de thèse*



---

# Remerciements

Je commence ces remerciements par mes encadrants. Maroun Nemer, Directeur du CES, pour m'avoir proposé de travailler sur un sujet de thèse si intéressant, pour son soutien et ses conseils.

Chakib Bouallou, mon Directeur de thèse, pour avoir accepté de diriger ma thèse et pour sa disponibilité et son support tout au long du parcours, spécialement pendant la phase de rédaction.

Je voudrais aussi remercier Wissam Bou Nader pour la collaboration avec PSA et pour m'avoir ouvert les portes du domaine automobile. Son aide a été un vrai atout dans cette expérience.

Je souhaite exprimer ma gratitude aux membres du jury Lavinia Grosu et Vincent Lemort pour avoir accepté de rapporter cette thèse avec enthousiasme ainsi qu'à Rémi Revellin pour avoir accepté d'examiner mes travaux.

Un remerciement spécial à tout le CES. En particulier aux deux membres de la Plateforme Technologique qui m'ont permis de réaliser la preuve de concept de ReverCycle : Vigneswaran Shanmugathas et Ludovic De Oliveira.

Une mention spéciale va aussi à Franck Fayolle le pilier de la Plateforme Technologique pour son incroyable disponibilité. Je dois aussi remercier toute l'équipe administrative du CES Rocio Valdez Carranza, Marie-Astrid Krames et surtout Isabelle Focquenoey pour son travail de relecture.

Merci aussi au support informatique de Philippe Calvet.

Ce parcours de thèse n'aurait pas été aussi riche et intense sans les nombreux échanges, y compris scientifiques, avec Afif Tajouri, Florent Breque, Egoï Ortego, Rodrigo Rivera Tinoco, Florian Dittmann...

Je voulais adresser un profond remerciement à mes parents pour leur soutien sans faille dans cette expérience, pour leurs encouragements et leur bienveillance.

Enfin je ne peux que conclure ces remerciements avec ma gratitude et mon amour envers Marta. Son soutien, ses attentions et sa tendresse ont été une contribution inestimable.



---

# Nomenclature

A	Surface	$m^2$
a	Accélération	$m s^{-2}$
AU	Coefficient global de transfert de chaleur	$W K^{-1}$
c	Capacité thermique massique	$J.kg^{-1}K^{-1}$
$c_p$	Capacité thermique massique à pression constante	$J kg^{-1}K^{-1}$
$C_d$	Coefficient de traînée	-
d	Diamètre	m
F	Force	N
g	Accélération de pesanteur	$m s^{-2}$
h	Enthalpie massique	$J kg^{-1}$
$h_{cv}$	Coefficient d'échange convectif	$W m^{-2} K^{-1}$
I	Densité de flux solaire	$W m^{-2}$
J	Moment d'inertie	$Kg m^2$
k	Rapport de transmission	-
L	Longueur	m
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Débit massique	$kg s^{-1}$
n	Fréquence de rotation	Hz
p	Pression	Pa
Pr	Nombre de Prandtl	-
$\dot{Q}$	Puissance thermique	W
R	Résistance électrique	$\Omega$
r	Rayon	m
Re	Nombre de Reynolds	-
s	Entropie massique	$J kg^{-1}K^{-1}$
T	Température	K
t	Temps	s
$\dot{V}$	Débit volumétrique	$m^3 s^{-1}$
V	Voltage	V
V	Cylindrée	$m^3$
v	Vitesse	$m s^{-1}$
W	Puissance	W
x	Position	m
f	Coefficient de frottement	-
v	Volume spécifique	$m^3 kg^{-1}$

---

## Lettres grecques

$\eta$	Rendement	-
$\varepsilon$	Emissivité	-
$\theta$	Angle	-
$\rho$	Masse volumique	kg.m <sup>-3</sup>
$\tau$	Couple	Nm
$\omega$	Vitesse de rotation	tr mn <sup>-1</sup>
$\lambda$	Conductivité thermique	W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>

## Sigles

BVR	Built-in Volume Ratio
CERC	Compression-Ejection Refrigeration Cycle
COP	Coefficient Of Performance
CV	Conventional Vehicle
EORC	Ejector Organic Rankine Cycle
ERC	Ejector Refrigeration Cycle
FF	Filling Factor
GWP	Global Warming Potential
HTA	Heat Transfer Area
HVAC&R	Heating Ventilation Air Conditioning & Refrigeration
ICE	Internal Combustion Engine
MAC	Mobile Air Conditioning
NEDC	New European Driving Cycle
NRMSD	Normalized Root Mean Square Deviation
NXP	Nozzle eXit Position
ODP	Ozone Depletion Potential
ORC	Organic Rankine Cycle
PAC	Pompe à Chaleur
PCI	Pouvoir Calorifique Inférieur
SHEV	Serial Hybrid Electric Vehicle
SOC	State Of Charge
TEG	ThermoElectric Generator
VC	Vapor Compression
VVT	Variable Valve Timing
WLTC	Worldwide harmonized Light vehicle Test Cycle
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicle Test Procedure

## Indices

absorb	Absorbé
ac	Air dans la Cabine
ad	Adapté

---

air_drag	Trainée de l'air
amb	Ambiante
b	Batterie
blown	Soufflé
c	Condenseur
car	Carrosserie
cara	Caractéristique
co	Circuit Ouvert
Compr	Compresseur
Cor	Coriolis
crit	Critique
disp	Cylindrée
elec	Electrique
evap	Evaporateur
ex	Refoulement/ Sortie
Exp	Expérimental
ext	Externe
fuel	Combustible
g	Génératrice
glas	Vitrage
grade	Pente
in	Relatif à l'entrée
int	Interne
inf	Infiltration
int	Interne
is	Isentropique
kin	Cinématique
l	Liquide
leak	Fuite
liq	Relatif au liquide refroidissement moteur
loss	Perte mécanique
méca	Mécanique
mi	Masse Interne
nom	Nominal
out	Relatif à la sortie
p	Primaire
pass	Passager
rec	Récupéré
ref	Fluide frigorigène
roll	Roulement
s	Secondaire
Sat	Relatif à la saturation
sh	Arbre
Sim	Simulé
su	Aspiration
th	Thermique

---



---

thr	Col de la tuyère
tp	Diphastique
trans	Transmise
tras	Transmission
turb	Turbine
v	Vapeur
vol	Volumétrique
w	Paroi

---

# Sommaire

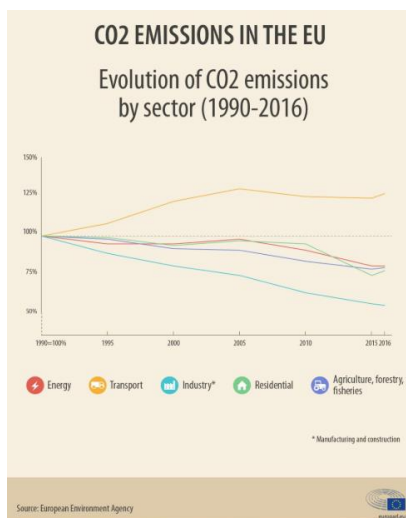
Nomenclature.....	III
Introduction.....	3
Chapitre I <i>ReverCycle : un système multi-génération pour introduire la récupération de chaleur dans l'automobile.</i> .....	7
1 Introduction.....	9
1.1 Les axes de réduction de la consommation du véhicule .....	10
1.1.1 Les solutions technologiques pour l'amélioration de l'énergie utile .....	12
1.1.2 Les rejets thermiques du moteur .....	13
1.1.3 Les systèmes de récupération de chaleur .....	16
1.1.4 Les systèmes multi-génération.....	17
1.1.5 Le concept de ReverCycle .....	20
1.2 Le système de climatisation du véhicule.....	22
1.2.1 Le cycle thermodynamique .....	22
1.2.2 Technologie des composants .....	23
1.2.3 Dimensionnement d'un système de climatisation embarqué .....	24
1.2.4 Temps d'activation du système de climatisation .....	26
1.3 Les cycles Rankine et Rankine Organique.....	38
1.3.1 Le cycle thermodynamique .....	38
1.3.2 Technologie des composants .....	39
1.3.3 Etude des architectures embarquées.....	42
1.3.4 Analyse complémentaire des architectures embarquées .....	45
1.4 Les cycles de réfrigération à éjecteur.....	50
1.4.1 Le cycle thermodynamique .....	51
1.4.2 Technologie des composants .....	57
1.4.3 Etude des architectures embarquées.....	58
1.4.4 Analyse complémentaire des architectures embarquées .....	62
1.5 ReverCycle.....	73
1.6 Conclusions.....	75
Chapitre II <i>Détermination du gain en consommation du système ReverCycle : comparaison entre l'application à un véhicule conventionnel et un véhicule hybride série.</i> .....	77
2 Introduction.....	79
2.1 Voiture conventionnelle.....	80

---

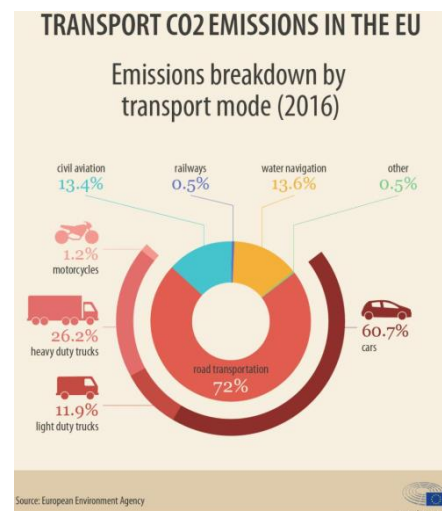
2.1.1	Modèle global de la voiture .....	80
2.1.2	Dimensionnement et gain en consommation de ReverCycle.....	100
2.2	Voiture hybride .....	115
2.2.1	Modèle global de la voiture .....	116
2.2.2	Dimensionnement de ReverCycle.....	123
2.2.3	Le gain en consommation de ReverCycle.....	124
2.3	Conclusions.....	129
Chapitre III <i>La preuve de concept de ReverCycle.</i> ....		131
3	Introduction.....	133
3.1	Preuve de concept ReverCycle MAC/ORC .....	133
3.1.1	Description du banc d'essais.....	133
3.1.2	Résultats des essais .....	148
3.2	Preuve de concept ReverCycle ERC.....	165
3.2.1	Description du banc d'essais.....	165
3.2.2	Résultats des essais .....	167
3.3	Conclusions.....	172
Conclusion .....		175
Bibliographie.....		181

# Introduction

Les changements climatiques constituent un enjeu majeur pour notre société et présentent des conséquences telles que l'augmentation de la température de la surface de la planète (Hansen *et al.*, 2010). La réduction des émissions de CO<sub>2</sub> devient urgente. L'Agence Européenne de l'Environnement a mis en évidence l'augmentation des émissions de CO<sub>2</sub> dans le secteur des transports (Figure 1). La cause principale de ces émissions sont les véhicules particuliers (Figure 2).



**Figure 1 : Evolution des émissions de CO<sub>2</sub> dans l'Union Européenne**



**Figure 2 : Répartition des émissions de CO<sub>2</sub> du secteur des transports dans l'Union Européenne**

Cette augmentation des émissions n'est plus acceptable et des restrictions importantes sont actuellement mises en place partout dans le monde (Johnson, 2015). L'effort de développement de solutions technologiques pour la réduction de la consommation et des émissions est donc très important. Ce travail de thèse naît dans ce contexte avec une collaboration entre le CES et le groupe PSA sur le développement d'un nouveau système embarqué visant la réduction de la consommation compacte et à faible coût. La structure de cette thèse est simple et divisée en trois chapitres.

Le premier chapitre de cette thèse présente les différents axes de réduction de la consommation du véhicule en mettant en évidence l'importance des systèmes de récupération de chaleur. Parmi ces systèmes, les cycles Rankine et Rankine Organique sont très prometteurs, mais jusqu'à présent les constructeurs n'ont pas trouvé la formule permettant leur succès commercial. Dernièrement, la littérature propose plus fréquemment la naissance de systèmes hybrides de multi-génération. La multi-génération consiste en la production de plusieurs formes d'énergie comme la chaleur, le froid ou le travail mécanique à partir d'une ou plusieurs entrées d'énergie primaire. Ces systèmes peuvent

---

être optimisés et rendus très compacts. Les besoins du domaine automobile tendent vers le développement d'un système compact et flexible ; un système multi-génération pourrait alors être une solution possible pour l'introduction de la récupération de chaleur dans le véhicule.

Le système de multi-génération proposé par le CES se nomme ReverCycle. L'idée d'origine est de créer un système hybride entre un système de climatisation, un cycle de Rankine Organique (ORC) et un cycle de réfrigération à éjecteur (ERC). La première question consiste en la possibilité technologique de développer un tel cycle. Il faudra alors étudier les différents cycles et les technologies des composants pour en trouver les possibles synergies. Il faudra aussi évaluer le rendement thermodynamique des différents cycles. Une analyse des interactions entre les différentes fonctions du système ReverCycle sera également nécessaire.

Chacun des trois cycles (climatisation, ORC et ERC) est étudié séparément.

Le système de climatisation est étudié en premier. Le cycle, la technologie et les dimensions de ses composants sont analysés en détail ainsi que son temps d'activation. En effet, si les composants du système de climatisation ne sont pas exploités pendant une large partie de l'année, à cause de l'absence de besoin de froid dans l'habitacle, il est possible de les exploiter dans des cycles ORC ou ERC.

Un état de l'art sur les cycles de Rankine Organique est alors proposé. La technologie des composants du système ORC est similaire à celle du système de climatisation, notamment lorsqu'il s'agit de récupérer les rejets thermiques du système de refroidissement moteur.

Après avoir analysé les cycles de Rankine Organique, l'étude se porte sur la réfrigération à éjecteur. Un état de l'art sur les différentes architectures étudiées dans le domaine automobile ainsi qu'une analyse sur le potentiel de ce système à satisfaire les besoins de climatisation de la cabine du véhicule va permettre de sélectionner l'architecture la plus adaptée pour le développement de ReverCycle.

En fin de chapitre, après ces trois différentes analyses, il sera possible de définir l'architecture finale de ReverCycle.

Le deuxième chapitre doit permettre de calculer le gain en consommation de ReverCycle. Etant donné la récente accélération dans l'électrification des véhicules, il a été décidé d'étudier l'application de ReverCycle sur un véhicule conventionnel, mais aussi sur un véhicule hybride série.

Une démarche de modélisation est donc nécessaire pour caractériser l'ensemble du véhicule et le comportement de ses différents sous-systèmes. La création du modèle est réalisée par étapes et chaque étape comporte la validation des résultats sur des essais. Il est en effet très important de comprendre les limites du modèle pour pouvoir analyser avec un esprit critique ses résultats.

Un modèle multi-physique sur Dymola est proposé pour étudier le cas de l'application de ReverCycle à un véhicule conventionnel, tandis qu'un modèle simplifiée sur Matlab est proposé pour l'étude de l'application au véhicule hybride série.

Une démarche pour le calcul du gain en consommation est aussi proposée. Cette démarche doit tenir compte de différentes conditions initiales au niveau de la température du moteur. Les résultats pour un démarrage à froid ou à chaud ne sont pas du tout similaires en raison du temps de la mise en température du moteur qui empêche la récupération de chaleur. Il faut en outre tenir compte de

---

la température ambiante et de sa variation au cours de l'année. Il est possible qu'un climat froid soit plus profitable pour ReverCycle par rapport à un climat chaud ou vice-versa. Une simulation annuelle est donc nécessaire.

Le deuxième chapitre cherche à répondre à tous ces différents aspects. Son objectif est de fournir tous les éléments nécessaires pour pouvoir juger de l'efficacité de la solution ReverCycle.

Le troisième et dernier chapitre présente l'activité expérimentale conduite pour la validation des modèles de simulation et pour démontrer la faisabilité technologique du concept. Une preuve de concept de ReverCycle a été réalisée.

La preuve de concept ne vise pas encore à démontrer la possibilité de l'intégration dans le véhicule. Le choix de ses composants ne sera donc pas limité par les contraintes de poids et d'espace du domaine automobile.

Les trois modes de fonctionnement seront testés. L'intérêt principal est de comprendre le potentiel de récupération en mode cycle Rankine Organique et en mode cycle de réfrigération à éjecteur. L'objectif est de valider le calcul de gain en consommation provenant de la simulation. L'activité expérimentale fournit aussi un retour d'expérience très important sur le fonctionnement du système et sur les différentes problématiques à aborder lors du futur développement de ReverCycle.

Cette thèse a donné lieu au dépôt de trois brevets pour protéger le concept de ReverCycle.



---

# **Chapitre I** *ReverCycle : un système multi-génération pour introduire la récupération de chaleur dans l'automobile.*





---

# 1 Introduction

La demande d'énergie primaire croît de manière constante, tandis que les gisements de combustibles fossiles s'amointrissent. Simultanément, les effets du réchauffement climatique sont de plus en plus évidents avec pour preuve une augmentation anormale de la température de surface de la Terre et du niveau de la mer (Wolff *et al.*, 2014).

Dans ce contexte, le défi de l'efficacité énergétique devient majeur. L'objectif est de réduire la consommation et les émissions de gaz à effet serre responsables du réchauffement climatique.

Le secteur des transports est responsable de 64,5% de la consommation mondiale du pétrole, combustible qui représente le 39,9% de la consommation finale d'énergie et de 33,9% des émissions de  $CO_2$  (Key World Energy Statistics 2016, 2016).

La majeure partie de la consommation d'énergie dans les transports est due aux véhicules avec un moteur à combustion interne. Les différents organismes régulateurs nationaux et internationaux sont en train de proposer des lois de plus en plus contraignantes concernant les émissions des voitures (Johnson, 2015). Les constructeurs automobiles sont donc soumis à un défi majeur dans les prochaines années pour arriver à respecter les futures normes.

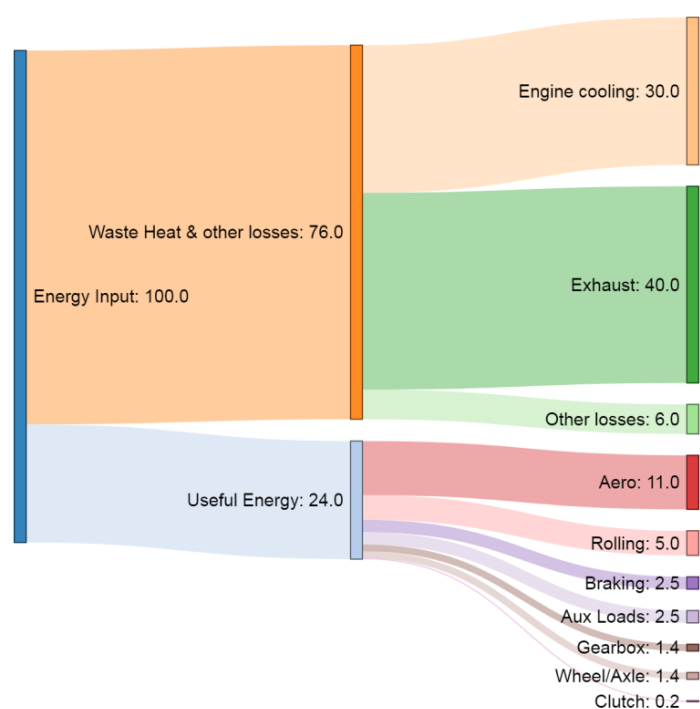
Dans le cas spécifique de l'Union Européenne, l'objectif de la limite des émissions pour 2021 est de 95 grammes de  $CO_2$  par km. Les limites sont établies en fonction du poids du véhicule en s'appuyant sur des courbes limites. Un véhicule plus lourd est autorisé à avoir des émissions plus élevées par rapport à un véhicule plus léger. Le contrôle est opéré sur la moyenne des émissions du parc de voitures immatriculées par un constructeur. Le constructeur peut ainsi mettre sur le marché des voitures avec des émissions plus importantes que celles de la courbe limite à conditions que les autres voitures aient des émissions plus faibles que celles de la courbe. Si la valeur de la moyenne dépasse la valeur limite le constructeur doit payer une pénalité pour chaque voiture immatriculée. L'enjeu économique est donc très important pour les constructeurs et implique un développement technologique conséquent pour arriver à réduire la consommation et les émissions.

Ce premier chapitre va tout d'abord présenter les différents axes d'amélioration de la consommation en se focalisant principalement sur la récupération de chaleur et sur les systèmes multi-génération. Parmi les systèmes de récupération de chaleur, les systèmes de Rankine et les cycles de réfrigération à éjecteur sont technologiquement très proches au système de climatisation. Cette similarité permet la mutualisation de certains composants et le développement d'un système multi-génération compact et à faible coût pouvant fonctionner comme système de climatisation ou comme système de récupération de chaleur. La dernière partie du chapitre est donc dédiée à la présentation de ce type de système et à comprendre son potentiel dans la réduction de la consommation du véhicule.

## 1.1 Les axes de réduction de la consommation du véhicule

Pour pouvoir comprendre les axes d'améliorations possibles il est tout d'abord nécessaire de regarder le bilan énergétique de la voiture. En gardant une approche simplifiée, l'énergie chimique due à la combustion se répartit en parts égales entre l'énergie utile à la traction, l'énergie dans le liquide de refroidissement moteur et l'énergie perdue dans les gaz d'échappement.

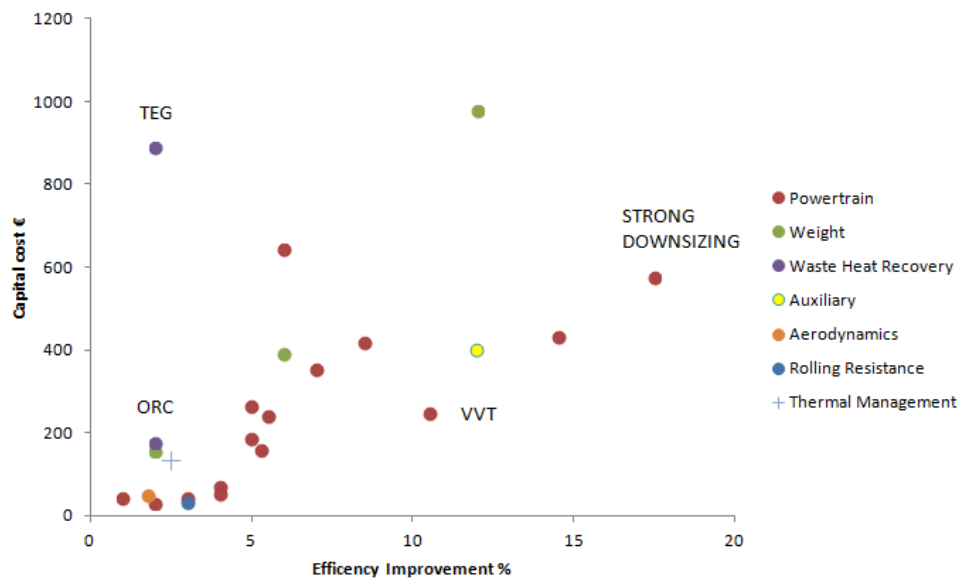
En réalité cette règle n'est valable que sur une plage restreinte de fonctionnement du moteur et sur des points stabilisés. Le fonctionnement d'une voiture prévoit un régime de travail presque constamment transitoire et, pour cette raison, il est plus significatif d'analyser le bilan énergétique sur un cycle de conduite (Chiara and Canova, 2013). C'est pourquoi le diagramme Sankey de la Figure 3 est obtenu à partir de l'intégration des différents termes sur un cycle WLTC (Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles) : le cycle d'homologation pour mesurer les émissions du véhicule. Une autre possibilité est de définir des fourchettes de variations pour les différents termes prenant en compte les fortes variations liées aux transitoires comme dans (Stobart and Weerasinghe, 2010) ou (Holmberg, Andersson and Erdemir, 2012).



**Figure 3 : Diagramme Sankey typique de la distribution de l'énergie primaire dans une voiture pour un cycle WLTC**

Les axes d'amélioration de la consommation et par conséquent des émissions sont multiples car il est possible de travailler sur différentes pistes liées aux branches de la Figure 3. Il y a, en effet, des technologies qui peuvent toucher : le système de traction, le poids du véhicule, la récupération de chaleur, les systèmes auxiliaires, l'aérodynamique ou la résistance au roulement.

La Figure 4 compare différentes technologies non seulement du point de vue de l'efficacité, mais aussi du coût. Il est clair que pour un constructeur une technologie n'est intéressante que si elle est rentable.

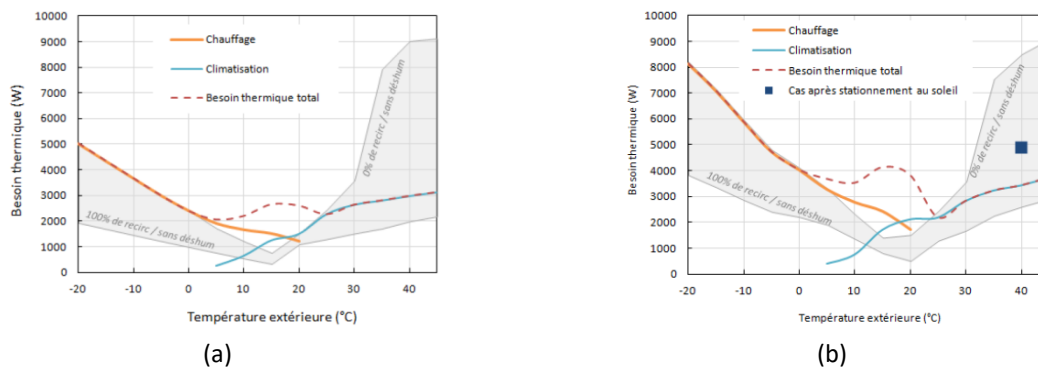


**Figure 4 : Amélioration de l'efficacité et des coûts en capital de différentes technologies pour les véhicules (Hill *et al.*, 2012)**

Le diagramme de la Figure 3 est loin d'être représentatif de tous les cas de figure qui peuvent se produire lors de l'utilisation du véhicule. A titre d'exemple, il est possible de remarquer que la consommation des auxiliaires peut passer de 2,5% à 10% avec l'activation du système de climatisation (Johnson, 2010a).

Le système de climatisation joue un rôle non négligeable sur la consommation d'une voiture dans les conditions de conduite réelle. Le travail de (Mansour *et al.*, 2018) met en évidence la nécessité de prendre en compte la consommation des auxiliaires et notamment de la climatisation dans la norme WLTP (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure). La consommation de la climatisation met en évidence des flux énergétiques qui ne sont pas pris en compte par le diagramme Sankey de la Figure 3 : les besoins thermiques de l'habitacle.

Dans une voiture, il est nécessaire d'assurer, selon les conditions climatiques, le chauffage de l'habitacle, sa déshumidification ou son refroidissement. Le calcul de ces besoins pour un véhicule utilitaire de segment moyen a été récemment abordé par (Brèque and Nemer, 2017). Deux différentes courbes de besoins peuvent être tracées : une courbe pour le besoin en mode stabilisé et une courbe pour le mode convergence. Le mode stabilisé représente la puissance chaude ou froide nécessaire pour garder une situation de confort dans l'habitacle, tandis que le mode convergence représente la puissance chaude ou froide nécessaire pour obtenir une condition de confort. Dans le premier cas il s'agit d'un régime stabilisé, dans le deuxième d'un régime dynamique.



**Figure 5 : Besoins thermiques de chauffage et climatisation en régime stabilisé (a) et convergence (b) (Brèque and Nemer, 2017)**

Dans un véhicule conventionnel le besoin de chauffage est assuré par le circuit de refroidissement moteur : une partie des rejets thermiques du moteur est ainsi récupérée. Le besoin de climatisation, comme il a été déjà évoqué, est assuré par le système de climatisation. La gestion thermique de la voiture joue un rôle important dans l'amélioration de la consommation. La récupération des rejets thermiques du moteur pour la conversion en énergie mécanique ou électrique est souvent mise au premier plan, mais il ne faut pas oublier la possibilité de récupérer ces rejets thermiques sous forme de chaleur comme dans (Vittorini, Di Battista and Cipollone, 2018) où les rejets thermiques des gaz d'échappement sont utilisés pour chauffer plus rapidement l'huile moteur. Une augmentation plus rapide de la température du liquide de refroidissement et par conséquent du bloc moteur et des huiles peut amener à des gains en consommation de 4% sur un cycle de conduite comme démontré par (Laboe and Canova, 2013).

### 1.1.1 Les solutions technologiques pour l'amélioration de l'énergie utile

Dans un but d'amélioration du système de traction, une des technologies présentes dans le graphique de la Figure 4 est la distribution variable qui permet la variation du calage (en anglais Variable Valve Timing VVT) et la durée d'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement du moteur. Il s'agit d'une solution qui permet de réduire les pertes de pompage, ainsi que la consommation spécifique à charge partielle (Fontana and Galloni, 2009). Une autre possibilité est la réduction de la taille (downsizing en anglais) du moteur, voir par exemple (Carey *et al.*, 2011), grâce au turbocharging : un concept qui prévoit de récupérer l'énergie des gaz d'échappement par une turbine connectée sur le même arbre avec un compresseur. Le compresseur permet d'envoyer de l'air comprimé à l'entrée du moteur permettant ainsi de diminuer le travail de pompage et d'augmenter la densité de puissance.

La réduction du poids du véhicule grâce à l'utilisation de matériaux de fabrication plus légers est une solution viable mais une attention particulière doit être portée à l'analyse du cycle de vie. Les émissions produites lors de la production des matériaux pourraient réduire l'avantage lié à une moindre consommation du véhicule (Mayyas *et al.*, 2018).

---

Une solution à faible coût consiste en l'amélioration de l'aérodynamique du véhicule. Cependant, ces dernières années, l'avantage lié à la réduction du coefficient de traînée est limitée par une augmentation de la surface frontale pour des questions de confort à l'intérieur du véhicule, comme expliqué par (Mayer and Wickern, 2011). Parfois le choix de l'amélioration de l'aérodynamique du véhicule peut engendrer une augmentation de la masse comme dans le cas des pneus. En effet une solution privilégiant l'aérodynamique comporterait une augmentation des surfaces, mais cela engendre une augmentation du poids que l'on peut éviter grâce au recours à des matériaux composites (DeMarco *et al.*, 2017).

La conception de pneus capables de réduire la consommation ne prévoit pas seulement des considérations sur l'aérodynamique ou sur le poids, mais également et principalement sur la résistance au roulage. La réduction de la résistance au roulage est par contre en conflit avec des caractéristiques très importantes du pneu comme la résistance à l'usure ou la prise, ce qui rend très compliqué un compromis avec les différentes caractéristiques opérationnelles (Aldhufairi and Olatunbosun, 2018).

Dans le cas de la gestion thermique du moteur, la voie de réduction de la consommation la plus importante est celle de l'électrification des différents composants et la possibilité du recours à un contrôle plus poussé (Choukroun and Chanfreau, 2010) (Cortona and Onder, 2010).

La même approche peut être appliquée aux systèmes auxiliaires et en premier lieu au système de climatisation. Dans le système de climatisation, le composant plus énergivore est le compresseur. (Lee *et al.*, 2013) ont montré expérimentalement que la surconsommation liée à l'activation du système de climatisation est causée entre 77% et 89% par l'appel de couple du compresseur sur l'arbre moteur, le compresseur du système de climatisation étant mécaniquement relié au moteur avec un système courroie/poulie. Récemment (von Manstein, Limperich and Banakar, 2017) ont comparé, via une simulation, les performances d'un système de climatisation avec compresseur à entraînement mécanique avec un système avec compresseur électrique et ont montré une amélioration du COP jusqu'à 20% grâce à la solution électrique.

### **1.1.2 Les rejets thermiques du moteur**

Etant donné le poids de la chaleur fatale dans le bilan énergétique du moteur, la famille des technologies qui permettent la récupération de cette énergie est très importante. Toute étude de récupération de chaleur doit par contre commencer par une analyse des rejets thermiques disponibles.

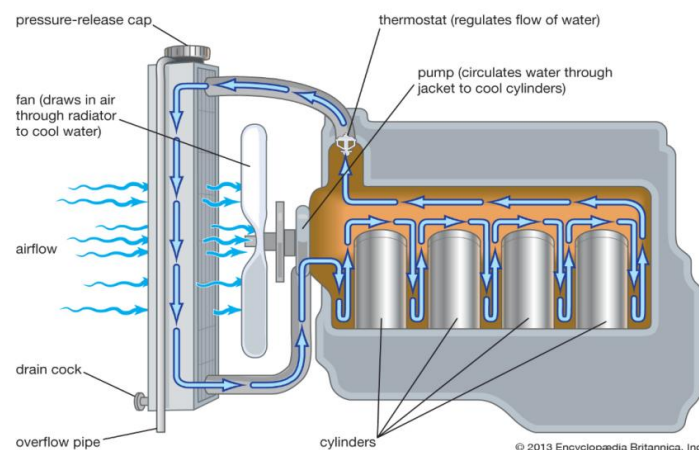
Les pertes thermiques du moteur sont gérées par deux différents systèmes : le système d'échappement et le système de refroidissement moteur.

Le système d'échappement est un circuit ouvert qui permet l'évacuation des gaz de la combustion du moteur et, grâce à la présence de différents éléments, permet de réduire les émissions de polluants, de stabiliser la pression dans la chambre de combustion et de réduire le bruit.

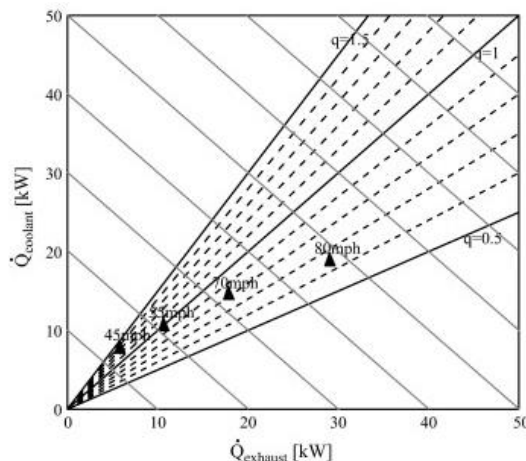
Le système de refroidissement moteur, voir Figure 6, est un circuit fermé qui permet au moteur de travailler dans des conditions optimales et consiste en un circuit alimenté par une pompe entraînée par l'arbre moteur grâce à une poulie et une courroie. Le fluide de travail est souvent un mélange 50% eau 50% glycol. Le débit de ce mélange qui refroidit le moteur est ensuite envoyé au radiateur : l'échangeur qui permet d'évacuer la chaleur à l'ambiante. Au démarrage du moteur, il est très important qu'il puisse monter rapidement en température à son optimum, pour cela un circuit de by-pass est prévu pour le radiateur.

La gestion du débit de by-pass est confiée au thermostat qui permet de contrôler la température du moteur grâce au mécanisme de fusion et de solidification d'une cire à l'intérieur. Cette dernière gère la fermeture et l'ouverture du circuit de by-pass et l'écoulement du fluide de refroidissement vers le moteur sur une plage spécifique de température de l'eau glycolée.

Le circuit de refroidissement est également composé d'un circuit qui le connecte à l'aérotherme, un petit radiateur qui sert à chauffer l'habitacle. L'activation de ce circuit est souvent réglée par une vanne qui s'ouvre dès qu'une température minimale du liquide de refroidissement du moteur est atteinte.



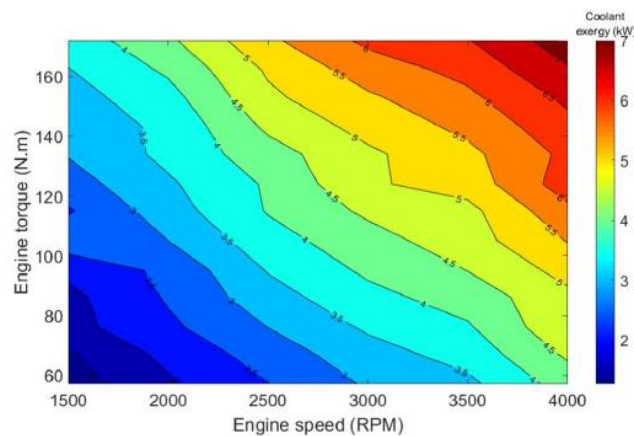
**Figure 6 : Système refroidissement moteur**



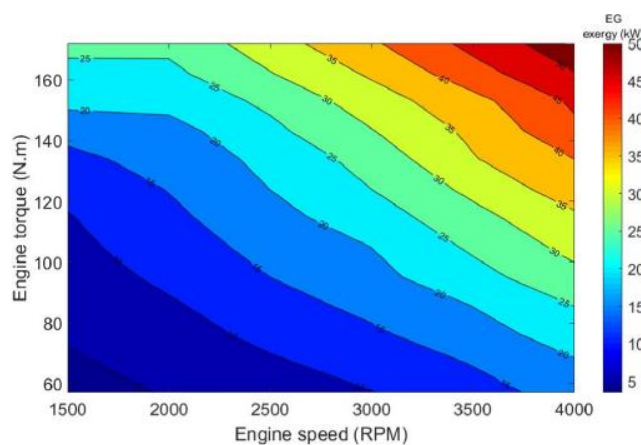
**Figure 7 : Distribution de la chaleur fatale du moteur selon différentes vitesses (Ringler *et al.*, 2009)**

La Figure 3 montre que, dans un cycle de conduite, 40% de l'énergie primaire est perdue dans les gaz d'échappement, tandis qu'environ 30% est perdue dans le liquide de refroidissement du moteur. La proportion de la quantité d'énergie rejetée par les deux systèmes peut fortement varier selon la vitesse du véhicule. Généralement, pour des faibles vitesses, la puissance rejetée par le système de refroidissement est plus importante que celle du système d'échappement. La Figure 7, provenant du travail de (Ringler *et al.*, 2009), permet de quantifier l'énergie thermique disponible aux différentes sources selon la vitesse du véhicule. Il est intéressant de remarquer que la puissance thermique dans les gaz d'échappement devient plus importante que celle du liquide de refroidissement pour des vitesses supérieures à 55 mph (89 km/h).

D'un point de vue exergetique, il est simple de démontrer que la récupération de la chaleur au niveau des gaz d'échappement est plus intéressante que celle au niveau du liquide de refroidissement, voir par exemple (Bourhis and Leduc, 2010), compte tenu des températures plus élevées des gaz en sortie moteur (300-600°C) par rapport au liquide de refroidissement 100-120°C (El Chammas, 2005). L'avantage exergetique des gaz en sortie moteur est bien mis en évidence par les cartographies de (Bou Nader *et al.*, 2018) montrées dans les Figures 8 et 9.



**Figure 8 : Cartographie de l'exergie disponible sur le système de refroidissement moteur (Bou Nader *et al.*, 2018)**



**Figure 9 : Cartographie de l'exergie disponible sur le système d'échappement (Bou Nader *et al.*, 2018)**



---

L'avantage de la source de chaleur liée au liquide de refroidissement est la stabilité de sa température par rapport aux importantes variations subies par les gaz d'échappement. Il faut par contre remarquer que le système de refroidissement du moteur a une forte inertie liée aux masses métalliques de ses éléments et au liquide de refroidissement. Cet aspect implique que l'énergie perdue par le moteur n'est pas immédiatement disponible à la récupération. Une phase de mise en température plus au moins longue, selon la température initiale et la température ambiante, doit être prise en compte. Enfin, il est nécessaire de rappeler à nouveau qu'une partie de l'énergie disponible sur le liquide de refroidissement est utilisée pour le chauffage du véhicule.

### 1.1.3 Les systèmes de récupération de chaleur

Le générateur thermoélectrique (TEG) est une technologie présente dans le graphique de la Figure 4 et permet de transformer directement la chaleur dégagée par le moteur en électricité grâce à l'effet Seebeck. Le TEG est un système sans machine tournante et donc silencieux, mais actuellement son rendement thermique est faible et son introduction dans une voiture implique un surdimensionnement du radiateur (Saidur *et al.*, 2012) ainsi qu'un coût important.

Une autre solution prometteuse est le turbo-compounding qui consiste à ajouter une turbine de puissance sur les gaz d'échappements. Il s'agit d'un système extrêmement compact et léger, mais qui a des limites dans le rendement de la turbine et dans les pertes de charge en aval du moteur, qui sont la cause d'une augmentation du travail réalisé par le moteur pour évacuer les gaz d'échappement (Aghaali and Ångström, 2015).

Les convertisseurs thermo-acoustiques sont également à l'étude pour la récupération de chaleur dans le domaine automobile. Dans ce cas, la chaleur provenant des gaz d'échappement est convertie en énergie acoustique qui ensuite est transformée en énergie mécanique ou électrique. L'avantage est l'absence d'éléments tournants. Les désavantages sont multiples. En effet, sa performance est fortement affectée par les pertes de chaleur et de streaming (Swift, 2003). De plus, ce type de convertisseur présente des problèmes d'intégrité structurale et de vibrations (Karlsson *et al.*, 2016).

Les moteurs Stirling permettent aussi la récupération de chaleur dans le véhicule avec des économies de combustible estimées autour de 15% pour une application sur les gaz d'échappement (Aladayleh and Alahmer, 2015), mais il est important de réduire le poids du système et les pertes de charge en aval du moteur (Saxena and Ahmed, 2017) pour faciliter leur intégration dans le véhicule.

L'application du cycle Rankine (RC) comme système de récupération de chaleur embarqué dans une voiture est étudiée depuis les années 70 (Morgan, 1973), mais pour le moment les seuls systèmes prêts pour le marché s'adressent aux camions routiers. Dans ce cas, le nombre d'heures à régime constant, la disponibilité d'une source plus importante de chaleur et de contraintes mineures de compacité et de poids ont permis une meilleure rentabilité économique (Colonna *et al.*, 2015).

En effet, dans l'automobile, les contraintes de compacité, poids et coûts sont très importantes, il faut considérer que 100 kg ajoutés dans un véhicule de taille moyenne entraînent une augmentation de 2% de la consommation (Bou Nader, 2016). Pour l'intégration d'un système de récupération de chaleur dans une voiture, **la minimisation de la complexité du système et de son poids a été**

**considérée par BMW (Freymann, Strobl and Obieglo, 2008) plus intéressante que maximiser la puissance générée.**

Toujours dans les années 70, (Chen, 1978) a effectué une analyse théorique sur le potentiel du cycle de réfrigération à éjecteur (ERC) embarqué. Ce cycle prévoit la transformation des rejets thermiques du moteur en puissance froide à fournir dans l'habitacle. La forte dégradation des performances de l'éjecteur en dehors du point de dimensionnement n'a pas permis jusqu'à présent une intégration des ERC dans le véhicule.

Les cycles ERC ne sont pas les seuls à permettre la conversion de chaleur en froid. Les cycles à absorption sont une autre possibilité. Dans les cycles à absorption, deux fluides de travail sont présents : le fluide frigorigène et l'absorbant. Les couples de fluides de travail les plus utilisées sont l'eau comme fluide frigorigène et le bromure de lithium comme absorbant ou l'ammoniac comme fluide frigorigène et l'eau comme fluide absorbant. La consommation d'énergie mécanique/électrique du système est inférieure à celle d'un MAC à compression de vapeur. Toutefois le COP des machines à absorption est inférieur à celui d'un MAC, le nombre de composants est bien plus important et la présence de fluides comme l'ammoniac ou le bromure de lithium pourrait présenter des problèmes de sécurité dans le véhicule et des problèmes de corrosion dans le cas du bromure de lithium (Johnson, 2010b).

#### 1.1.4 Les systèmes multi-génération

Le poids, la compacité et le coût sont les limites majeures pour le développement des systèmes de récupération de chaleur dans l'automobile. Une piste très intéressante à suivre est celle des systèmes multi-génération ; des systèmes flexibles capables d'assurer plusieurs modes de fonctionnement et de générer plusieurs effets utiles comme, par exemple, un travail mécanique, du froid ou de la chaleur.

Les cycles de Rankine et Rankine Organique (ORC) et les cycles de réfrigération à éjecteur (ERC) sont technologiquement très proches. Il est donc possible d'étudier un cycle hybride appelé EORC (Dai, Wang and Gao, 2009). Ce système, dont le schéma est montré dans la Figure 10, permet de produire simultanément du travail mécanique ou électrique grâce à la turbine et du froid grâce à l'éjecteur.

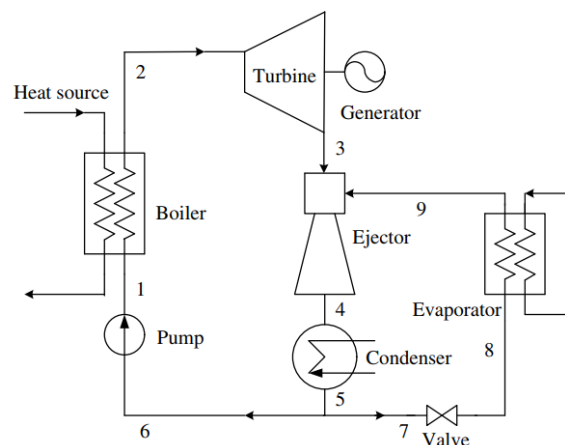
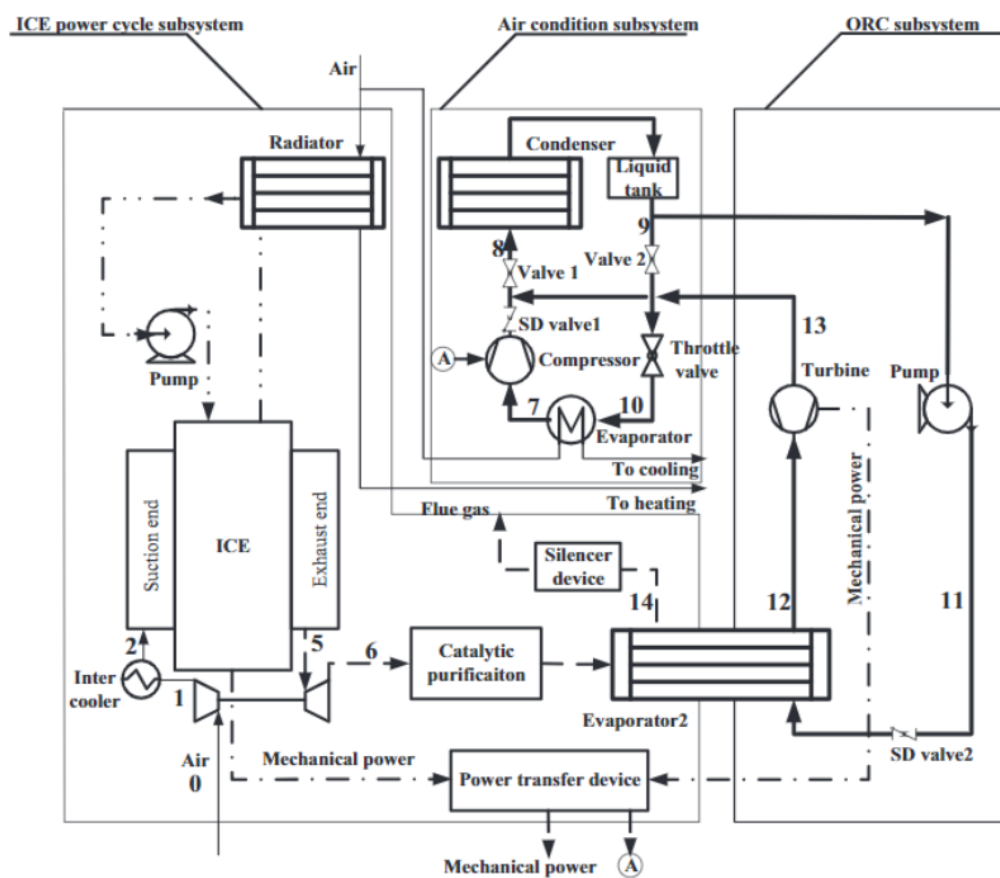


Figure 10 : Schéma cycle EORC (Dai, Wang and Gao, 2009)

Le cycle ORC peut être également couplé au système de climatisation du véhicule. Un exemple est le système étudié par (Yue, You and Huang, 2016), voir Figure 11. Le système présente deux modes de fonctionnement : le mode été et le mode hiver. En mode été, les deux vannes (Valve 1 et Valve 2 dans l'image) sont ouvertes et l'ORC et le MAC fonctionnent. Le compresseur du MAC est alimenté par la turbine de l'ORC. En mode hiver, la vanne Valve 1 reste ouverte mais la vanne Valve 2 est fermée. Dans ce cas, seul le cycle ORC est en marche. (Yue, You and Huang, 2016) mettent en évidence que le taux d'exploitation du condenseur de la climatisation est augmenté grâce au fait qu'il soit partagé avec le système ORC. Le système ORC est toujours en activité, et pas seulement l'été comme dans le cas de la climatisation. L'auteur met aussi en évidence que le fluide de travail le plus performant pour ce cycle hybride MAC/ORC est le R134a avec la possibilité de réaliser des économies de combustibles autour de 1,1-1,3 l/h.

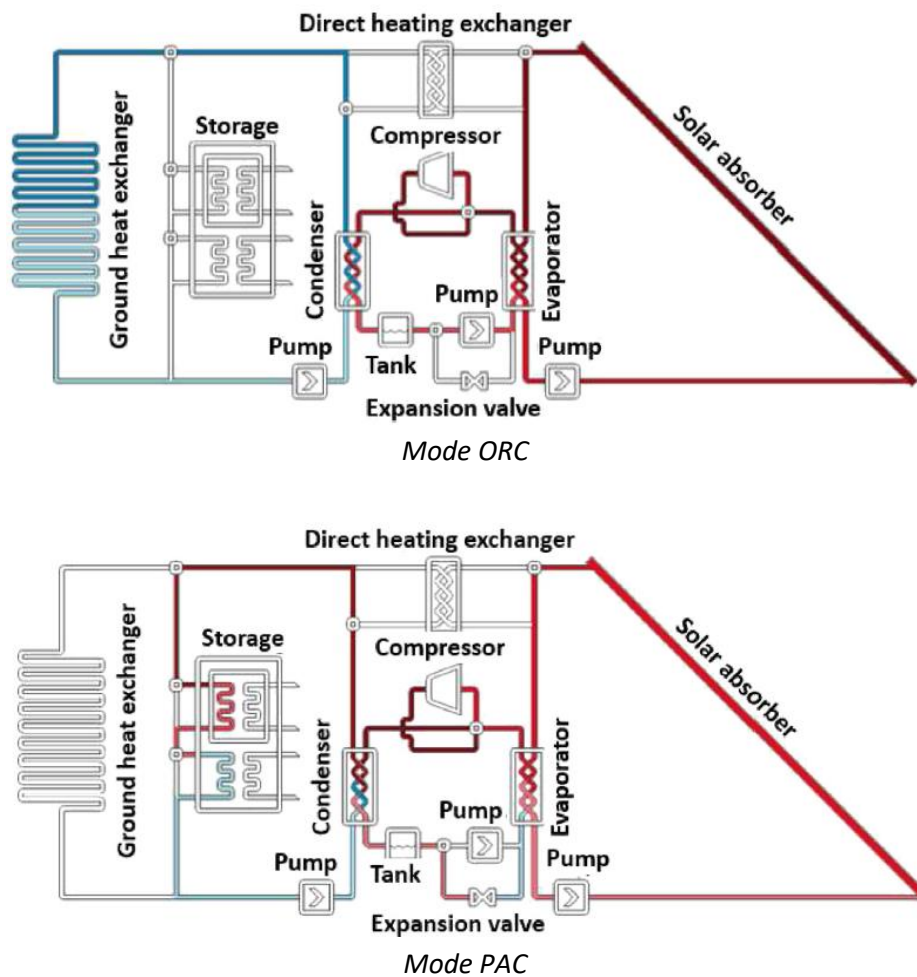


**Figure 11 : Schéma du système MAC/ORC proposé par (Yue, You and Huang, 2016)**

Si (Yue, You and Huang, 2016) mettent l'accent sur l'importance d'un système hybride, le travail de (Nasir *et al.*, 2019) a porté récemment l'attention sur le couplage des deux systèmes séparés et sur l'importance de l'optimisation du choix des deux différents fluides de travail.

(Salek, Moghaddam and Naserian, 2017) ont proposé de coupler un système ORC avec un système d'absorption pour produire simultanément du froid et de l'énergie mécanique à partir des gaz





**Figure 13 : Schéma du système ORC/ PAC proposé par (Dumont, Quoilin and Lemort, 2014)**

La multi-génération est un champ de recherche très vaste qui offre différentes possibilités et atouts. Les systèmes de multi-génération peuvent être flexibles, compacts et à faible coût. Il s'agit de propriétés idéales pour le domaine automobile. Ce travail de thèse porte sur le développement d'un système multi-génération pour une application embarquée dans un véhicule de segment moyen. Le concept de ce système est présenté dans le prochain paragraphe.

### 1.1.5 Le concept de ReverCycle

Le point de départ du développement du système multi-génération développé dans cette thèse est appelé dorénavant ReverCycle. Ce système naît de l'intuition que dans certaines régions climatiques le système de climatisation du véhicule est sous-exploité.

Cette intuition ouvre donc la possibilité de développer un système similaire à celui de (Dumont, Quoilin and Lemort, 2014) où les composants du MAC sont exploités pour donner vie à des nouveaux cycles et à de nouvelles fonctions pendant le temps de désactivation du MAC. Autrement

dit, le système de climatisation du véhicule doit pouvoir opérer en mode récupération de chaleur lorsque l'habitacle du véhicule n'exige pas sa mise en service.

Les systèmes de récupération de chaleur qui sont technologiquement plus proches au MAC sont les ORC, les ERC et leurs hybridations.

Il est donc intéressant d'approfondir chacun de ces systèmes et de regarder les synergies possibles entre les systèmes. Les trois prochains sous chapitres analyseront en détail chaque système. Dans le dernier sous chapitre, les connaissances acquises sur les différentes technologies nous permettront d'identifier les architectures possibles de ReverCycle.

Pour l'instant le concept de ReverCycle est montré dans la Figure 14. Il s'agit d'un système qui peut avoir cinq différents modes de fonctionnement : mode MAC, mode ORC, mode ERC, mode EORC, mode ERC assisté avec compresseur (CERC).

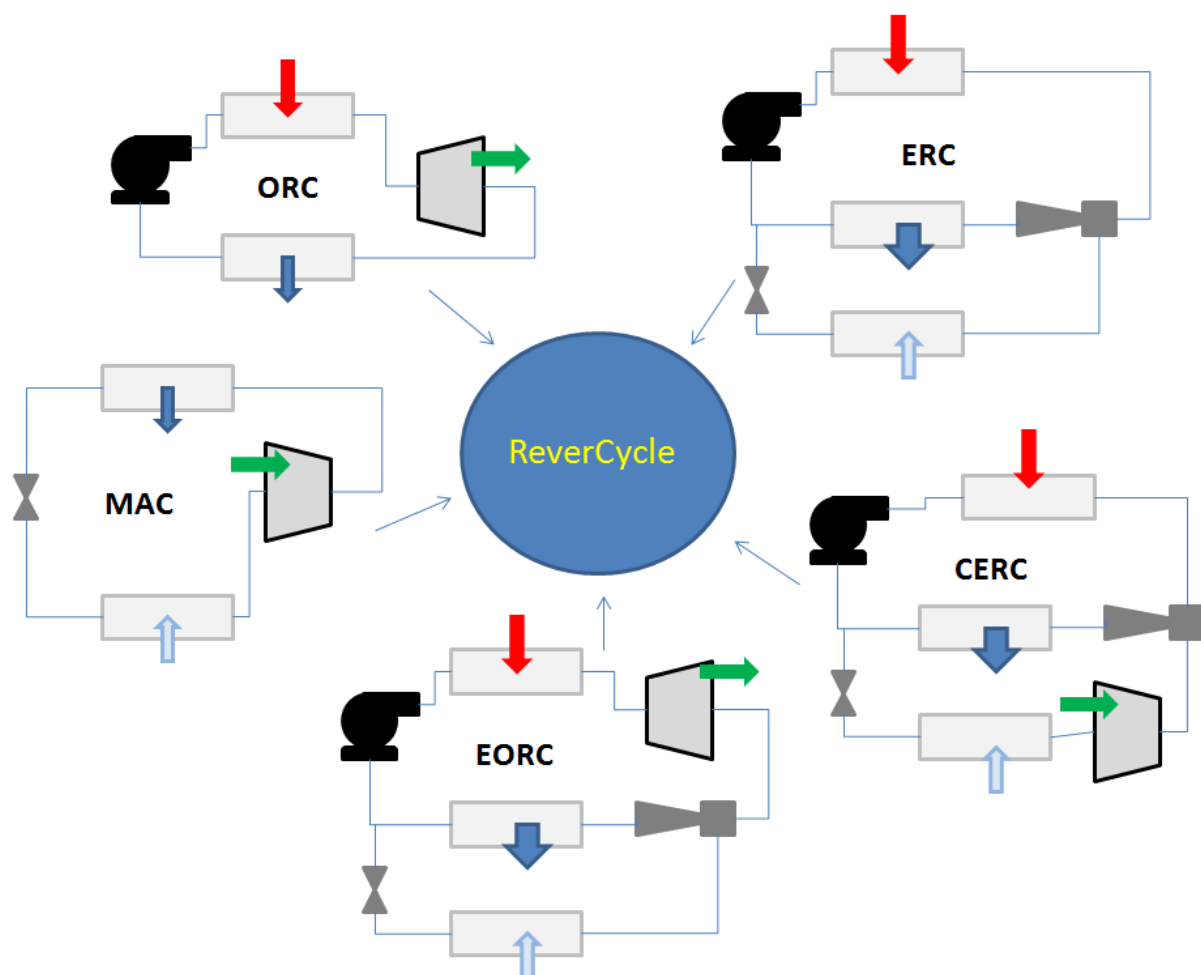


Figure 14 : Schéma du concept ReverCycle

## 1.2 Le système de climatisation du véhicule

Le système de climatisation du véhicule est devenu ces dernières années un élément incontournable du confort dans l'habitacle. La première partie de ce sous chapitre présente le cycle thermodynamique associé au système de climatisation, la technologie de ses composants et décrit la démarche de dimensionnement du système pour un véhicule de segment moyen.

Si dans des climats chauds et humides le taux d'utilisation du système est certainement très élevé, dans le cas de climats froids ou tempérés le taux d'activation va être assez faible. La deuxième partie de ce sous chapitre cherche à quantifier le taux d'activation en s'appuyant sur la modélisation thermique de l'habitacle et du confort du passager. Cette information sur l'utilisation effective du système de climatisation est très importante car si le système de climatisation, dans certains climats, n'est pas très exploité, il est possible de l'exploiter autrement que pour climatiser l'habitacle, si un besoin de froid n'est pas requis.

### 1.2.1 Le cycle thermodynamique

Le cycle de réfrigération à compression de vapeur est composé de quatre éléments : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur. Le compresseur est l'élément qui permet la circulation et la compression du fluide de travail. Le compresseur aspire la vapeur surchauffée à la sortie de l'évaporateur et la comprime à une pression plus élevée. La vapeur surchauffée et à haute pression est ensuite envoyée au condenseur, où grâce à un échange de chaleur isobare il y a un changement de phase. Le fluide de travail cède de la chaleur vers l'environnement extérieur et se transforme en liquide. Le liquide est ensuite envoyé au détendeur. Le processus isenthalpique lié au passage du liquide dans l'orifice du détendeur comporte une chute de pression et la formation d'un titre vapeur. Le mélange diphasique entre ensuite dans l'évaporateur, où un échange de chaleur isobare permet d'absorber la chaleur et de finaliser le passage de phase.

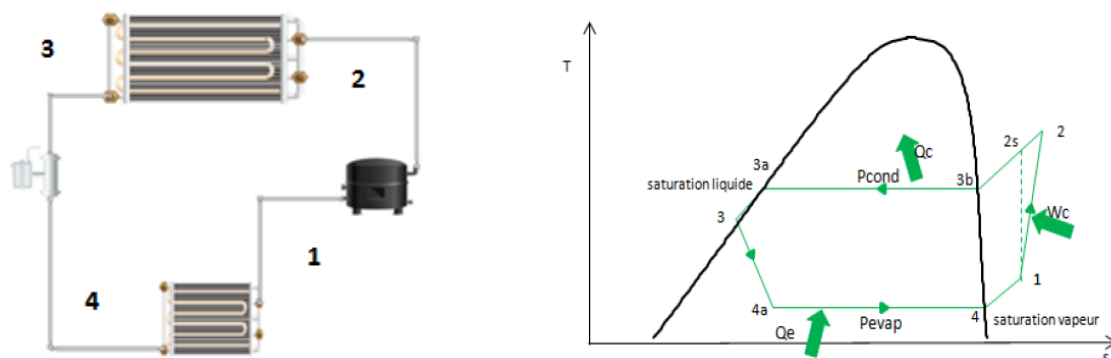


Figure 15 : Cycle de réfrigération à compression de vapeur

---

## 1.2.2 Technologie des composants

### *Compresseur*

Le compresseur automobile est dans la plupart des cas un compresseur à entraînement mécanique. Une poulie connectée à l'arbre du compresseur relie, grâce à une courroie et une autre poulie connectée à l'arbre moteur, le régime de rotation du compresseur à celui du moteur. Un rapport de vitesse entre le moteur et le compresseur peut être mis en place en choisissant un diamètre différent entre la poulie du moteur et la poulie du compresseur.

En 2009 selon les données de (Shah, 2009), la majorité, soit 66%, des compresseurs automobile était de type à piston à cylindrée fixe. En deuxième place il y avait la version à cylindrée variable, en troisième les compresseurs scroll et en dernière place les compresseurs rotatifs. Les compresseurs à cylindrée variable, sont aujourd'hui sûrement la technologie dominante grâce à leur capacité d'adaptation aux besoins du système.

Les compresseurs à pistons et scroll sont des compresseurs volumétriques. La compression du fluide est opérée par une réduction progressive du volume d'aspiration vers celui de refoulement. Deux paramètres géométriques sont très importants : la cylindrée (le volume de la chambre d'aspiration) et le taux de compression (le rapport entre le volume de la chambre d'aspiration et la chambre de refoulement) ou BVR en anglais.

Les compresseurs à pistons à cylindrée variable ont, selon (Schnubel, 2012), une cylindrée qui varie entre 10 et 180 cc et un rapport de compression entre 5 et 7. Les compresseurs scroll ont une cylindrée qui varie entre 50 et 115 cc avec un rapport de compression entre 1,5 et 3. Les compresseurs scroll ont l'avantage d'avoir un rendement volumétrique nettement plus élevé que celui des machines à pistons : 85-95 % au lieu de 45-75%.

Grâce au développement des véhicules hybrides et électriques, on tend vers l'électrification des compresseurs. Le compresseur n'est plus mécaniquement relié à l'arbre moteur, mais intègre directement un moteur électrique. Parmi les différentes technologies, le compresseur scroll présente un grand intérêt car il est plus compact et étanche par rapport au compresseur à piston. Si le rapport de compression est similaire par rapport aux compresseurs mécaniques, la cylindrée est nettement inférieure. La gamme de compresseurs électriques DENSO propose par exemple une fourchette entre 14 et 34 cc. La réduction de cylindrée devient possible grâce au détachement de la vitesse de rotation du régime moteur.

### *Détendeur*

Deux types de détendeurs sont possibles : une vanne thermostatique ou un tube à orifice fixe. Dans le cas d'un système avec vanne thermostatique, une bouteille liquide est placée à la sortie du



---

condenseur, tandis que dans le cas du tube à orifice fixe un accumulateur est placé avant le compresseur. L'accumulateur et la bouteille liquide sont insérés dans le circuit pour mieux gérer les transitoires de masse liée à la charge du système. Récemment, la vanne électronique a été introduite dans les systèmes de climatisation automobile en remplacement de la vanne thermostatique.

### *Échangeurs*

La technologie dominante, voir (Bentrcia, Alshatewi and Omar, 2017), pour le condenseur est un échangeur à micro-canaux ou « parallel flow ». Il s'agit d'un échangeur à une seule nappe et plusieurs passes. La répartition des passes est effectuée grâce à des collecteurs cylindriques. Le pas d'ailette est très faible et l'échange thermique est amélioré grâce à des persiennes.

L'évaporateur est souvent de type laminé ou « drawn cup » (cuvette emboutie). Son nom dérive de la forme de cuvette des deux plaques embouties dont l'assemblage constitue le tube dans lequel circule le fluide frigorigène. La surface d'échange augmente entre les tubes des ailettes à persiennes. Ce type de conception permet une surface de passage pour le fluide frigorigène plus importante par rapport à l'ancienne technologie: les échangeurs à tubes serpentins. Les évaporateurs à micro-canaux sont aussi présents sur le marché. Les échangeurs à micro-canaux sont plus légers et compacts par rapport aux échangeurs de type laminés, mais ils présentent le défi majeur d'obtenir une distribution uniforme du fluide frigorigène (Shi *et al.*, 2011).

### *Fluide de travail*

Le fluide de travail du système de climatisation, utilisé jusqu'à présent, est le R134a. En raison de son indice GWP élevé et dans le cadre de la lutte contre le changement climatique, l'Union Européenne est en train de bannir son utilisation. Dans le domaine automobile, son substitut est le R1234yf, un fluide aux propriétés similaires, mais avec un GWP bien plus bas : 4 au lieu de 1430.

Un autre fluide pouvant être utilisé est le  $CO_2$  : en effet le constructeur Daimler a récemment introduit dans le marché un système de climatisation avec ce fluide (Reichelt, 2017).

### **1.2.3 Dimensionnement d'un système de climatisation embarqué**

L'absence de normes spécifiques pour le dimensionnement du système de climatisation entraîne une multitude de démarches différentes. Chaque constructeur aura ses propres contraintes concernant plusieurs aspects d'intégration et de confort thermique et acoustique. Il y a donc un certain degré de liberté dans le choix du point de dimensionnement. L'objectif de ce paragraphe est de dimensionner un système qui soit en ligne avec les règles de l'art du domaine automobile.

Le choix du point de dimensionnement démarre avec l'analyse des travaux de (Breque, 2017) qui permettent d'estimer le besoin de froid en régime de convergence. Selon l'auteur, le besoin utilisé

---

par le constructeur comme référence pour le dimensionnement est le cas extrême d'un véhicule stationné l'été sous le soleil avec une température ambiante de 45°C. Le système de climatisation doit permettre en moins de 20 minutes d'assurer la descente en température de l'habitacle jusqu'aux conditions de confort. (Breque, 2017) fait l'hypothèse que la vitesse du véhicule soit constante et égale à 45 km/h. À partir des données de l'auteur, il est donc possible d'estimer un besoin de froid de 6 kW pour un véhicule de segment moyen.

La deuxième étape consiste en la détermination d'un point de fonctionnement stabilisé que le système de climatisation doit satisfaire pour assurer le confort dans l'habitacle. Il s'agit d'une démarche simplifiée pour effectuer le dimensionnement sur un point stabilisé plutôt qu'un point transitoire. Ces conditions de test, voir Tableau 1, sont déterminées en adaptant la matrice d'essais montrée dans l'article de (Kapoor, Paramane and Arora, 2004) au besoin de 6 kW.

Le dimensionnement est effectué grâce à un modèle du système de climatisation basé sur des bilans du premier principe et développé dans VBA. Les pressions de saturation au condenseur et à l'évaporateur ont été imposées en analysant les plages de fonctionnement typiques des systèmes de climatisation automobile provenant du manuel de (Halderman, 2012). Les données d'entrée pour le modèle sont résumées dans le Tableau 1.

Le modèle VBA permet de calculer tous les points du cycle thermodynamique ainsi que le débit balayé par le compresseur,  $\dot{V}_{compr}$ , qui est égal à 11,2 m<sup>3</sup>/h. À partir du volume balayé, de la vitesse de rotation du compresseur  $n$  (47 Hz) et du rendement volumétrique  $\eta_{vol}$  il est possible d'estimer la cylindrée du compresseur,  $V_{compr}$ , grâce à l'équation :

$$\dot{V}_{compr} = \eta_{vol} V_{compr} n \quad (1)$$

Dans le cas d'un compresseur à piston, le rendement volumétrique est pris égal à 45% ce qui correspond à une cylindrée de 147 cc. Pour le compresseur scroll, le rendement volumétrique est plus élevé et égal à 85%. La cylindrée est donc moins importante : 78 cc.

Le dimensionnement des échangeurs est ensuite réalisé sur le logiciel Dymola (Dempsey, 2006) en utilisant la librairie TIL de TIK. Dans cette librairie il y a le modèle d'un système de climatisation automobile, voir (Schulze *et al.*, 2011) et (Graber *et al.*, 2010), avec des modèles aux volumes finis d'échangeurs à micro-canaux. Ce modèle a été utilisé pour déterminer la géométrie du condenseur et de l'évaporateur.

Les principales propriétés géométriques des modèles d'évaporateur et condenseur à micro-canaux déjà présents dans le modèle ont été gardées. Le respect des conditions aux limites imposées a été assuré par la variation de la longueur et profondeur des tubes et par le changement du nombre de tubes par passe. Les conditions aux limites proviennent du modèle VBA.

**Tableau 1 : Données d'entrée pour dimensionnement système de climatisation**

<b>Paramètre</b>	<b>Valeur</b>
Puissance froide	6 kW
Température air entrée condenseur	45 °C
Humidité relative air entrée condenseur	35 %
Température air entrée évaporateur	35 °C
Humidité relative air entrée évaporateur	60 %
Pression relative entrée évaporateur	400 Pa
Vitesse air condenseur	2,5 m/s
Débit air évaporateur	640 kg/h
Vitesse rotation moteur	2000 rpm
Rapport de vitesse compresseur/moteur	1.4
Surchauffe évaporateur	5 K
Sous-refroidissement condenseur	1 K
Pression saturation condenseur	19,8 bar abs
Pression saturation évaporateur	4 bar abs
Rendement isentropique compresseur	70%

Les résultats du dimensionnement sont résumés dans le Tableau 2.

**Tableau 2 : Géométrie des composants du système de climatisation embarqué sur un véhicule de segment moyen**

<b>Composant</b>	<b>Géométrie</b>	
<b>Condenseur</b>	Hauteur	390 mm
	Largeur	610 mm
	Profondeur	20 mm
	HTA	6,6 m <sup>2</sup>
	Masse	2,15 kg
<b>Évaporateur</b>	Hauteur	263 mm
	Largeur	129 mm
	Profondeur	50 mm
	HTA	2,7 m <sup>2</sup>
	Masse	1,16 kg
<b>Compresseur Piston</b>	Cylindrée	147 cc
<b>Compresseur Scroll</b>	Cylindrée	78 cc

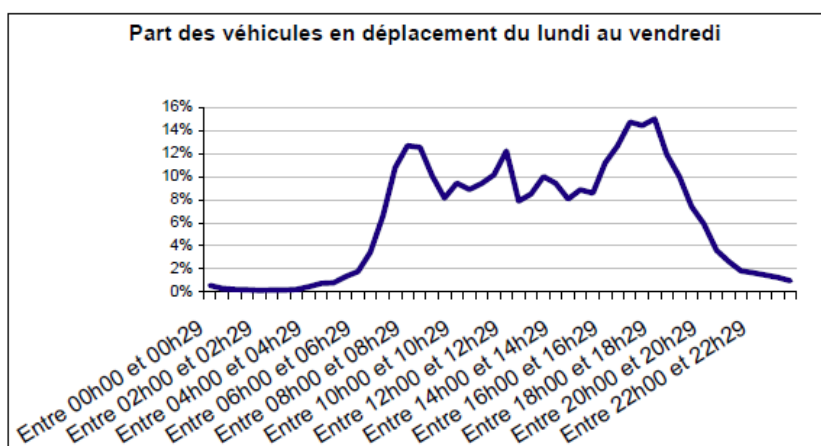
#### 1.2.4 Temps d'activation du système de climatisation

Le besoin de froid dans le véhicule n'est pas constant tout au long de l'année. En outre, il dépend fortement du climat. Il s'agit donc d'un système qui n'est pas constamment exploité et il serait

intéressant d'en connaître le taux d'usage. Cette information nous sera très utile dans la suite pour analyser le potentiel d'un système réversible.

(Johnson, 2010a) a développé une démarche pour le calcul de ce taux d'utilisation qui s'appuie sur le modèle de confort de (Fanger, 1973). L'idée est de calculer la température de l'habitacle après un stationnement aux conditions climatiques extérieures et d'estimer ensuite, grâce au modèle de confort, si un passager entrant dans le véhicule sera dans des conditions de confort thermique ou pas. Si ce n'est pas le cas, on suppose que le passager activera le système de climatisation. (Johnson, 2010a) pour calculer la température d'équilibre du véhicule sous le soleil, utilise une formule empirique. Dans le cas de cette étude, le résultat d'un modèle thermique de l'habitacle est préféré à cette formule empirique. Ce modèle est présenté dans le paragraphe 1.2.4.1.

La première étape de l'étude consiste dans le choix d'une région climatique. Ensuite, il a été décidé de restreindre l'analyse à une plage horaire représentative des trajets en voiture. En effet, la nuit les déplacements en voiture sont bien inférieurs par rapport au jour. Pour cette raison et en s'appuyant sur l'étude de l'INSEE basée sur l'Enquête Nationale de 2008 sur les transports et les déplacements des français, voir Figure 16, la plage horaire choisie a été celle entre 7h et 20h.

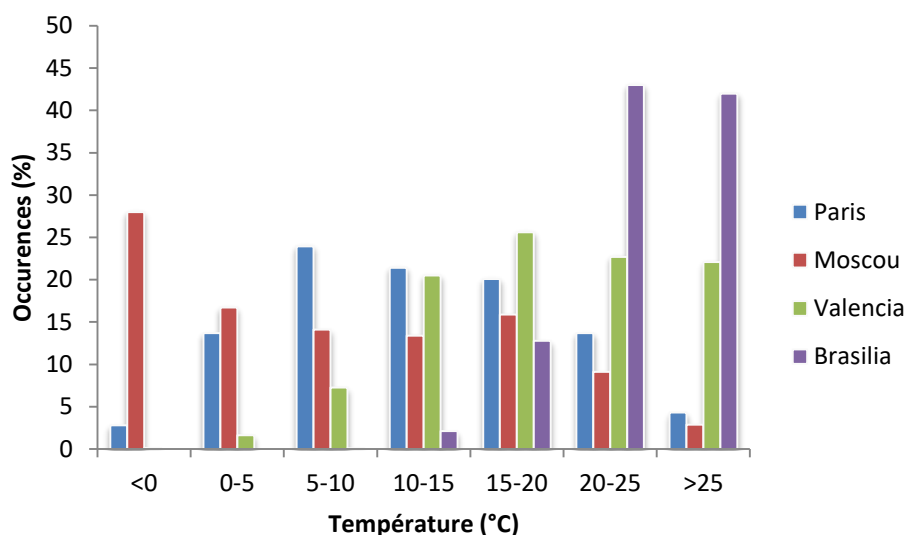


Source : ENT 2008, calculs CGDD

**Figure 16 : Distribution des trajets en semaine en France**

Sur cette plage horaire, les conditions météorologiques ont été récupérées à partir d'une base de données (Crawley *et al.*, 2000), avec un pas de temps d'une heure. Grâce au modèle de simulation thermique de l'habitacle, les conditions thermiques à l'intérieur de l'habitacle sont calculées pour chaque pas de temps. Les conditions thermiques de l'habitacle sont utilisées dans le modèle de confort pour calculer le pourcentage de personnes qui activera le système de climatisation. En intégrant les résultats d'une année entière il est possible de déterminer le pourcentage annuel du temps d'activation du système de climatisation.

Les données météorologiques de quatre villes différentes ont été choisies : Paris, Moscou, Brasilia et Valencia. Chacune de ces villes représente un climat différent : océanique, continental humide, tropical et méditerranéen.



**Figure 17 : Distribution des occurrences de températures dans les villes de Paris, Moscou, Valencia et Brasilia**

Chaque ville donne donc une distribution des occurrences de température différente et le résultat est résumé dans la Figure 17.

Les résultats du calcul du temps d'activation du système de climatisation sont montrés dans le Tableau 3.

**Tableau 3 : Temps d'activation du système de climatisation pour différentes villes**

Ville	Temps d'activation
Paris	21%
Moscou	16%
Valencia	41%
Brasilia	59%

Dans le cas de Paris et de Moscou, le pourcentage d'activation de la climatisation est inférieur à 25%. Il s'agit d'un pourcentage d'utilisation faible, qui est lié au climat tempéré/froid de ces régions. Il montre que ce système est sous-exploité pour ces régions climatiques. Autrement dit, dans le système de climatisation embarqué d'un véhicule, ses composants le 75% du temps restant représentent un poids additionnel qui ne produit aucun effet utile. Il serait donc intéressant d'arriver à mieux les exploiter.

### 1.2.4.1 Modèle de l'habitacle

Le modèle thermique de l'habitacle est nécessaire pour calculer la température du véhicule après stationnement sous le soleil. Le couplage avec le modèle de confort demande une seule température représentative de l'état moyen à l'intérieur de l'habitacle. Les modèles mono-zone décrits en littérature et validés expérimentalement ont montré une précision acceptable dans la représentation des valeurs moyennes (Marcos *et al.*, 2014) et (Lee *et al.*, 2015). Des approches plus lourdes au niveau computationnel comme les modèles CFD, voir (Konstantinov and Wagner, 2016), ou les modèles multizone comme par exemple (Kruppok *et al.*, 2018) ou (Torregrosa-Jaime *et al.*, 2015) ne sont pas justifiées.

Le modèle choisi est le modèle à trois nœuds thermique développé par (Benouali, 2002). Le modèle de l'habitacle est basé sur une modélisation simplifiée à trois nœuds : l'air intérieur, les parois, le vitrage. Les équations sont développées à partir de l'analogie électrique de la Figure 18.

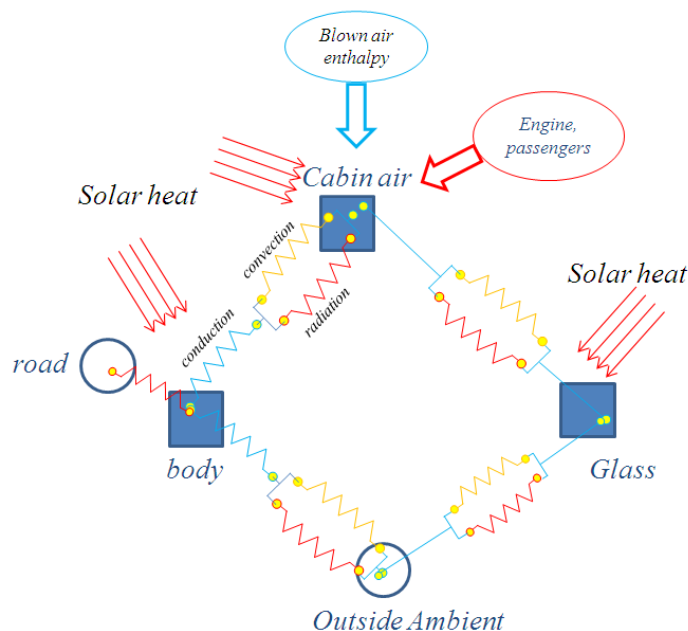


Figure 18 : Représentation en analogie électrothermique du modèle de l'habitacle.

Pour chaque nœud, l'équation de conservation de l'énergie est écrite et résolue de façon explicite en obtenant la valeur de température du nœud correspondant à chaque pas de temps. Le modèle à trois nœuds permet d'obtenir une représentation totale de la variation des températures moyennes, de l'air dans l'habitacle, du corps et de la surface vitrée. Le résultat final est un système d'équations différentielles ordinaires :

$$\left( \sum_i m_i c_i \right) \frac{dT_{car}}{dt} = AU_{c_{int}} (T_{ac} - T_{car}) - AU_{car_{ext}} (T_{car} - T_{ext}) + I_{car\_absorb} S_{car} \quad (2)$$

$$\left( \sum_j m_j c_j \right) \frac{dT_{glas}}{dt} = AU_{glas_{int}} (T_{ac} - T_{glas}) - AU_{car_{ext}} (T_{glas} - T_{ext}) + I_{glas\_absorb} A_{glas} \quad (3)$$

$$(m_{ac} c_{ac} + m_{mi} c_{mi}) \frac{dT_{ac}}{dt} = c_p \cdot \dot{m}_{air} (T_{blown} - T_{ac}) + c_p \cdot \dot{m}_{inf} (T_{out} - T_{ac}) - AU_{car_{int}} (T_{ac} - T_{car}) - AU_{glas_{int}} (T_{ac} - T_{glas}) + I_{trans} \cdot A_{glas} + \dot{Q}_{ICE} + \dot{Q}_{pass} \quad (4)$$

Le nœud thermique de l'équation (4) est la somme de la capacité thermique de l'air ainsi que des masses internes comme les sièges. La température de l'air et des masses internes est donc uniforme et égale à  $T_{ac}$ .

La source  $\dot{Q}_{ICE}$ , qui représente l'apport de chaleur provenant du moteur et modélisée comme une constante,  $\dot{Q}_{pass}$ , est l'apport thermique des passagers. Chaque passager, selon (ASHRAE, 2009), émet 70 W de chaleur sensible et 35 W de chaleur latente.

Une fois la géométrie du véhicule fixée, il est nécessaire d'utiliser un modèle de flux solaire pour pouvoir calculer les différentes charges solaires : transmise, absorbée et réfléchiée par le vitrage.

La charge solaire dépend de plusieurs facteurs, comme l'emplacement des vitrages et leur propriété de transmission, de la géométrie du véhicule et de son orientation, de l'heure du jour et de la source de la radiation.

Les données météorologiques solaires comprennent généralement l'intensité directe normale,  $I_s$ , égale au flux direct reçu par unité de surface normale aux rayons solaires, ainsi que l'éclairement global horizontal,  $G_h$ , égal au flux global reçu par unité de surface horizontale. Le flux global inclut le flux direct et le flux diffus, c'est-à-dire celui diffusé par l'atmosphère, notamment en présence de nuages. Soient  $s_x, s_y, s_z$  les coordonnées du vecteur qui pointe vers le soleil dans un repère où  $x$  est le Nord et  $z$  la verticale. Le flux direct reçu par unité de surface horizontale est exprimé ci-dessous :

$$I_h = s_z I_s \quad (5)$$

La densité de flux solaire diffus horizontal sera alors déduite par :

$$D_h = G_h - I_h \quad (6)$$

Dans le même repère, on peut définir l'orientation d'une surface quelconque par l'angle  $\theta$  qui fait sa normale avec la verticale et l'angle  $\phi$  qu'elle fait avec l'axe des  $x$ . Par exemple, si la face vitrée de la voiture est orientée vers le Sud, elle sera définie par le couple  $(\theta, \phi) = (90^\circ, 180^\circ)$ . Le vecteur normal à la surface aura donc pour coordonnées :

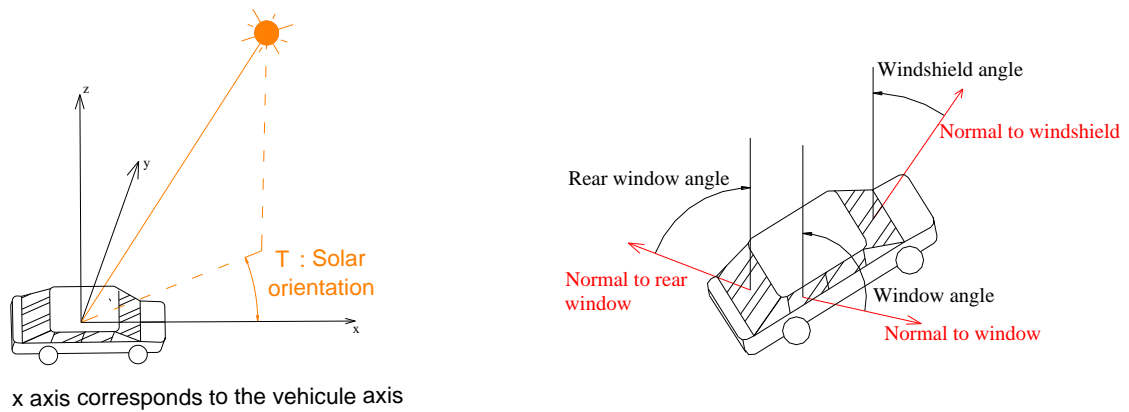
$$n_x = \sin\theta \cos\varphi \quad (7)$$

$$n_y = \sin\theta \sin\varphi \quad (8)$$

$$n_z = \cos\theta \quad (9)$$

On peut alors calculer un facteur de projection le produit scalaire des vecteurs  $\vec{s}$  et  $\vec{n}$  :

$$p_{ns} = s_x n_x + s_y n_y + s_z n_z \quad (10)$$



**Figure 19 : Calcul des flux solaires**

Si ce facteur est négatif, ceci signifie que la surface « tourne le dos » au soleil et ne reçoit donc pas de flux direct. Sinon, la densité de flux solaire direct qu'elle reçoit sera :

$$I_n = p_{ns} I_s \quad (11)$$

La densité de flux solaire que reçoit la surface de la normale  $\vec{n}$  est la somme de trois contributions : une directe,  $I_n$ , une diffuse provenant du ciel et une diffuse provenant du sol après réflexion. Pour les deux contributions diffuses, le modèle de ciel isotrope peut être utilisé, ce qui donne :

$$D_n = D_h \left( \frac{1 + \cos\theta}{2} \right) + \rho G_h \left( \frac{1 - \cos\theta}{2} \right) \quad (12)$$

$\rho$  étant l'albédo (coefficient de réflexion) du sol, pris égal à 0,2 (Hillel *et al.*, 2004). Les termes en cosinus qui multiplient  $D_h$  pour la contribution du ciel et  $\rho G_h$  pour celle du sol sont des approximations des facteurs de forme entre la surface inclinée et le ciel et le sol respectivement.

La puissance absorbée par une surface irradiée de la normale  $\vec{n}$ , d'absorptivité  $\alpha_{sol}$  sur le spectre solaire et de surface  $A$  sera exprimée par :

$$\dot{Q}_{sol,absorbé} = \alpha_{sol} A (I_n + D_n) \quad (13)$$



Si la surface irradiée par le soleil est semi-transparente, comme les vitres, une partie du flux sera transmise à travers la surface vers l'intérieur de l'habitacle. La puissance sera exprimée par :

$$\dot{Q}_{sol,transmis} = \tau_{sol}A(I_n + D_n) \quad (14)$$

La Figure 19 montre les données nécessaires pour déterminer l'orientation des flux sur un véhicule routier. Outre l'orientation globale du véhicule, il est nécessaire de définir dans le repère du véhicule l'orientation des vitrages. Ces données associées à celles relatives aux propriétés des vitrages et la position géographique de la voiture permettent de définir les flux solaires.

Les parois et les vitres sont modélisées comme montré sur la Figure 20. Il s'agit d'une modélisation simplifiée 1 D, la température est supposée varier dans la direction de l'épaisseur. Dans le modèle un seul nœud et deux résistances sont considérés pour définir le comportement des parois.

Trois températures sont calculées sur l'épaisseur de la paroi : la température de la surface externe  $T_{s,ext}$ , la température au centre de la paroi  $T_p$ , et la température de la surface interne  $T_{s,int}$ . La paroi possède une capacité thermique  $c_p$ , une conductivité équivalente  $k_{eq}$  et un épaisseur  $e$ .

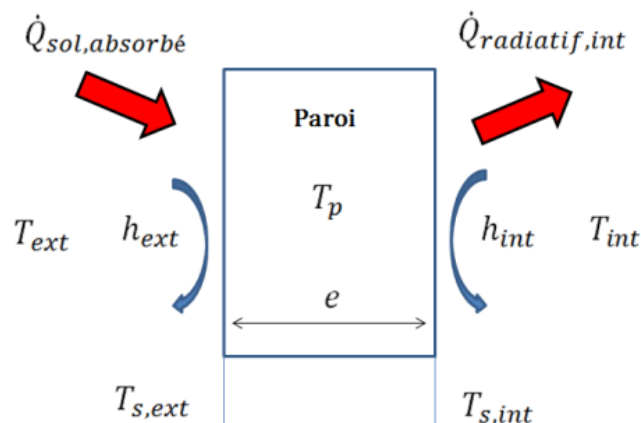


Figure 20 : Modèle des parois

Le modèle d'une paroi est exprimé mathématiquement par les équations suivantes :

$$0 = h_{ext}A ( T_{ext} - T_{s,ext} ) + \dot{Q}_{sol,absorbé} + \frac{2k_{eq}A}{e} (T_p - T_{s,ext}) \quad (15)$$

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \frac{2k_{eq}A}{e} (T_p - T_{s,int}) + \frac{2k_{eq}A}{e} (T_p - T_{s,ext}) \quad (16)$$

$$0 = h_{int}A ( T_{int} - T_{s,int} ) + \dot{Q}_{radiatif,int} + \frac{2k_{eq}A}{e} (T_p - T_{s,int}) \quad (17)$$

$\dot{Q}_{sol,absorbé}$  est la puissance absorbée par la surface externe de la paroi.  $\dot{Q}_{radiatif,int}$  est la puissance radiative nette échangée avec toutes les surfaces internes  $i$  rayonnantes de l'habitacle et exprimée par :

$$\dot{Q}_{radiatif,int} = \varepsilon \sigma A \sum_i F_{i-s,int} (T_i^4 - T_{s,int}^4) \quad (18)$$

Toutes les surfaces internes de l'habitacle sont considérées comme étant des surfaces grises pour les longues longueurs d'ondes, avec  $F_{i-s,int}$  le facteur de transfert radiatif entre la surface  $i$  et la surface interne sur laquelle le bilan thermique est calculé. En statique, les déperditions à travers les parois sont exprimées par :

$$\dot{Q}_d = AU_p (T_{ext} - T_{int}) \quad (19)$$

$AU_p$  est la conductance globale de la paroi et est calculée par :

$$AU_p = \left( \frac{1}{Ah_{ext}} + \frac{e}{Ak_{eq}} + \frac{1}{Ah_{int}} \right)^{-1} \quad (20)$$

$h_{ext}$  dépend de la vitesse de déplacement du véhicule alors que  $h_{int}$  dépend de la vitesse de l'air soufflé dans l'habitacle. Les corrélations choisies par (Benouali, 2002) pour  $h_{ext}$  et  $h_{int}$  sont :

$$h = 0,664 \lambda / L_{cara} Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad si Re < 5 \cdot 10^5 \quad (21)$$

$$h = (0,037 Re^{0,8}) \lambda / L_{cara} Pr^{1/3} \quad si Re > 5 \cdot 10^5 \quad (22)$$

Si le véhicule est à l'arrêt une valeur de  $h$  égale à 15 W/m<sup>2</sup>/K est imposée.

Les transferts radiatifs à l'intérieur de l'habitacle (autre que le flux solaire) ont été négligés. L'échange radiatif avec la voûte céleste n'est pas pris en compte.

Les paramètres du modèle, voir le Tableau 4, ont été adaptés au cas d'étude de (Marcos *et al.*, 2014) pour permettre la validation du modèle.

**Tableau 4 : Principales hypothèses du modèle thermique de l'habitable**

Description	Valeur	Unité
<b>Vitrage</b>		
Masse volumique	2530	kg.m <sup>-3</sup>
Capacité thermique massique	795	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
Emissivité	0,9	-
Transmissivité	0,5	-
Absorptivité	0,1	-
Longueur du pare-brise	1,3	m
Surface du pare-brise	0,82	m <sup>2</sup>
Epaisseur du pare-brise	0,006	m
Angle du pare-brise	60	°
Epaisseur autres surfaces vitrées	0,003	m
Angle des vitres avant	20	°
Longueur des vitres avant	0,725	m
Surface des vitres avant	0,21	m <sup>2</sup>
Angle des vitres arrière	20	°
Longueur des vitres arrière	0,725	m
Surface des vitres arrière	0,21	m <sup>2</sup>
Longueur de la lunette arrière	1	m
Surface de la lunette arrière	0,29	m <sup>2</sup>
Angle de la lunette arrière	55	°
<b>Cabine</b>		
Capacité thermique masses internes	80	KJ.kg <sup>-1</sup>
Volume	4	m <sup>3</sup>
<b>Carrosserie</b>		
Emissivité	0,9	-
Conductivité du métal	25	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
Masse volumique du métal	7800	kg.m <sup>-3</sup>
Capacité thermique massique du métal	500	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
Conductivité du garnissage	0,08	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
Masse volumique du garnissage	250	kg.m <sup>-3</sup>
Capacité thermique massique du garnissage	700	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
Longueur du toit	1,8	m
Surface du toit	1,98	m <sup>2</sup>
Epaisseur du garnissage du toit	0,005	m
Epaisseur d'air dans le toit	0,0001	m
Epaisseur du métal dans le toit et dans les portes	0,002	m
Longueur portes avant	1,1	m
Longueur portes arrière	1,2	m
Surface portes avant	0,9	m <sup>2</sup>
Surface portes arrière	0,9	m <sup>2</sup>
Epaisseur garnissage des portes	0,005	m
Epaisseur d'air dans les portes	0,07	m
Longueur du plancher	1,8	m
Surface du plancher	6	m <sup>2</sup>
Epaisseur du plancher	0,003	m
Epaisseur du garnissage du plancher	0,015	m

### 1.2.4.2 Validation

Les résultats obtenus par le modèle de Benouali ont ensuite été comparés avec les résultats numériques et expérimentaux de (Marcos *et al.*, 2014).

Les auteurs effectuent une étude thermique particulièrement en phase avec les besoins de cette étude car ils contrôlent l'évolution de la température de l'habitacle d'une voiture de segment après stationnement sous le soleil (TEST A) et pendant un trajet (TEST B) dont le profil de vitesse est montré dans la Figure 21.

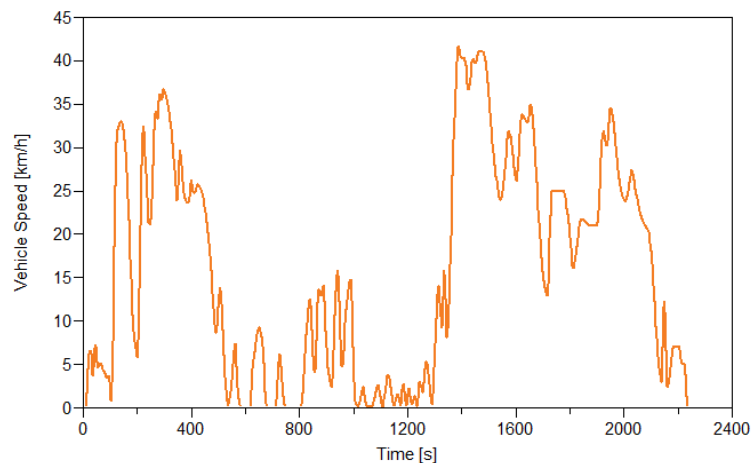


Figure 21 : TEST B : Vitesse véhicule

La Figure 22 montre l'évolution du flux solaire pendant le TEST A, tandis que la Figure 23 montre l'évolution du flux solaire pendant le TEST B.

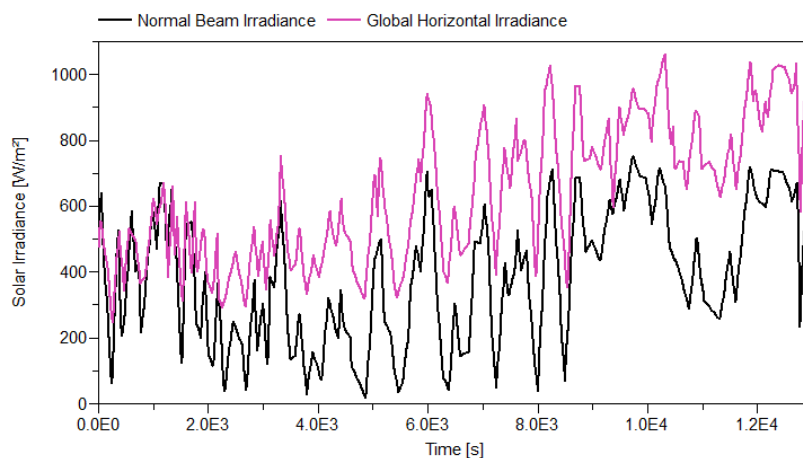
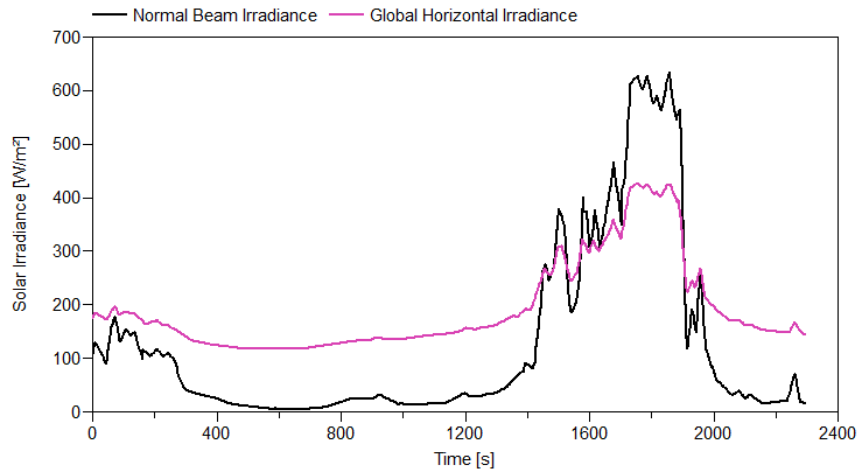
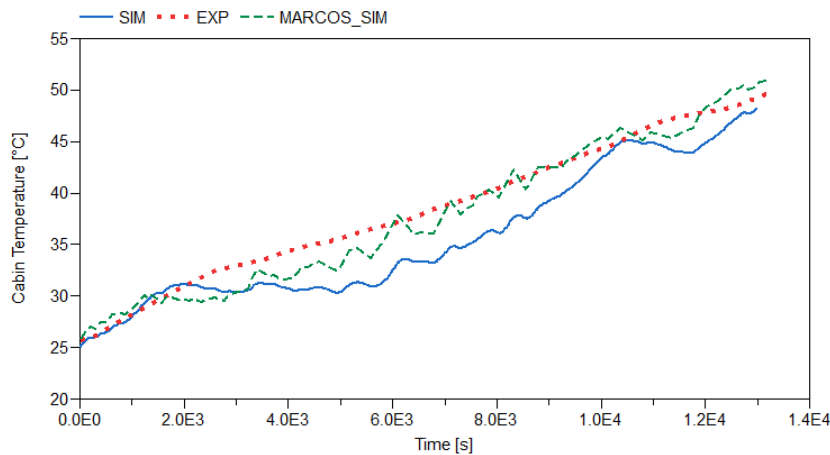


Figure 22 : TEST A : Flux solaire



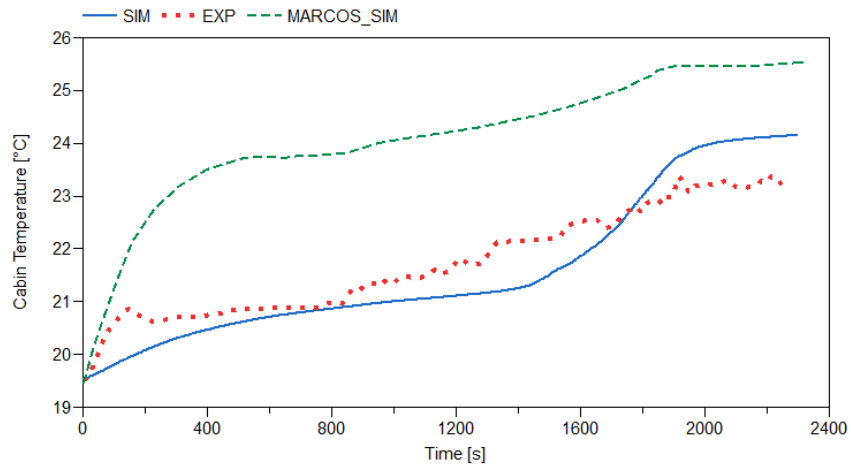
**Figure 23 : TEST B : Flux solaire**

Le modèle de Benouali montre des résultats similaires à celui de (Marcos *et al.*, 2014) dans le TEST A (Figure 24).



**Figure 24 : TEST A : Evolution de la température de l'habitacle. Modèle de Marcos (vert), modèle Benouali (bleu) expérience (rouge) (Marcos *et al.*, 2014)**

La différence entre les deux modèles est plus marquée dans le TEST B où le modèle de Benouali est plus sensible au profil du flux solaire. La Figure 25 montre que le modèle de Benouali représente mieux l'inertie de la température d'air. Cet aspect est dû à la présence dans le modèle d'une capacité thermique, le terme  $m_{mi}c_{mi}$  dans l'équation (4) qui tient compte de la présence des sièges et des autres éléments dans l'habitacle. Ce terme est absent dans le modèle de Marcos *et al.*



**Figure 25 : TEST B : Evolution de la température de l’habitacle. Modèle de Marcos (vert), modèle Benouali (bleu) expérience (rouge) (Marcos *et al.*, 2014)**

### 1.3 Les cycles Rankine et Rankine Organique

La récupération de chaleur peut jouer un rôle important dans la réduction de la consommation du véhicule. L'application des cycles Rankine aux voitures est étudiée depuis plusieurs années, mais jusqu'à présent les constructeurs n'ont pas trouvé une solution en termes de rentabilité.

La première partie de ce sous chapitre est un état de l'art sur la technologie des différents composants du cycle ainsi que des architectures présentées en littérature. La deuxième et dernière partie est une analyse des ORC qui récupèrent de la chaleur sur le liquide de refroidissement moteur. La récupération sur le liquide de refroidissement est souvent négligée pour des raisons exergétiques, mais le potentiel reste intéressant. La similarité technologique avec les systèmes de climatisation automobile, plus poussée par rapport aux systèmes qui récupèrent sur les gaz d'échappement, pourrait permettre une intégration plus simple dans le véhicule, mais aussi une réduction des coûts.

#### 1.3.1 Le cycle thermodynamique

Le cycle Rankine Organique (ORC) est un système énergétique qui permet la récupération de chaleur à faible ou moyenne température. Il se différencie du cycle Rankine conventionnel car il utilise comme fluide de travail un fluide organique au lieu de l'eau. Les fluides organiques permettent un système travaillant à des basses températures avec un meilleur rendement par rapport à l'eau.

Le principe reste le même, voir Figure 26 : une pompe comprime le fluide qui ensuite subit un réchauffement isobare dans le bouilleur, où a lieu le changement de phase jusqu'à l'état de vapeur surchauffée. Une détente dans la turbine produit du travail et à la sortie de la turbine la vapeur est refroidie dans un condenseur jusqu'à redevenir liquide et être aspirée par la pompe en bouclant le cycle, voir Figure 26.

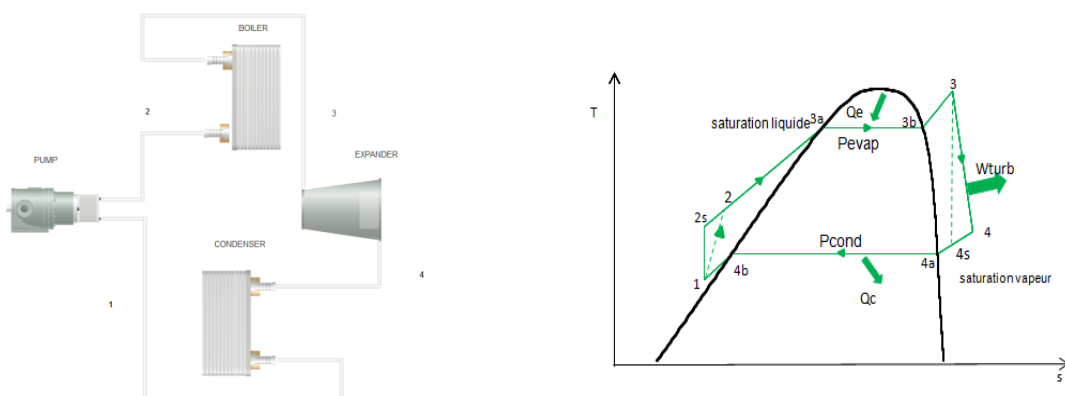


Figure 26 : Schéma ORC

---

### 1.3.2 Technologie des composants

#### *Échangeurs*

Le choix de la technologie du bouilleur dépend de la typologie de la source chaude. Selon (Quoilin *et al.*, 2013) les deux technologies les plus utilisées dans le domaine des ORC toute application confondue sont le tube et la calandre pour les applications de grosse taille et les échangeurs à plaques pour les applications de petite taille. Dans le cas de la récupération de chaleur sur le liquide de refroidissement moteur les échangeurs à plaques sont le meilleur choix en termes de compacité et de coût. Dans le cas de la récupération de chaleur sur la ligne d'échappement plusieurs technologies ont été évaluées : (El Chammas, 2005) a prévu pour son système un échangeur à plaques et ailettes, tandis que (Bari and Hossain, 2013) ont étudié le potentiel d'un échangeur tubes et calandre. (Yang *et al.*, 2015) ont préféré un échangeur tube et ailettes vue la différence entre le coefficient de transfert de chaleur des gaz d'échappement et le fluide de travail.

Les ingénieurs de BMW dans le développement de leur Turbosteamer ont choisi une combinaison d'échangeur à faisceau et à plaques pour optimiser la compacité et le poids de l'échangeur (Freyman *et al.*, 2012). Récemment (Guillaume, 2017) a testé une nouvelle technologie d'échangeur qui combine les avantages des échangeurs à calandre et des échangeurs à plaques. Cet échangeur hybride calandre/plaques permet une bonne intégrité mécanique tout en étant très performant au niveau du transfert de chaleur. Le choix de la typologie d'échangeur pour la récupération de chaleur sur les gaz d'échappement est très ouvert. L'objectif est de minimiser les pertes de pression, le poids et augmenter la compacité.

Dans le cas du condenseur, si la source froide est l'air, il est possible de profiter des échangeurs à micro-canaux déjà utilisés dans les systèmes de climatisation du véhicule. Si la source froide choisie est le liquide de refroidissement, les échangeurs à plaques sont à nouveau la référence.

#### *Pompe*

Dans les installations de grosse puissance les pompes centrifuges multi-étage sont la technologie dominante pour un débit massique supérieur à 1 kg/s (Landelle *et al.*, 2017). Dans l'application automobile le débit massique est inférieur et, dans ce cas, les pompes volumétriques sont souvent plus adaptées. Cette typologie de pompe permet en effet, même à des faibles débits, de gérer les forts sauts de pression demandés par les cycles RC ou ORC. Les pompes peuvent être à entraînement mécanique avec une connexion à l'arbre moteur ou électrique.

Dans le cas d'entraînement électrique avec un variateur de fréquence le rendement global de la pompe peut se dégrader considérablement avec un fonctionnement en dehors du point nominal, comme souligné par (Landelle *et al.*, 2017). Cette chute de performance dans des conditions de fonctionnement variables est plus marquée dans les cycles avec fluide organique plutôt que dans les



---

cycles avec de l'eau comme fluide de travail. En effet la fraction de travail généré par la turbine et consommée par la pompe est beaucoup plus importante pour les fluides organiques.

Un autre point très important dans la sélection et dans l'utilisation de la pompe est la gestion du NPSH (Net Positive Suction Head) pour éviter la cavitation. Pour cette raison un degré de sous-refroidissement minimal doit être assuré.

Parmi les pompes volumétriques, les pompes à membranes ont comme atout une parfaite étanchéité et la capacité de travailler avec des fluides à très faible viscosité. Par contre, les membranes sont sensibles à la cavitation, un sous-refroidissement permanent est donc nécessaire pour éviter la cavitation. Les pompes à engrenages sont très compactes et légères, mais les engrenages ont besoin d'être lubrifiés et pour cette raison la viscosité du fluide devient une contrainte.

Dans sa démarche d'optimisation d'un système de récupération de chaleur pour les poids lourds, (Guillaume, 2017) a comparé expérimentalement dans un système ORC ayant le R245fa comme fluide de travail trois typologies de pompes volumétriques : pompe à membranes, pompe à engrenages et pompe à piston plongeur.

La pompe à piston plongeur est une variante de la pompe à piston, où un plongeur est utilisé pour comprimer le fluide. Ces pompes réalisent des différences de pression élevées et sont lubrifiées par un système de lubrification séparé du fluide comprimé.

Le résultat de la comparaison montre que les meilleures performances en termes de rendement isentropique sont obtenues par la pompe à membranes.

### *Turbine*

Dans l'état de l'art de la typologie des turbines utilisées pour les cycles Rankine embarqués sur véhicule, (Quoilin and Lemort, 2009) soulignaient une présence majoritaire des machines volumétriques, par rapport aux machines dynamiques.

Les machines dynamiques sont en effet adaptées pour des implantations de grosse taille avec les turbines axiales qui sont indiquées pour des puissances supérieures à 250 kW (Rahbar *et al.*, 2017). Les turbines radiales sont plus appropriées pour des puissances inférieures. Ces turbines sont peu sensibles aux tolérances de fabrication sur les pales par rapport aux turbines axiales. Grâce à cette caractéristique, les turbines radiales peuvent garder un haut rendement même à des petites tailles. En outre, les coûts de fabrication sont moindres (Aungier, 2010). Cependant la conception et la réalisation d'une turbine radiale adaptée pour un système de récupération embarqué est une opération compliquée. L'incapacité de la machine à tolérer un fluide diphasique ajoute une contrainte importante sur la sélection du fluide de travail ou sur le contrôle de la surchauffe.

Les machines volumétriques au contraire ont la capacité de tolérer la présence de liquide. De plus, il s'agit souvent de compresseurs du domaine HVAC&R convertis en turbines. La possibilité de profiter

---

de l'économie d'échelle permet donc de limiter les coûts de la machine. Le désavantage de ne pas prévoir du sur-mesure est lié à un fonctionnement non optimisé. En outre, il existe souvent une limite sur les rapports de pression gérables par la machine. Une turbine volumétrique fonctionne sur le principe de détente d'un volume et le rapport entre le volume de la chambre d'admission et celle de refoulement, BVR en anglais, est fixe. Ce rapport est limité par exemple à 4 pour les machines de type scroll, à 8 pour les machines à vis et à 14 pour les machines à pistons (Lemort, V., Guillaume, L., Legros, A., Declaye, S., Quililn, 2013). Les turbines scroll sont en outre sensibles à la température d'admission avec un maximum de 250°C, tandis que les turbines à vis ou à pistons peuvent dépasser les 300°C.

(Quoilin *et al.*, 2012), pour une application de récupération de chaleur, avaient prévu que la machine la plus adaptée pour des puissances inférieures à 10 kW est la machine scroll, tandis que pour des puissances entre 10 et 100 kW la machine à vis serait la plus appropriée et enfin que pour des puissances plus importantes, les turbines radiales et axiales devraient être sélectionnées. Cette étude a été aussi confirmée par l'analyse des données expérimentales effectuée par (Landelle *et al.*, 2017).

#### *Fluide de travail*

Le choix du fluide de travail est une opération qui doit tenir compte de plusieurs facteurs, mais en premier lieu l'optimisation des performances. Il est en outre nécessaire de respecter des critères liés à la protection de l'environnement avec le choix d'un faible GWP (Global Warming Potential) et ODP (Ozone Depletion Potential). Il existe aussi des aspects spécifiques à l'application comme par exemple la compatibilité avec les contraintes technologiques de la turbine. Un autre aspect très important et souvent négligé dans le secteur automobile est l'homologation. Le processus d'homologation d'un fluide peut en effet demander des délais très longs et décourager le choix vers de nouveaux fluides.

Il n'est donc pas possible de déterminer une loi générique pour la sélection du fluide de travail, cependant des méthodes de présélection ont été proposées. (Wang *et al.*, 2013) ont proposé des choix optimaux en fonction de la température de la source chaude.

(Quoilin *et al.*, 2012) ont développé pour différentes typologies de turbine une cartographie qui montre les limites opératoires pour plusieurs fluides. En choisissant comme source de chaleur pour l'ORC le liquide de refroidissement moteur, un des fluides les plus appropriés est le R134a. Le niveau de température plus élevé des gaz d'échappement comporte un choix entre le n-Pentane et le toluène.

Un ORC récupérant la chaleur du liquide de refroidissement a donc l'avantage de pouvoir utiliser le même fluide de travail que le système de climatisation.

---

### 1.3.3 Etude des architectures embarquées

Une récente étude de l'état de l'art, (Zhou *et al.*, 2017), sur l'application des cycles Rankine et ORC comme systèmes de récupération de chaleur dans une voiture a permis de quantifier les rendements des différentes architectures apparues jusqu'à présent. L'auteur a d'abord défini deux indicateurs de performance : le rendement thermique et le rendement mécanique.

Le rendement thermique est défini par :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{fuel} PCI} \quad (23)$$

où  $W_{net}$  est la puissance nette récupérée [W],  $\dot{m}_{fuel}$  [kg/s] est le débit de combustible injecté dans le moteur et  $PCI$  [J/kg] le pouvoir calorifique inférieur du combustible.

Par ailleurs le rendement mécanique est défini par :

$$\eta_{méca} = \frac{W_{net}}{W_{moteur}} \quad (24)$$

où  $W_{moteur}$  est la puissance mécanique du moteur [W].

Les deux peuvent être mis en relation en adoptant l'hypothèse que la puissance mécanique du moteur est égale à un tiers de la puissance de combustion :

$$\eta_{th} \approx \eta_{méca}/3 \quad (25)$$

A ce point, il devient possible de comparer les différentes architectures présentées en littérature suivant leur rendement thermique  $\eta_{th}$ .

Dans son étude, l'auteur compare six différentes architectures illustrées dans la Figure 27.

**Architecture I :** Cycle de Rankine qui récupère la chaleur des gaz d'échappement. Il s'agit de l'architecture la plus simple qui minimise le nombre de composants. Son rendement thermique maximal est de 5%.

**Architecture II :** Intègre un régénérateur à la sortie de la turbine pour préchauffer le fluide à l'entrée du bouilleur. Cette mesure permet de réduire les pertes exergétiques dans le bouilleur et augmenter le rendement thermique maximal à 5,5%. La présence du régénérateur permet de réduire la puissance thermique à évacuer par le condenseur au prix d'un échangeur supplémentaire.

**Architecture III :** Elle consiste à ajouter un préchauffeur entre la pompe et le bouilleur. Le préchauffeur récupère la chaleur du liquide de refroidissement moteur et augmente la température à l'entrée du bouilleur. Cette architecture permet de récupérer de la chaleur sur le liquide de

refroidissement et sur les gaz d'échappement, mais il est difficile de trouver un fluide de travail adapté pour les différents niveaux de température des deux sources. Le rendement thermique maximal est de 5,5%.

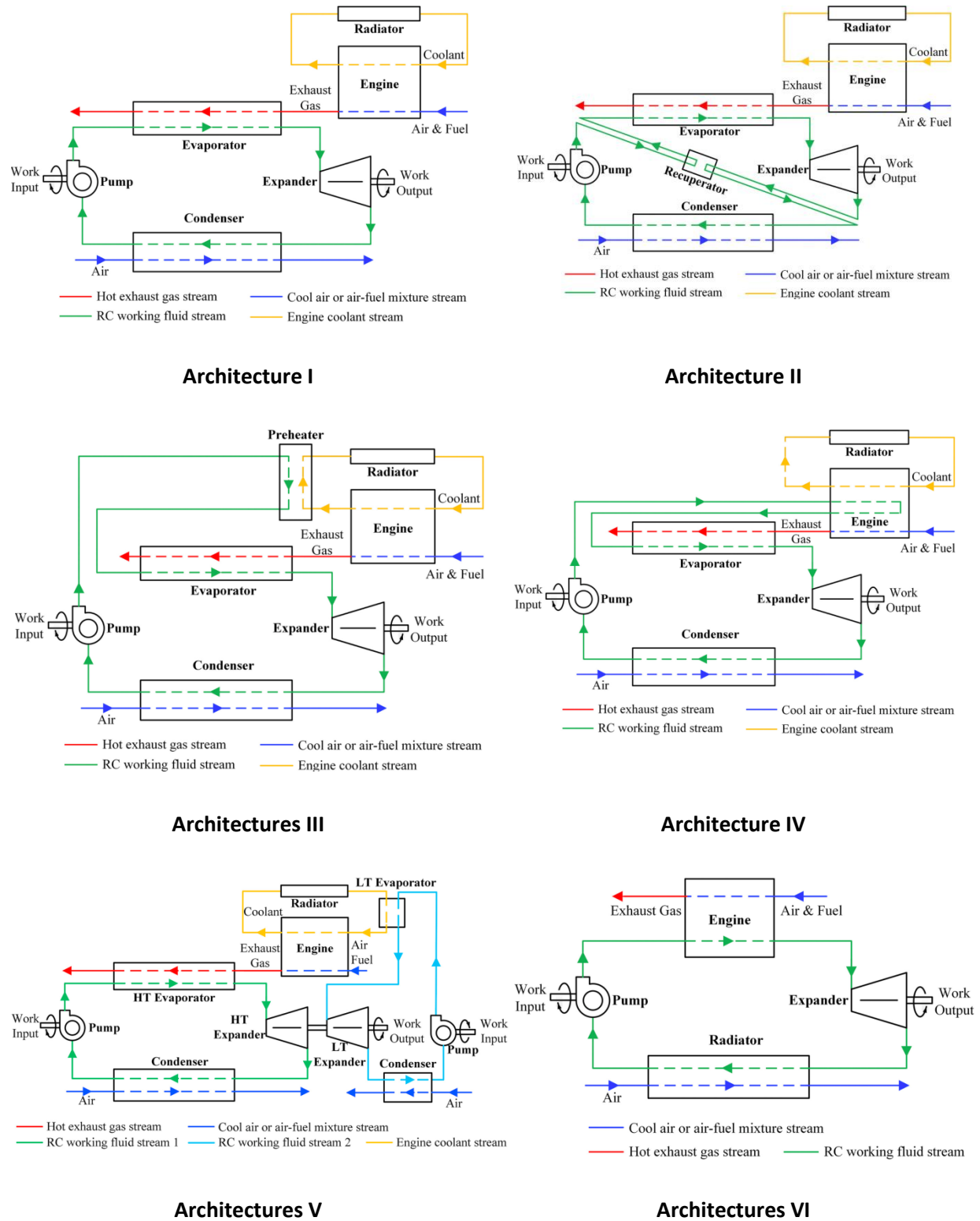


Figure 27 : Architectures comparées dans l'étude de (Zhou *et al.*, 2017)

---

**Architecture IV :** Elle est une variante de l'architecture III. Elle est proposée par (Arias, Shedd and Jester, 2010). Le fluide de travail n'est pas préchauffé dans un échangeur par le liquide de refroidissement moteur, mais directement dans le bloc moteur. Ce changement permet au fluide de travail d'atteindre une température plus élevée à l'entrée du bouilleur. Malgré cette amélioration le rendement thermique maximal reste de 5,5%. L'inconvénient de cette architecture est la nécessité de modifier la conception du bloc moteur.

**Architecture V :** Elle prévoit un cycle à haute température sur les gaz d'échappement et un cycle basse température sur le liquide de refroidissement moteur. Le rendement thermique maximal est de 6%. C'est la solution la plus performante, mais il s'agit d'un système complexe et encombrant. L'intégration dans une voiture serait difficile.

**Architecture VI :** Proposée par (Oomori and Ogino, 2010), elle consiste à récupérer la chaleur du moteur par un système de refroidissement évaporatif. Le moteur ne serait donc refroidi par le mélange eau/glycol, mais par le fluide de travail du système de récupération de chaleur. Son rendement thermique est estimé à 3%. Cette architecture permet le développement d'un système de récupération de chaleur compact, mais elle implique une nouvelle conception du moteur.

Les travaux de (Rosset *et al.*, 2018) apportent une réflexion supplémentaire sur les différentes architectures.

Dans cette étude les auteurs ont comparé, à l'aide d'une analyse numérique, différentes architectures avec une optimisation multi-objectif qui vise à maximiser la puissance nette récupérée et à minimiser la surface d'échange totale (la somme des surfaces d'échange des différents échangeurs de chaleur du cycle). Le but étant de faciliter l'intégration dans le véhicule. L'étude est réalisée sur un petit moteur à essence opérant sur un régime de fonctionnement stabilisé qui correspond à une vitesse de croisière de 120 km/h.

Grâce à l'optimisation multi-objectif il devient tout de suite clair que des rendements thermiques élevés (supérieurs à 4%) sont possibles uniquement grâce à des surfaces d'échanges importantes (supérieures à  $21 m^2$ ). En outre, l'étude met en évidence que le condenseur est l'échangeur qui cause le plus de problème en termes d'encombrement.

Pour des puissances nettes inférieures à 2 kW et pour des surfaces d'échange inférieures à  $10 m^2$  l'auteur identifie comme meilleur choix la récupération de chaleur sur les gaz d'échappement par le moyen d'un cycle Rankine avec régénérateur. Il s'agit donc de l'architecture II de l'étude de (Zhou *et al.*, 2017). Le niveau de compacité de cette architecture pourrait être compatible avec les besoins du domaine automobile car la surface totale d'échange d'un MAC est de l'ordre de  $10 m^2$ . Dans ses conclusions, l'auteur souligne l'importance du régénérateur parce qu'il permet de réduire la surface d'échange du condenseur, l'élément le plus critique pour l'intégration.

---

### 1.3.4 Analyse complémentaire des architectures embarquées

Les études d'architectures de (Zhou *et al.*, 2017) et de (Rosset *et al.*, 2018) montrent que d'un point de vue théorique les systèmes de récupération de chaleur sur le gaz d'échappement ont un meilleur rendement. De plus, ils nécessitent d'une surface d'échange inférieure par rapport aux systèmes de récupération de chaleur sur le liquide de refroidissement moteur.

Si on considère les effets de l'intégration dans le véhicule du système de récupération de chaleur sur les gaz d'échappement, il est possible de constater, par exemple, une perte de rendement du moteur à cause de l'augmentation de la pression générée par l'introduction d'un échangeur (le bouilleur) sur le circuit d'évacuation des gaz d'échappement (Horst *et al.*, 2014) (Usman *et al.*, 2016). Cette perte n'est pas présente dans le cas de la récupération de chaleur sur le liquide de refroidissement moteur. Le liquide de refroidissement est aussi une source de chaleur plus stable par rapport aux gaz d'échappement.

Le calcul des pertes liées à l'intégration dans le véhicule pourrait réduire fortement l'avantage thermodynamique des systèmes de récupération de chaleur sur les gaz d'échappement. En effet (Leduc *et al.*, 2017) déclarent qu'un ORC sur le liquide de refroidissement peut être un système moins cher, plus sûr, plus fiable, plus facile à intégrer et avec un retour sur investissement plus rapide par rapport à un ORC sur les gaz d'échappement.

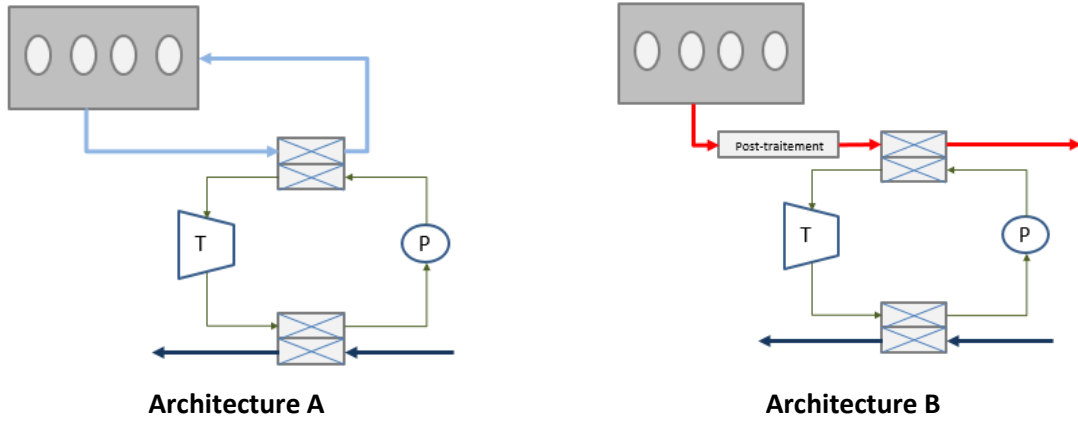
Le composant d'un cycle ORC embarqué qui a un impact majeur sur le prix (Daccord, 2017) et sur le rendement du système de récupération de chaleur est la turbine. L'étude de (Rosset *et al.*, 2018) prévoit une conception de la turbine spécifique pour l'application envisagée. Cependant (Hogerwaard, Dincer and Zamfirescu, 2013) ont souligné la possibilité de réduire les coûts des systèmes de récupération de chaleur en exploitant les composants de l'industrie HVAC&R et du domaine automobile. **Il est donc intéressant de regarder à la possibilité de reconversion des compresseurs du domaine automobile en turbine pour profiter de l'économie d'échelle.**

Les deux technologies les plus utilisées dans le domaine automobile sont les compresseurs à pistons et les compresseurs scroll.

Le premier pas dans l'intégration de ces compresseurs, convertis en turbines, dans un système de récupération de chaleur est de regarder si leur BVR (le rapport entre le volume de la chambre d'aspiration et la chambre de refoulement) est adapté pour l'application. A ce titre une étude a été réalisée afin de comparer les performances obtenues par l'intégration des deux types de compresseur.

#### 1.3.4.1 Etude comparative de l'intégration de compresseurs dans deux différentes architectures

Dans cette étude deux applications sont comparées : la récupération de la chaleur du liquide de refroidissement (Figure 28-A) et la récupération de la chaleur des gaz d'échappement (Figure 28-B).



**Figure 28 : Architectures comparées dans cette étude**

La comparaison est effectuée en optimisant la puissance nette produite par le système. Le calcul d'optimisation est opéré sur VBA et il se base sur un modèle zéro dimensionnel. La turbine est assumée de type volumétrique et modélisée de façon simplifiée. Le rendement isentropique de la turbine est calculé avec le produit:

$$\eta_{is} = \eta_{BVR} \eta_{loss} \quad (26)$$

Le rendement  $\eta_{loss}$  est égal à 0,85 et il tient compte des pertes liées aux déperditions thermiques et aux fuites. Le rendement  $\eta_{BVR}$ , lié au rapport des volumes internes à la turbine, est calculé à partir des équations suivantes :

$$\eta_{BVR} = \frac{\dot{W}_1 + \dot{W}_2}{\dot{W}_{is}} \quad (27)$$

$$\dot{W}_1 = \dot{m} (h_{turb,IN} - h_{turb,ad}) \quad (28)$$

$$h_{turb,ad} = f(S_{turb,IN}, v_{turb,IN} BVR) \quad (29)$$

$$\dot{W}_2 = \dot{V}_{ad} (p_{turb,ad} - p_{turb,OUT}) \quad (30)$$

$$\dot{W}_{is} = \dot{m} (h_{turb,IN} - h_{turb,OUT,is}) \quad (31)$$

Les fluides de travail examinés sont le R134a, le R1234yf, le R1234ze et le R245fa pour le cycle qui récupère la chaleur du liquide de refroidissement moteur. L'éthanol, le toluène, l'eau et le n-Pentane pour le cycle qui récupère la chaleur des gaz d'échappement. Cette liste de fluides est

obtenue en suivant les indications de différentes études (Quoilin *et al.*, 2012), (Panesar, 2017), (Rahbar *et al.*, 2017) et (Rosset *et al.*, 2018).

Le point de travail du moteur testé est le même que celui de (Rosset *et al.*, 2018) dont les caractéristiques sont résumées dans le Tableau 5. Par ailleurs les différents paramètres du modèle sont présentés dans le Tableau 6.

La température maximale du cycle a été limitée à 250°C pour permettre d'utiliser tout type de machine volumétrique y compris les scroll. L'optimisation prévoit la récupération de l'ensemble de l'énergie fatale disponible. Un plan factoriel détermine la pression de condensation, la pression d'évaporation, la surchauffe et le BVR optimaux pour chaque fluide.

**Tableau 5 : Point de fonctionnement du moteur**

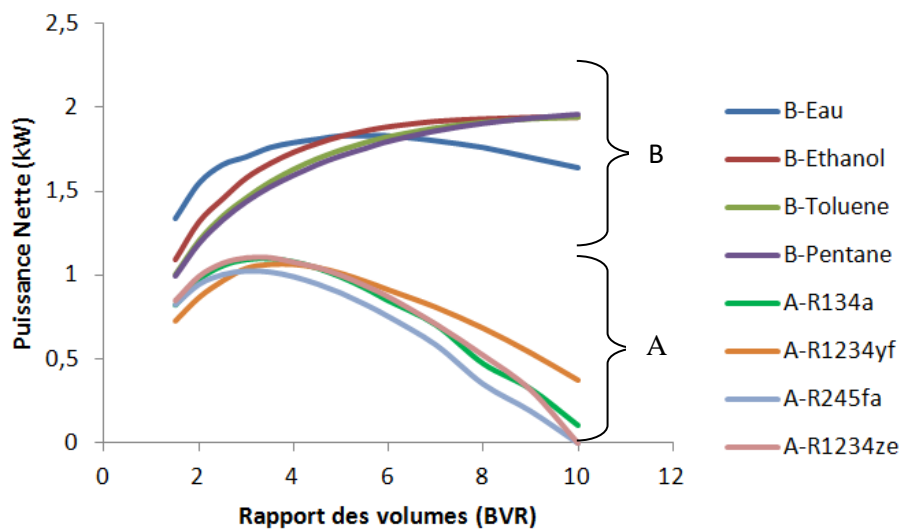
<b>Gaz échappement</b>	<b>Valeur</b>
Température entrée	706 °C
Température sortie	150 °C
Débit	0,022 kg/s
<b>Liquide de refroidissement</b>	
Température entrée	105,1 °C
Température sortie	101,2 °C
Débit	0,8 kg/s

**Tableau 6 : Entrées du modèle VBA**

<b>Variable</b>	<b>Variation</b>
Rapport des pressions du cycle	2-10
Pinch point échangeurs	> 7 K
Température de travail maximale	100/250°C
Rapport géométrique de la turbine	1,5-10
<b>Paramètres</b>	<b>Hypothèse</b>
Température ambiante	20°C
Vitesse air entrée condenseur	5 m/s
Rendement isentropique pompe	60%
Rendement mécanique moteur	90%
Rendement électrique moteur/génératrice	90%
Sous refroidissement condenseur	1 K
<b>Contraintes</b>	<b>Valeur</b>
Pression min. du fluide de travail	1 bar
Pression max. du fluide de travail	40 bar
Qualité de la vapeur à la sortie de la turbine	1
Température min. sortie gaz d'échappement	150 °C

La Figure 29 montre le résultat de l'étude. Les compresseurs scroll du domaine automobile ont un BVR aux alentours de 2, tandis que les compresseurs à pistons ont plutôt un BVR entre 5 et 7.





**Figure 29 : Evolution des puissances nettes en fonction du rapport des volumes de la turbine pour l'architecture A et l'architecture B**

L'étude montre une compatibilité entre la récupération de chaleur sur le liquide de refroidissement et les compresseurs scroll. Les compresseurs à pistons sont plus adaptés pour la récupération de chaleur sur les gaz d'échappement. Il est en outre important de signaler que dans le cas de la récupération de chaleur sur le liquide de refroidissement, les fluides de travail et les niveaux de température sont parfaitement compatibles avec les systèmes de climatisation du domaine automobile. Il est donc possible d'exploiter plus facilement les technologies du secteur.

Dans le cas de l'architecture A, les fluides de travail qui montrent les meilleures performances pour un BVR inférieur à 5 sont le R134a et le R1234ze, tandis que le R1234yf est le fluide de travail le plus performant pour des BVR élevés.

Dans le cas de l'architecture B, le fluide de travail le plus performant est l'eau pour un BVR inférieur à 4, mais ensuite l'impact de sa nature de fluide « wet » est pénalisant. Le titre de vapeur à la sortie de la turbine devient inférieur à 1 pour les points à rendement élevés et l'algorithme d'optimisation choisi des points à plus faible rendement, mais avec un titre de 1 pour respecter la contrainte du Tableau 6. Pour des BVR élevés, le fluide de travail qui montre les meilleures performances est l'éthanol.

#### **1.3.4.2 Choix de la technologie de compresseur automobile (à convertir en turbine)**

L'expérience de l'entreprise Exoès, qui développe des systèmes de récupération de chaleur dans le secteur des transports, a montré que pour atteindre de meilleures performances, les turbines scroll sont plus adaptées que des machines à piston.

L'entreprise avait initialement choisi les turbines à piston (Daccord, 2017), mais après des années de développement le choix s'est porté sur la technologie scroll pour obtenir de meilleures performances. Un partenariat avec le constructeur de compresseur scroll automobile Sanden a été mis en place (Sanden, 2018).

---

L'intégration des compresseurs scroll dans un ORC est plus simple si le système récupère la chaleur du liquide de refroidissement. La température plus faible des rejets thermiques évite toute sorte de complication au niveau tribologique. Au contraire le niveau de température des gaz d'échappement, lors du développement d'une turbine scroll impose une approche différente pour la lubrification, voir par exemple (Legros, 2014).

Le prototype de turbine scroll réalisé pour supporter des hautes températures (250°C) a montré un rendement isentropique maximal de 25% (Legros *et al.*, 2015) au lieu de 75% pour un compresseur scroll automobile converti en turbine (Dumont *et al.*, 2018) et testé à un niveau de température plus faible (122-133°C).

Dans le cas des compresseurs scroll, il faut faire une différence entre les machines à entraînement mécanique et les machines avec moteur électrique intégré. Dans le cas des machines à entraînement mécanique la vitesse de la turbine est liée au régime moteur. Une courroie relie la poulie de l'arbre moteur à la poulie du compresseur. Une différence de diamètre entre les deux poulies comporte un rapport de vitesse entre l'arbre moteur et l'arbre du compresseur. Le changement de la valeur de ce rapport est le seul degré de liberté disponible.

Dans le cas des compresseurs avec moteur électrique intégré la vitesse est réglable par un variateur de vitesse et indépendante de la vitesse du moteur du véhicule. Les compresseurs avec moteur électrique intégré peuvent donc mieux s'adapter aux variations de conditions opératoires imposées par le moteur du véhicule.

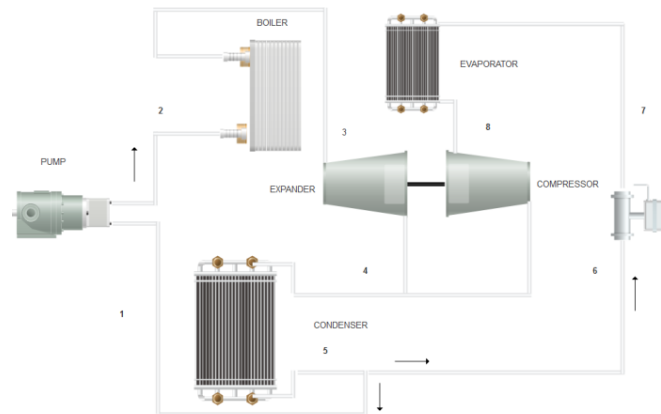
La conversion d'un compresseur scroll automobile en turbine est simple. Deux opérations doivent être réalisées : inverser le sens de rotation et enlever le clapet anti-retour qui bloquerait l'admission. De plus, le cas de la récupération de chaleur sur le liquide de refroidissement permettrait d'utiliser le même fluide de travail que dans le cas de la climatisation. Il s'agit d'un gros avantage.

Il devient possible de réaliser un système réversible comme celui développé par (Dumont, Quoilin and Lemort, 2015). Dans l'application au système automobile, le système réversible pourrait opérer comme système de climatisation ou comme ORC sur le liquide de refroidissement moteur. La réversibilité du système serait possible grâce à la machine scroll qui peut fonctionner comme compresseur ou comme turbine. Le développement d'un système réversible MAC/ORC sur le liquide de refroidissement moteur pourrait être une solution optimale pour faciliter l'intégration dans le véhicule et optimiser la rentabilité.

En conclusion, si l'objectif est de profiter de l'économie d'échelle des compresseurs automobile, le meilleur choix pour la reconversion en turbine est la technologie scroll. L'exploitation de ces machines en mode turbine dans un ORC est simple si la source chaude est le liquide de refroidissement moteur. De plus, le choix de cette source de chaleur permet d'utiliser le même fluide de travail que le système de climatisation de la voiture et de pouvoir développer un système réversible MAC/ORC. Une forte réduction du prix du système de récupération de chaleur est possible. **Pour ces raisons cette étude vise l'exploitation d'un compresseur scroll automobile comme machine réversible et la récupération de la chaleur du liquide de refroidissement moteur.**

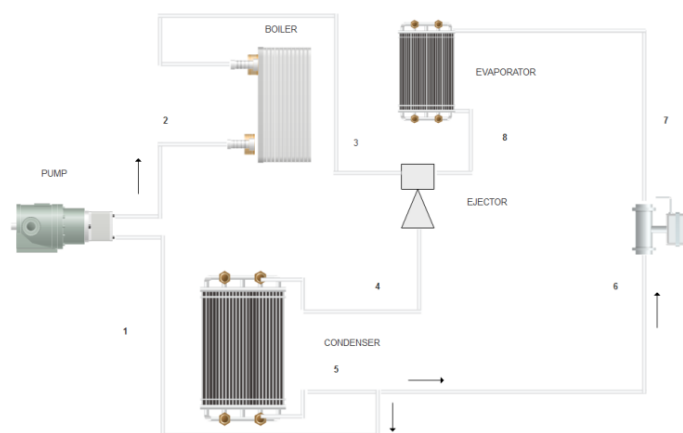
## 1.4 Les cycles de réfrigération à éjecteur

Dans les deux sous-chapitres précédents l'analyse des systèmes de climatisation d'une voiture et des ORC embarqués a permis de remarquer une similitude technologique entre les deux applications. La possibilité de créer un système réversible a été évoquée dans les conclusions du sous-chapitre précédent. Il est intéressant d'explorer une autre possibilité qui prévoit le couplage d'un système ORC avec un système de climatisation (Figure 30).



**Figure 30 : Couplage d'un cycle ORC avec un cycle de réfrigération à compression de vapeur**

Le système présenté à la Figure 30 peut être simplifié grâce à un éjecteur qui permet de convertir la détente de la vapeur surchauffée, provenant du bouilleur, dans la compression de la vapeur surchauffée provenant de l'évaporateur. Cette conversion est effectuée sans parties tournantes. L'éjecteur agit comme une turbine couplée mécaniquement à un compresseur, il peut alors transformer le cycle précédent en un nouveau cycle présenté à la Figure 31.



**Figure 31 : Schéma système de réfrigération à éjecteur**

Le système de réfrigération à éjecteur est un système qui présente encore une similarité technologique très forte soit avec la climatisation, soit avec les ORC. Il est donc possible d'inclure ce cycle dans l'analyse de ce chapitre en vue de la réalisation d'un système multi-génération avec trois modes de fonctionnement : système de climatisation, ORC et cycle de réfrigération à éjecteur. Ce sous-chapitre est consacré à l'étude de ce système et à l'analyse de son intégration dans le véhicule. La première partie traite de la description du cycle thermodynamique et présente le fonctionnement de l'éjecteur ainsi que sa modélisation. Ensuite, après avoir décrit l'état de l'art concernant les systèmes de réfrigération à éjecteur embarqués dans le véhicule, une analyse de l'intégration de différentes architectures de cycle est effectuée pour comprendre le potentiel de ce système.

### 1.4.1 Le cycle thermodynamique

Les Figures 32a et 32.b représentent le schéma et le diagramme T - s du cycle de réfrigération à éjecteur à détente monophasique. Ce cycle est composé : d'un bouilleur, d'un condenseur, d'un évaporateur, d'un détendeur, d'un éjecteur et d'une pompe. Le fluide liquide à la sortie du condenseur est divisé en deux parties : une partie entre dans l'évaporateur après la détente dans la vanne de détente et une autre partie est comprimée à haute pression pour entrer dans le bouilleur. Le fluide primaire, sortant du bouilleur entre dans l'éjecteur où il subit une détente jusqu'à une pression légèrement inférieure à celle du fluide secondaire sortant de l'évaporateur, ce dernier sera aspiré et un mélange se produit entre les deux fluides dans l'éjecteur, enfin le mélange sort du diffuseur pour entrer dans le condenseur.

À noter que le mélange à la sortie du diffuseur doit présenter une pression supérieure ou égale à celle du condenseur, sinon un retour du fluide vers l'évaporateur se produit, et l'éjecteur perd totalement sa fonction.

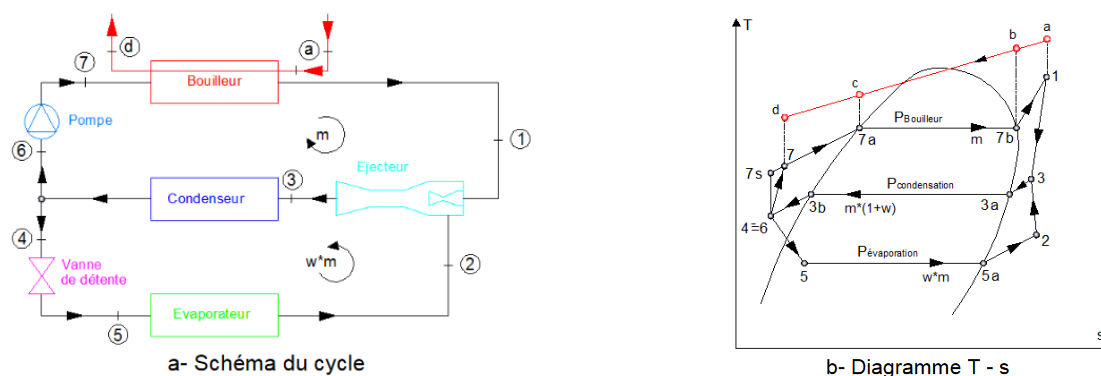


Figure 32 : Cycle de réfrigération à éjecteur

Un premier indicateur permet de comparer la technologie à éjecteur par rapport aux technologies conventionnelles. C'est le  $COP_{\text{froid}}$ . Il exprime la relation entre la puissance froide produite (évaporateur), et la puissance consommée (pompe).

$$COP_{\text{froid}} = \frac{\dot{Q}_{\text{froide}}}{W_{\text{pompe}}} \quad (32)$$

Le cycle de réfrigération à éjecteur permet, grâce à la récupération de chaleur, d'échanger le travail de compression du compresseur du cycle de climatisation traditionnel avec un travail de pompage. L'opération est avantageuse car le travail de compression  $vdp$  est moins important dans le domaine liquide que dans le gaz compte tenu du faible volume spécifique. La réduction de la puissance mécanique consommée par le cycle à éjecteur permet d'atteindre des valeurs de  $COP_{\text{froid}}$  plus importantes, démontrant ainsi l'intérêt d'un point de vue énergétique de la technologie.

Un deuxième indicateur est le  $COP_{\text{global}}$  qui tient compte de la puissance consommée par la pompe la puissance absorbée par le bouilleur.

$$COP_{\text{global}} = \frac{\dot{Q}_{\text{froide}}}{W_{\text{pompe}} + \dot{Q}_{\text{chaude}}} \quad (33)$$

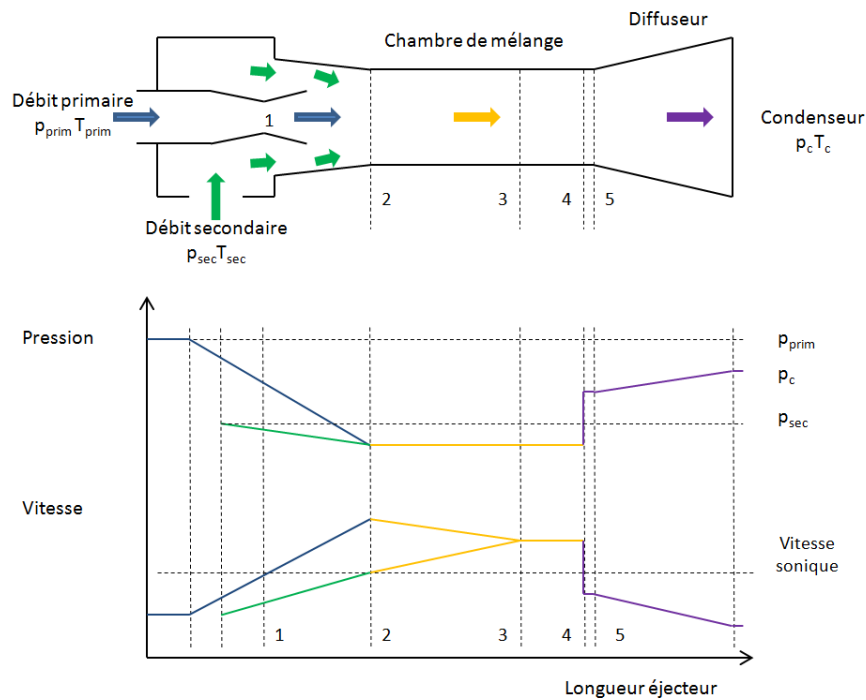
#### 1.4.1.1 Le fonctionnement de l'éjecteur

L'éjecteur est une pièce mécanique simple, qui n'a pas d'organes tournants et pour cette raison il ne produit pas de vibrations. Sa fiabilité et sa durée de vie sont élevées.

L'éjecteur est composé d'une buse convergente-divergente axiale, dans laquelle circule l'écoulement primaire, d'une buse d'aspiration du fluide secondaire, d'une chambre d'aspiration, d'une chambre de mélange à section constante et d'un diffuseur (Figure 33). Son principe de fonctionnement idéal est simple. L'écoulement primaire ou moteur à plus haut niveau d'enthalpie, se détend et s'accélère jusqu'aux conditions supersoniques à son passage par la buse convergente-divergente (section 1). La détente continue jusqu'à atteindre une pression inférieure à celle de l'écoulement secondaire, en produisant ainsi l'aspiration (et accélération) de celui-ci. Les deux écoulements traversent la chambre d'aspiration à pression constante, en supposant que les pressions des écoulements primaire et secondaire s'égalisent à la section 2. Ensuite, les deux fluides se mélangent à pression constante dans la chambre de mélange à section constante en produisant une onde de choc (4-5). L'écoulement ainsi mélangé décélère et augmente la pression à cause de cette onde de choc, avant le diffuseur. Dans celui-ci, l'énergie cinétique de l'écoulement se transforme en énergie de pression. La pression de sortie de l'éjecteur ( $P_c$ ) est supposée être égale à la pression de condensation du cycle de réfrigération à éjection.

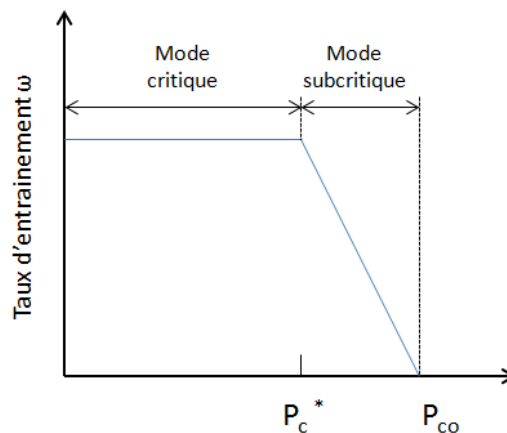
La distribution de pression et de vitesse attendue au sein de l'éjecteur est montrée dans la Figure 33. L'éjecteur de la Figure 33 est un éjecteur "à pression de mélange constante" où le mélange entre les

fluides se fait à une pression constante et la sortie de la buse primaire est placée dans la chambre d'aspiration.



**Figure 33 : Schéma de l'éjecteur avec profil de pression et de vitesse théoriques au sein de l'éjecteur.**

Il existe encore des éjecteurs "à section de mélange constante" dont la sortie de la buse primaire est située directement dans la chambre à section constante (Sun and Eames, 1995). Les éjecteurs à pression de mélange constante sont préférés à cause de leur capacité à travailler avec des pressions à la sortie plus élevées et par conséquent avec de meilleures performances (Besagni, Mereu and Inzoli, 2016). L'indicateur de performance le plus important de l'éjecteur est le taux d'entraînement. Il est défini comme le rapport entre le débit secondaire et le débit primaire.

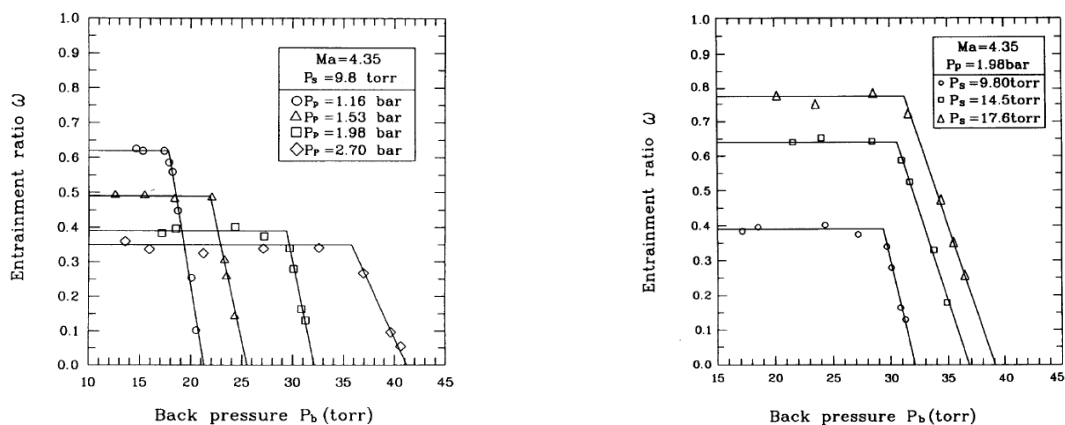


**Figure 34 : Taux d'entraînement en fonction de la pression de sortie de l'éjecteur.**

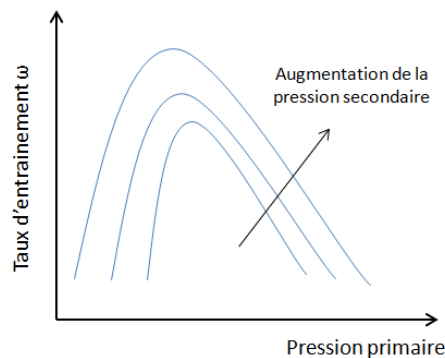
L'éjecteur a trois modes de fonctionnement en fonction de la pression de sortie  $P_c$  (Figure 34) par rapport à une pression, appelée Pression Critique ( $P_c^*$ ) en dessous de laquelle l'éjecteur donne le coefficient d'entraînement maximal. Ce mode de fonctionnement est appelé *Mode critique*. Les trois modes de fonctionnement selon la pression de sortie de l'éjecteur sont :

- **Mode critique ( $P_c < P_c^*$ )** : il existe un double écoulement critique : un primaire et un secondaire. Le rapport d'entraînement est maximal et constant.
- **Mode subcritique ( $P_c^* < P_c < P_{c0}$ )** : il n'existe qu'un seul écoulement critique primaire. Le rapport d'entraînement varie considérablement avec  $P_c$ .
- **Mode back-flow ( $P_c > P_{c0}$ )** : l'écoulement secondaire est reversé au lieu d'être aspiré. Il s'agit d'un mauvais fonctionnement de l'éjecteur. La pression  $P_{c0}$  est la condition limite pour le mode opératoire de l'éjecteur.

Les performances de l'éjecteur sont très sensibles à la variation de la pression de sortie, mais aussi à la variation des pressions primaire (Figure 35) et secondaire (Figure 36).



**Figure 35 : Effet de la pression primaire et de la pression secondaire sur le rapport d'entraînement extrait de (Chen and Sun, 1997)**



**Figure 36 : Effet de la pression primaire et de la pression secondaire sur le rapport d'entraînement à partir de (Galanis and Sorin, 2016)**

---

Pour pouvoir analyser l'effet de la pression primaire il faut tout d'abord comprendre que pour une buse supersonique donnée, le rapport entre la pression primaire et la pression du mélange reste plus au moins constant. Si on augmente la pression primaire, la pression de mélange sera plus élevée et la différence de pression entre la pression secondaire et la pression de mélange sera plus faible. L'éjecteur entrainera moins de fluide secondaire à cause de cette diminution dans la différence de pression qui réduit sa capacité d'aspiration. Une augmentation de la pression secondaire entraîne une augmentation de la différence de pression avec la pression de mélange et augmente le taux d'entraînement de l'éjecteur.

L'augmentation de la pression primaire ou secondaire permet de travailler avec des pressions critiques plus élevées. La raison en est le déplacement du train d'ondes de choc vers le diffuseur provoquant une intensité du choc plus élevée et permettant une pression de sortie plus élevée (Chen and Sun, 1997).

La surchauffe du fluide primaire n'a pas d'impact sur les performances de l'éjecteur, mais une surchauffe minimale doit être assurée, dans le cas de fluides de type « wet », pour éviter une condensation dans la buse primaire (Chen, Havtun and Palm, 2014c). Pour le R134a, par exemple, la surchauffe minimale varie entre 7 et 10 K.

La géométrie de l'éjecteur joue un rôle très important dans l'optimisation des performances. Il a été démontré expérimentalement que la distance, NXP (nozzle exit position), entre la sortie de la buse primaire et la chambre de mélange ainsi que le rapport, Ar (area ratio), entre la surface de la section de la chambre de mélange et la surface de la section du col de la buse ont une influence majeure sur le rapport d'entraînement (Huang, 1999) (Aphornratana and Eames, 1997).

Les études paramétriques sur la géométrie permettent d'optimiser la performance du cycle de réfrigération à éjecteur (Jia and Wenjian, 2012), mais aussi une évaluation de l'intérêt d'un éjecteur à géométrie variable dont le bénéfice serait de pouvoir traiter une plage de fonctionnement plus étendue que celle de l'éjecteur à géométrie fixe (Sun and Eames, 1996). (Pereira *et al.*, 2014) ont remarqué une augmentation du COP jusqu'à 85% grâce à l'utilisation d'un éjecteur à géométrie variable par rapport à celui à géométrie fixe.

L'éjecteur à géométrie fixe permet donc de bonnes performances quand les conditions aux limites sont stables : la pression primaire est stable, la pression de condensation est inférieure à la pression critique et la pression secondaire est égale ou supérieure à celle de dimensionnement.

#### **1.4.1.2 Etat de l'art sur la modélisation de l'éjecteur**

Les premiers modèles de simulation de l'éjecteur ont été des modèles monodimensionnels basés sur les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. La difficulté dans la résolution analytique de l'équation de conservation de la quantité de mouvement pendant la phase de mélange entre le fluide primaire et secondaire a conduit (Keenan and Neumann, 1942) à



---

développer deux approches théoriques de résolution : celle de mélange à pression constante et celle de mélange à section constante.

La méthode à pression de mélange constante permet de meilleures performances de l'éjecteur, elle a été développée par (Monday and Bagster, 1977). Les auteurs ont introduit le concept de double écoulement critique pour expliquer la caractéristique des systèmes de réfrigération à éjecteur qui sont à capacité constante. Cette caractéristique est due à l'écoulement critique non seulement du débit primaire dans le col de la buse du convergent/divergent, mais aussi à l'écoulement critique du débit secondaire.

Selon (Monday and Bagster, 1977) le débit secondaire ne se mélange pas directement avec le débit primaire à la sortie de la buse primaire. Le jet primaire crée dans la chambre d'aspiration un conduit d'aspiration convergent pour le fluide secondaire qui lui permet d'atteindre les conditions supersoniques. Le mélange entre les deux fluides intervient dans la chambre à section constante.

(Huang, 1999) a ensuite fait l'hypothèse que l'écoulement critique du fluide secondaire et le mélange avec le fluide primaire se font dans la chambre à section constante. Ces modèles permettent d'évaluer les performances de l'éjecteur dans ses conditions critiques.

Le modèle de (Chen, Havtun and Palm, 2014a) intègre tous les aspects de la théorie de (Keenan and Neumann, 1942), (Monday and Bagster, 1977) et (Huang, 1999) et peut être généralisé à différents fluides de travail (Besagni *et al.*, 2015). Ces modèles monodimensionnels se basent généralement sur l'utilisation de coefficients de performance déterminés par des essais expérimentaux. Ces modèles ne tiennent pas compte des changements significatifs dans ces coefficients et dans les propriétés thermophysiques qui interviennent dans la région proche du point critique pour être utilisées dans des applications transcritiques (Besagni *et al.*, 2015).

Récemment un effort a été fait pour développer des modèles monodimensionnels capables de décrire également les conditions sous-critiques (Chen *et al.*, 2013) (Galanis and Sorin, 2016). (Zhu *et al.*, 2007) ont inclut au modèle monodimensionnel une description bidimensionnelle de l'écoulement secondaire près des parois de la chambre à section de mélange pour décrire les conditions critiques. Ils introduisent le concept de cercle de choc grâce auquel ils proposent une relation exponentielle pour la distribution de la vitesse de l'écoulement secondaire.

Une approche bidimensionnelle complète a été introduite avec la CFD, celle-ci est préférée à une approche tridimensionnelle car l'effet tridimensionnel peut être pris en compte par un solveur asymétrique (Sriveerakul, Aphornratana and Chunnanond, 2007). L'objectif des modèles CFD est d'expliquer les écoulements locaux dans les éjecteurs et les phénomènes de transfert d'énergie notamment les ondes de choc.

Une grande attention est portée au choix du modèle de turbulence. (Bartosiewicz *et al.*, 2005) ont comparé des résultats expérimentaux du profil axial de pression avec les résultats numériques de différents modèles de turbulence en concluant que le SST (Menter's Shear Stress Transport) est le mieux adapté. Une récente étude numérique expérimentale de (Zhu and Jiang, 2014) a montré une

---

comparaison entre la visualisation Schlieren de l'écoulement à l'intérieur de l'éjecteur et les résultats d'un modèle 2D CFD.

Le SST donne de bons résultats en accord avec l'expérimentation, mais la meilleure description des chocs est donnée par le  $k - \varepsilon RNG$ , la méthode par groupe de re-normalisation introduite par (Yakhot *et al.*, 1992). Après cette étude (Croquer, Poncet and Aidoun, 2016) ont conduit une analyse détaillée de tous les modèles de turbulence disponibles dans le logiciel Fluent et ont comparé les résultats avec l'étude expérimentale de (García Del Valle *et al.*, 2014). Le modèle de turbulence SST dans sa formulation à faible nombre de Reynolds serait capable de décrire de manière détaillée la structure des ondes de choc.

Les modèles CFD permettent une description de l'écoulement très détaillée mais ils sont pénalisant au niveau calcul, cette caractéristique ne leur permet pas d'être utilisés dans des simulations au niveau système.

Dans le cas d'une simulation système qui vise le développement du contrôle, même un modèle monodimensionnel est trop lourd en raison des cycles d'itérations nécessaires à la résolution d'un système d'équations non linéaires. Pour cette raison (Zhu *et al.*, 2008) ont simplifié leur modèle précédent (Zhu *et al.*, 2007) pour formuler une simple expression du rapport d'entraînement qui nécessite par contre l'identification de deux paramètres empiriques.

Le recours à des données expérimentales pour trouver des formulations simples du rapport d'entraînement a été introduit par (Dorantes, Estrada and Pilatowsky, 2002). Les auteurs ont défini une formule générique qui relie le rapport d'entraînement optimal au rapport de compression (pression condenseur/pression secondaire) et au rapport entre la pression primaire et la pression du condenseur.

Une formule similaire, mais valide uniquement pour le fluide R134a, a été proposée par (Selvaraju and Mani, 2006) qui ont également introduit dans leur formule une corrélation avec le rapport entre la surface de la section de la chambre à section constante et la section du col de la buse primaire. Ces corrélations peuvent être utilisées lors du développement de modèles de simulation de type black-box.

#### **1.4.2 Technologie des composants**

La revue technologique effectuée dans le cadre des cycles RC/ORC peut être transposée aux cycles ERC. Le choix du type d'échangeur pour le bouilleur et le condenseur du cycle à éjecteur va être le même que pour le cycle Rankine. La même logique s'applique pour la pompe.

Les deux composants qui restent, l'évaporateur et le détendeur, sont des éléments qui doivent assurer le refroidissement de l'habitacle. Pour des raisons d'optimisation des coûts, il devient évident de les sélectionner parmi les technologies utilisées dans le domaine automobile.

### 1.4.3 Etude des architectures embarquées

L'éjecteur a déjà trouvé sa place dans le monde automobile grâce à un système de climatisation innovant proposé par Denso (Ishizaka *et al.*, 2009). Dans ce cas, l'éjecteur n'est pas exploité dans un cycle de réfrigération à éjecteur, mais il est directement introduit dans un cycle de réfrigération classique à compression de vapeur après le détendeur (Figure 37). Ce cycle permet d'exploiter la capacité de compression de l'éjecteur pour réduire le travail du compresseur et augmenter le COP de la climatisation. Dans ce cas l'écoulement primaire dans l'éjecteur est de type bi-phasique.

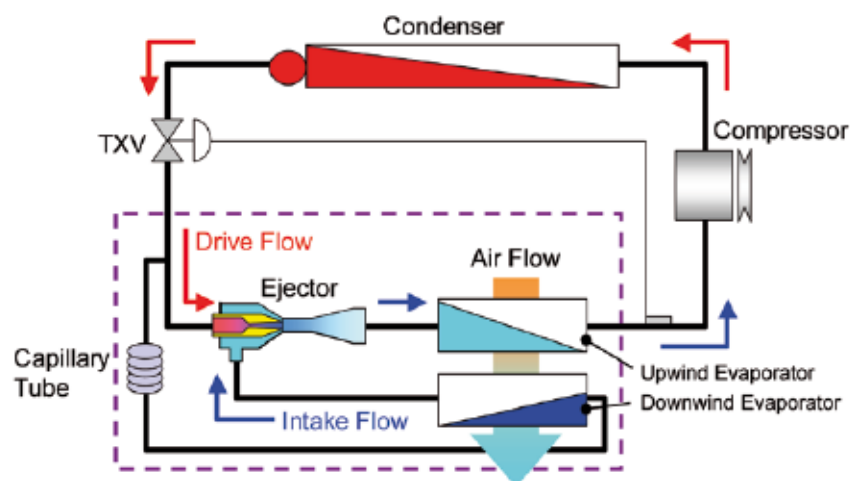


Figure 37 : Schéma cycle réfrigération Denso extrait de (Ishizaka *et al.*, 2009)

L'introduction d'un cycle de réfrigération à éjecteur dans une voiture a aussi été étudiée par différents auteurs. (Chen, 1978) a effectué une analyse théorique sur le potentiel du cycle de réfrigération à éjecteur, dont l'architecture est montrée à la Figure 38, qui récupère la chaleur sur le liquide de refroidissement moteur. Le fluide de travail considéré est le R113. L'auteur a conclu que pour un moteur 2000 cc produisant 34,3 kW d'énergie thermique au liquide de refroidissement, le potentiel de génération de froid par le cycle à éjecteur serait de 8,25 kW avec une température d'évaporation de 7°C. Il souligne en outre que pour 3,5 kW de froid, la consommation de la pompe serait de 16 W environ : 0,1 % de la puissance mécanique du moteur.

Ces résultats n'ont pas été expérimentalement validés.

La même architecture a été étudiée par (Salim, 2010) avec le R134a comme fluide de travail. Dans ce cas aussi, l'étude est purement théorique et démontre la possibilité de satisfaire un besoin de froid de 7 kW avec le cycle de (Chen, 1978). Les conditions étudiées par l'auteur prévoient une température au bouilleur de 79,4°C, une température au condenseur de 60°C et une température à l'évaporateur de 4,4°C. Il estime un taux d'entraînement de 0,29.

Néanmoins, en regardant le Tableau 7 qui résume les résultats expérimentaux, apparus en littérature, sur les systèmes de réfrigération à éjecteur avec le R134a comme fluide de travail ce

résultat semble être trop optimiste. Il y a en effet un fort écart entre la température de saturation au condenseur et la température de saturation à l'évaporateur, sans avoir un important écart entre la température de saturation au bouilleur et la température de saturation au condenseur. En d'autres mots, il y a un important travail de compression à faire sans avoir une importante détente à exploiter.

L'auteur étudie les rejets thermiques du moteur et désigne la récupération sur le liquide de refroidissement du moteur comme préférable pour l'activation du système. En outre il remarque que dans le cas du système de réfrigération avec éjecteur le condenseur a une taille beaucoup plus importante que dans le cas d'un système conventionnel. Cependant, il remarque que la taille du radiateur du système de refroidissement moteur peut être réduite grâce au système de récupération de chaleur. Le gain d'espace lié à un plus petit radiateur et la possibilité de réduire la masse du condenseur en développant des échangeurs en plastique induisent l'auteur à être optimiste sur l'intégration d'un condenseur de plus grande taille.

(Everitt and Riffat, 1999) ont conduit la seule étude expérimentale dédiée au domaine automobile. Ils ont choisi l'architecture basique du cycle de réfrigération à éjecteur. Le fluide de travail utilisé est l'eau. L'étude a conduit les auteurs à souligner que les performances de l'éjecteur se dégradent rapidement de l'optimum dès que les conditions de dimensionnement changent. Ils ont obtenu un  $COP_{global}$  maximal de 0,4 pour un point avec température au générateur de 85°C, température au condenseur de 15°C et une température à l'évaporateur proche de 0°C. Ce COP pourrait à leur avis s'améliorer avec un meilleur dimensionnement de l'éjecteur.

Il s'agit d'une étude expérimentale assez préliminaire car la plage de fonctionnement étudiée ne démontre pas la possibilité de l'intégration du cycle dans la voiture.

En effet, les températures de condensation évaluées sont faibles (15-30°C) par rapport aux températures ambiantes présentes pendant la mise en route de la climatisation (25-45°C).

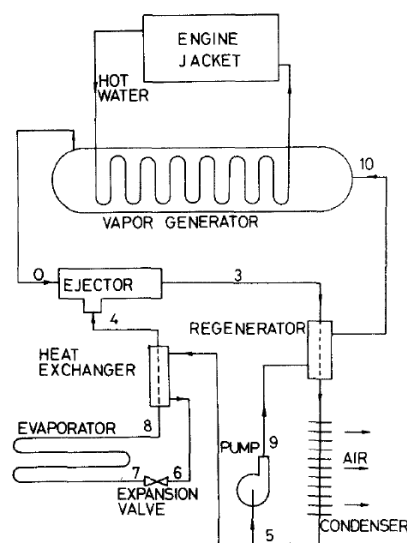


Figure 38 : Schéma cycle réfrigération avec éjecteur de (Chen, 1978)

**Tableau 7 : Résumé des différents essais sur éjecteur avec R134a comme fluide de travail**

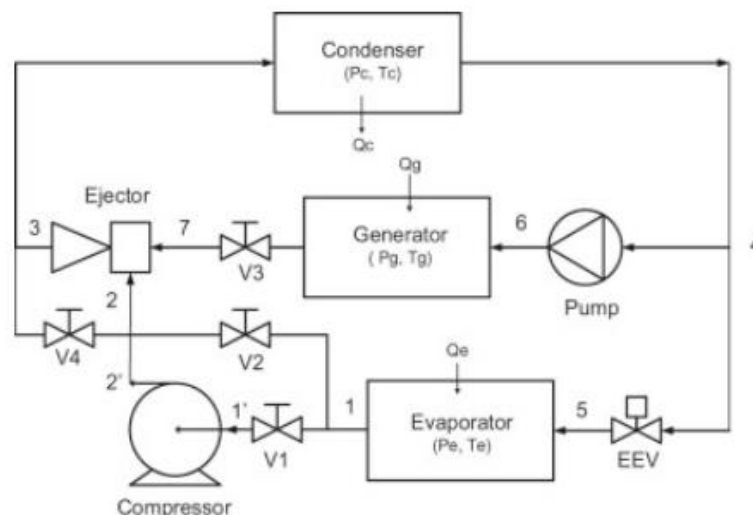
T_Bouilleur [°C]	T_Condenseur [°C]	T_Evaporateur [°C]	Taux entr. [-]	Source
89	29	17	0,422	(García Del Valle <i>et al.</i> , 2014)
89	29	20	0,494	(García Del Valle <i>et al.</i> , 2014)
94	32	17	0,342	(García Del Valle <i>et al.</i> , 2014)
94	32	20	0,398	(García Del Valle <i>et al.</i> , 2014)
99	32	15	0,273	(García Del Valle <i>et al.</i> , 2014)
99	34	17	0,297	(García Del Valle <i>et al.</i> , 2014)
99	35	20	0,339	(García Del Valle <i>et al.</i> , 2014)
75	27	5	0,23	(Selvaraju and Mani, 2006)
69	33	12	0,28	(Yan <i>et al.</i> , 2016)
69	33	10	0,22	(Yan <i>et al.</i> , 2016)
69	33	8	0,14	(Yan <i>et al.</i> , 2016)
75	32	12	0,3	(Yan <i>et al.</i> , 2016)
75	32	10	0,25	(Yan <i>et al.</i> , 2016)
75	32	8	0,17	(Yan <i>et al.</i> , 2016)
78	30	12	0,4	(Yan <i>et al.</i> , 2016)
78	30	10	0,32	(Yan <i>et al.</i> , 2016)
78	30	8	0,22	(Yan <i>et al.</i> , 2016)
75	35	10	0,08	(Li <i>et al.</i> , 2018)
75	35	13	0,122	(Li <i>et al.</i> , 2018)
75	37	15	0,16	(Li <i>et al.</i> , 2018)
75	34	10	0,19	(Li <i>et al.</i> , 2018)
75	34	13	0,22	(Li <i>et al.</i> , 2018)
75	35	15	0,26	(Li <i>et al.</i> , 2018)
80	37	10	0,14	(Li <i>et al.</i> , 2018)
80	37	13	0,18	(Li <i>et al.</i> , 2018)
80	38	15	0,21	(Li <i>et al.</i> , 2018)
85	40	13	0,12	(Li <i>et al.</i> , 2018)
85	41	15	0,15	(Li <i>et al.</i> , 2018)
75	31	10	0,33	(Li <i>et al.</i> , 2018)
75	32	13	0,37	(Li <i>et al.</i> , 2018)
75	32	15	0,44	(Li <i>et al.</i> , 2018)
80	34	10	0,26	(Li <i>et al.</i> , 2018)
80	35	13	0,32	(Li <i>et al.</i> , 2018)
80	35	15	0,36	(Li <i>et al.</i> , 2018)
85	37	10	0,21	(Li <i>et al.</i> , 2018)
85	38	13	0,24	(Li <i>et al.</i> , 2018)
85	38	15	0,28	(Li <i>et al.</i> , 2018)
85	29	5	0,19	(Li <i>et al.</i> , 2018)
85	30	8	0,26	(Li <i>et al.</i> , 2018)
85	31	10	0,29	(Li <i>et al.</i> , 2018)
85	32	13	0,34	(Li <i>et al.</i> , 2018)

Les travaux de (Alimohammadi *et al.*, 2013) ont été axés sur le développement d'une méthodologie d'optimisation du dimensionnement d'un éjecteur pour la récupération de chaleur dans une voiture avec l'architecture de base du cycle à éjecteur (Figure 32a). Ils considèrent comme fluide de travail le R134a et comme besoin de froid à satisfaire la valeur de 2,5 kW à une température d'évaporation de 5°C, une température de condensation de 40°C et une température d'évaporation au générateur de 85°C. Un rapport d'entraînement maximal de 0,21 pour la géométrie optimale est retenu.

(Wang *et al.*, 2016) ont adapté le cycle de réfrigération à éjecteur assisté par compresseur, CERC, proposé par (Sokolov and Hershgal, 1990) pour une application automobile. Grâce à un système de vannes, (Figure 39), un cycle qui présente trois modes de fonctionnement a été créé : cycle de compression de vapeur, cycle de réfrigération à éjecteur et cycle de réfrigération à éjecteur assisté par compresseur.

Le fluide de travail sélectionné est le R134a. Grâce à une preuve de concept, les auteurs démontrent que pour certains points de fonctionnement, le rapport de compression du compresseur peut être réduit d'environ 23% grâce à l'éjecteur. En outre, une amélioration de 35% à 40% du COP du système, selon les points de fonctionnement, est possible. La preuve de concept prévoit un condenseur refroidi à l'eau. On constate qu'il est difficile de comprendre la relation entre les points de fonctionnement du cycle hybride et l'application de climatisation envisagée en termes de température ambiante. Compte tenu des températures de saturation au condenseur entre 36°C et 48°C, la température ambiante cible de l'étude devrait être inférieure à 30°C.

Les perspectives prévoient l'étude du contrôle de ce système et du basculement entre les différents modes opératoires.



**Figure 39 : Schéma cycle réfrigération avec éjecteur assisté par compresseur proposé par (Wang *et al.*, 2016)**

### 1.4.4 Analyse complémentaire des architectures embarquées

La première étape dans l'étude des architectures embarquées a été de présélectionner les architectures les plus intéressantes parmi celles étudiées dans le précédent paragraphe et celles provenant des études de l'état de l'art du cycle à éjecteur toute application confondue (Besagni, Mereu and Inzoli, 2016) et (Chen *et al.*, 2015). Cette présélection a donné les cycles de la Figure 40.

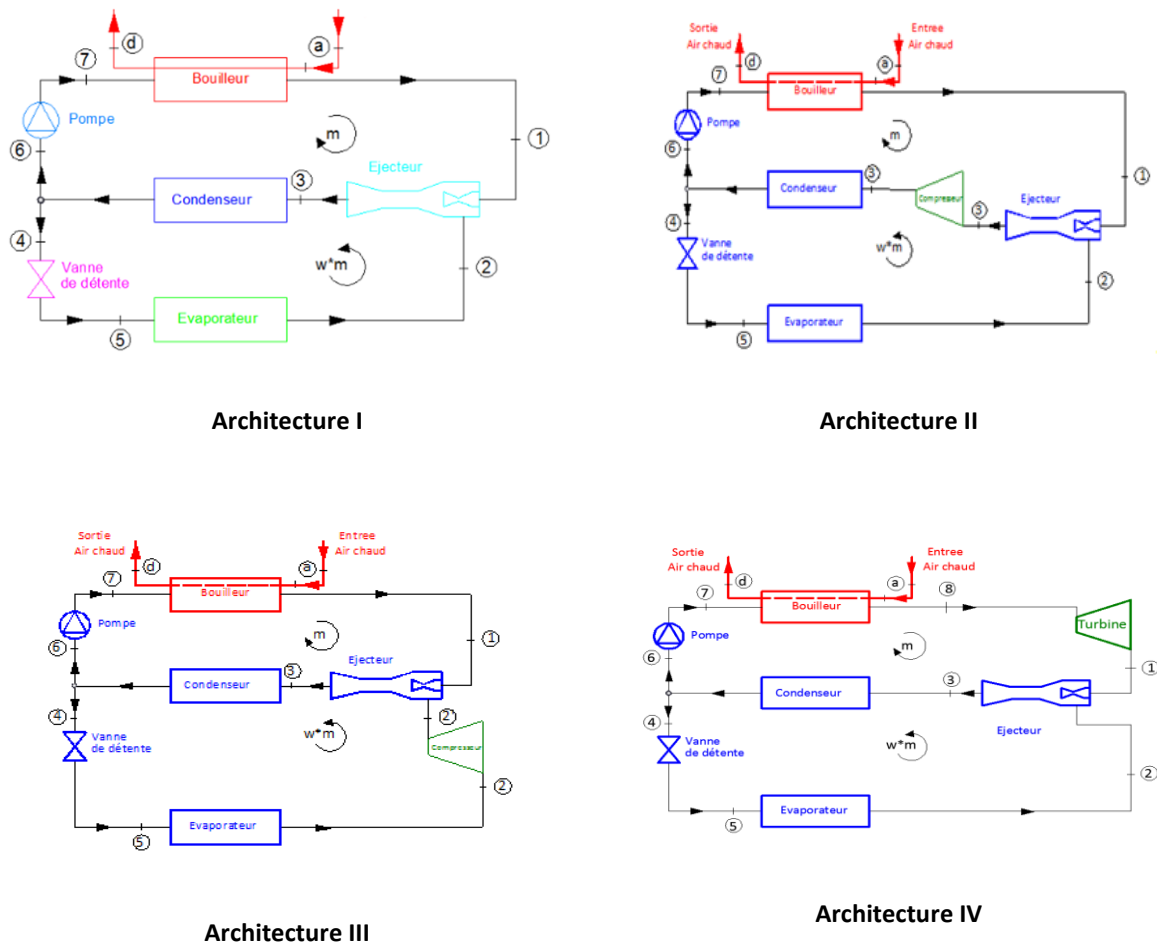


Figure 40 : Architectures cycles à éjecteurs étudiées

L'architecture I est l'architecture basique. L'architecture III est l'architecture de (Wang *et al.*, 2016), l'architecture II est une variante proposée dans cette étude et elle vise à renforcer l'analyse d'une possible synergie de l'éjecteur avec un compresseur. L'architecture IV est l'architecture hybride proposée par (Dai, Wang and Gao, 2009).

Les autres architectures présentes dans la littérature n'ont pas été jugées d'intérêt pour une application automobile. Les fluides de travail considérés dans cette étude sont le R134a, le R1234yf, le R1234ze choisi pour leur utilisation et leur bonne performance dans les systèmes de climatisation

embarqués. Le fluide R600 a été aussi considéré pour ses performances optimales dans les cycles à éjecteur (Chen, Havtun and Palm, 2014c).

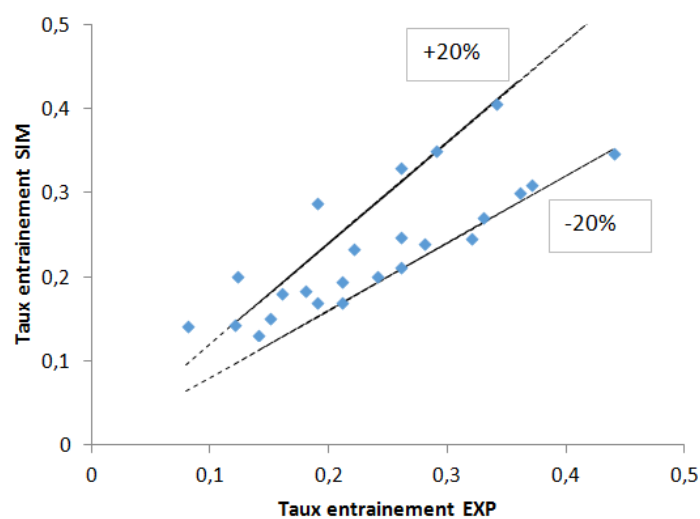
Les contraintes au niveau de la pression minimale (1 bar) et de la pression maximale (40 bar) provenant de l'étude sur les cycles Rankine sont maintenues. En raison de cette contrainte, de nombreux fluides comme l'eau, le toluène, le R245fa ont été exclus car pour une température d'évaporation d'environ 9°C, leur pression de saturation est inférieure à 1 bar.

La deuxième étape de l'étude consiste à choisir le modèle de simulation de l'éjecteur. Le modèle de (Chen, Havtun and Palm, 2014b) est sélectionné pour sa généralité et sa capacité à prédire correctement le taux d'entraînement au regard de données expérimentales, voir (Besagni *et al.*, 2015). Le modèle nécessite de déterminer trois rendements : le rendement isentropique de la buse primaire  $\eta_P$ , le rendement isentropique du diffuseur  $\eta_D$  et le rendement de la chambre de mélange  $\eta_M$ .

Ces coefficients (Tableau 8) ont été déterminés par ajustement sur les données expérimentales de (Li *et al.*, 2018). La comparaison entre les résultats des essais et du modèle est montrée dans la Figure 41.

**Tableau 8 : Résultats de la calibration du modèle de l'éjecteur sur les essais de (Li *et al.*, 2018)**

Rendement	Valeur retenue
$\eta_P$	0,9
$\eta_D$	0,9
$\eta_M$	0,79



**Figure 41 : Comparaison entre modèle de l'éjecteur et essais de (Li *et al.*, 2018)**



## Architecture I

Une fois le modèle de l'éjecteur validé, l'étude commence par l'architecture I. Un modèle du cycle à éjecteur basé sur des bilans d'énergie et intégrant le modèle de l'éjecteur est réalisé sur Matlab. La surchauffe à l'évaporateur est fixée à 5K, le sous-refroidissement au condenseur à 1 K et la surchauffe au bouilleur à 7 K pour le R134a et 0 K pour les autres fluides. Le R134a est le seul fluide « wet » et par conséquent le seul à avoir besoin d'un degré de surchauffe.

Une cartographie du taux d'entraînement en fonction de la température de saturation au condenseur et au bouilleur est réalisée pour chaque fluide et montrée dans la Figure 42. La température maximale de chaque fluide au bouilleur est limitée par sa température critique. Cette étude est limitée à des cycles subcritiques, étant donné les limites du modèle de l'éjecteur et la contrainte sur la pression maximale.

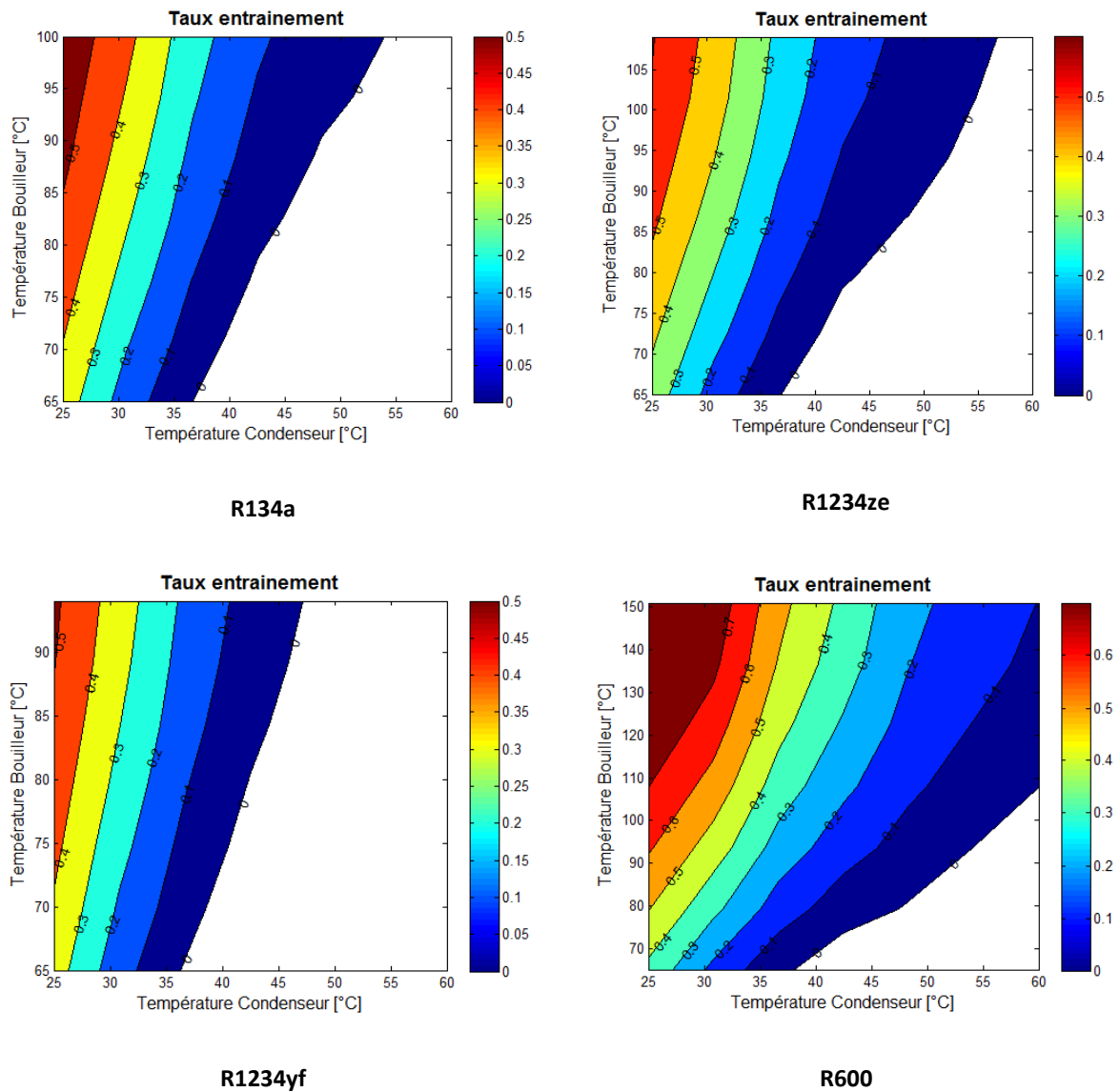


Figure 42 : Résultats architecture I pour différents fluides (température évaporation=9°C)

La comparaison entre les différents fluides identifie le R600 comme le meilleur candidat parmi les fluides considérés.

Dans les systèmes de climatisation, la température de condensation dans le cas de dimensionnement (besoin maximal de froid dans l'habitacle) est supérieure à 60°C. Dans le cas d'un cycle de réfrigération à éjecteur, le condenseur doit évacuer la puissance absorbée par le bouilleur en plus de celle absorbée par l'évaporateur. La température de condensation pour le point de dimensionnement d'un système de climatisation sera d'autant plus élevée.

Il devient donc possible de déduire, à partir de la Figure 42, que l'architecture I, ou toute autre architecture s'appuyant uniquement sur l'éjecteur comme moyen de compression du fluide frigorigène, ne peut pas satisfaire les besoins maximaux de climatisation d'une voiture car il n'y a pas d'entraînement possible pour une température de saturation au condenseur autour de 60°C.

Cependant il est possible avec cette architecture de satisfaire des besoins de climatisation moins importants. Le calcul du besoin maximal qui peut être satisfait par chaque fluide pour une température ambiante donnée est effectué pour une température d'évaporation de 9°C.

Les fluides R134a, R1234yf et R1234ze, vu leurs températures critiques sont choisis pour une architecture récupérant de la chaleur sur le liquide de refroidissement moteur. Le R600 est choisi pour une architecture récupérant de la chaleur sur les gaz d'échappement. Les niveaux de température des deux sources sont donnés au Tableau 5.

Un plan factoriel est effectué pour chaque température ambiante où la température du bouilleur, la température de condensation et le débit de la source chaude varient dans les plages indiquées dans le Tableau 9.

**Tableau 9 : Entrées plan factoriel**

<b>Variable</b>	<b>Variation</b>
Température bouilleur	80-T <sub>crit</sub>
Pinch point bouilleur	> 7 K
Température condenseur	T <sub>amb</sub> -80
Pinch point condenseur	> 5 K
Débit bouilleur (liquide refroidissement)	0,1-0,8
Débit bouilleur (gaz échappement)	0,001-0,022
<b>Paramètres</b>	<b>Hypothèse</b>
Débit condenseur	1,5 kg/s
Surchauffe évaporateur	5 K
Température saturation évaporateur	9°C
Rendement isentropique pompe	60%
Rendement mécanique moteur	90%
Sous refroidissement condenseur	1 K
<b>Contraintes</b>	<b>Valeur</b>
Pression min. du fluide de travail	1 bar
Pression max. du fluide de travail	40 bar

Les résultats de cette étude sont montrés dans les Tableau 10 et Tableau 11.

Le gain par rapport à un système de climatisation conventionnel est défini par :

$$Gain = \frac{W_{MAC} - W_{ERC}}{W_{MAC}} \quad (34)$$

La puissance  $W_{MAC}$  correspond au travail du compresseur du système de climatisation conventionnel travaillant sur le même taux de compression que l'éjecteur et produisant la même puissance froide. Le compresseur est modélisé grâce à la corrélation de (El Khoury, 2005) du rendement isentropique pour un compresseur scroll automobile :

$$\eta_{is} = 0.76714 + 0.00988 \tau - 8.61356 \cdot 10^{-5} \omega - 3.47777 \cdot 10^{-7} \omega \tau \quad (35)$$

La puissance  $W_{ERC}$  correspond dans le cas de l'architecture I à la puissance de la pompe.

**Tableau 10 : Résultats plan factoriel pour architecture sur liquide de refroidissement moteur (température ambiante = 25°C)**

Fluide	Puissance Froide [kW]	Puissance Pompe [kW]	Gain [-]
R134a	1,39	0,13	50%
R1234ze	1,61	0,21	41%
R1234yf	1,3	0,19	23%

**Tableau 11 : Résultats plan factoriel pour architecture sur gaz d'échappement (fluide = R600)**

Température ambiante	Puissance Froide [kW]	Puissance Pompe [kW]	Gain [-]
25°C	3,5	0,29	64%
35°C	1,9	0,25	52%
45°C	0,8	0,22	26%

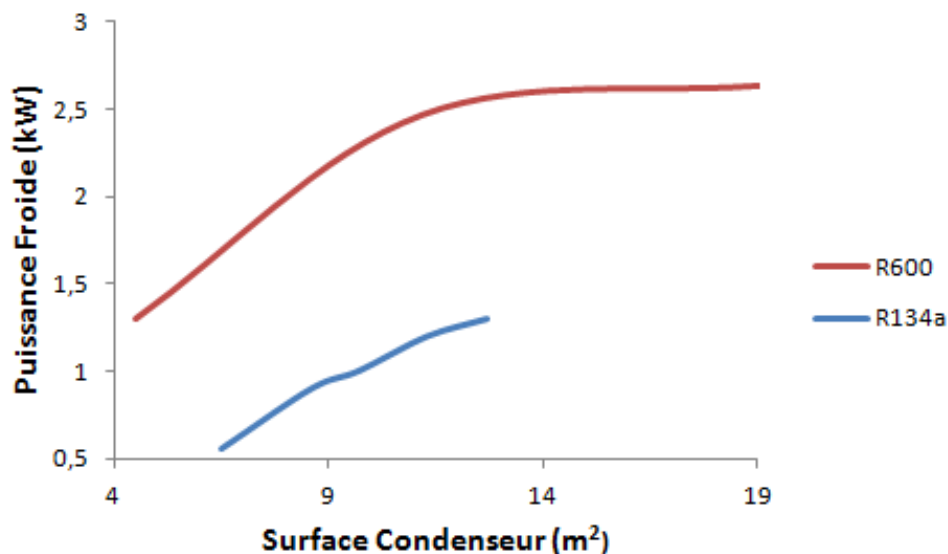
Le fluide R600 est le seul qui puisse produire du froid à une température ambiante supérieure à 25°C, mais malgré ses performances il ne peut pas satisfaire des besoins importants. L'architecture I peut donc satisfaire des besoins de climatisation très modestes d'après la Figure 5. Les gains par rapport à un système de climatisation démontrent par contre l'intérêt du système de réfrigération à éjecteur. L'architecture I permettrait de réduire de 25% à 50%, selon le fluide, la consommation pour la climatisation du véhicule pour des faibles besoins de froid dans l'habitacle.

Après avoir examiné les puissances froides, il devient intéressant de s'intéresser à la taille du condenseur en vue de son intégration dans la voiture. Il a déjà été souligné que cet échangeur, dans

---

le cas d'un système de réfrigération à éjecteur, aura des dimensions plus importantes par rapport à celles d'un système de climatisation conventionnel.

Une étude de sensibilité pour le R134a et le R600 est effectuée sur la température de condensation en ayant fixé une puissance au bouilleur arbitraire de 6 kW et une température extérieure de 25°C. Les autres paramètres sont ceux issus du plan factoriel. Les résultats sont montrés dans la Figure 43. Les résultats montrent qu'avec un condenseur d'environ 10 m<sup>2</sup> le cycle de réfrigération à éjecteur peut produire environ 1 kW avec le R134a et environ 2 kW avec le R600.



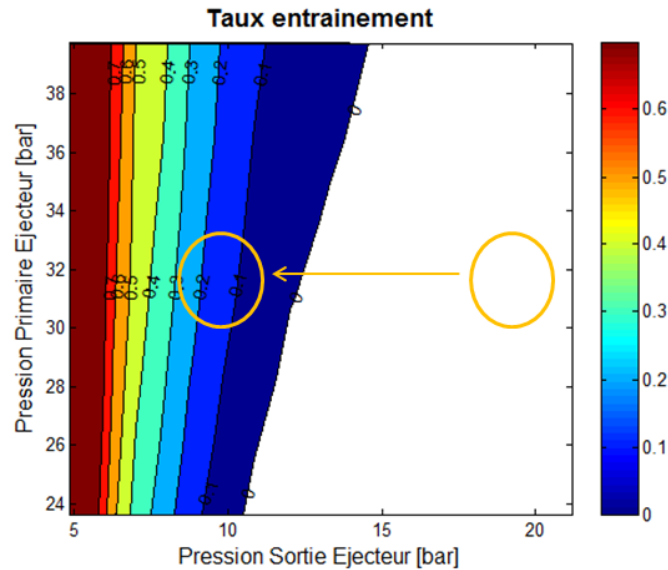
**Figure 43 : Besoin en froid maximal en fonction de la surface condenseur pour une puissance récupérée au bouilleur de 6 kW.**

Si l'architecture I ne peut pas satisfaire le besoin maximal de climatisation il est peut être possible d'arriver à améliorer les performances à l'aide d'un compresseur avec les architectures II, III et IV.

#### *Architecture II*

L'architecture II prévoit d'insérer un compresseur entre le condenseur et l'éjecteur. Le compresseur permet une baisse de pression à la sortie du condenseur qui comporte un taux d'entraînement de l'éjecteur plus élevé. Cet effet est montré dans la Figure 44, qui est une cartographie pour le R134a obtenue avec les mêmes hypothèses que celles correspondant aux résultats de la Figure 42.

Dans ce cas, on imagine vouloir travailler sur le point de besoin maximal de climatisation. La pression dans le condenseur est d'environ 20 bar (température de saturation égale à 67°C), mais la pression à la sortie de l'éjecteur, grâce au taux de compression du compresseur, est bien plus faible.



**Figure 44 : Effet de la réduction de la pression en sortie de l'éjecteur pour le fluide R134a.**

La Figure 44 montre clairement l'intérêt de cette opération, l'éjecteur sans compresseur ne pourrait pas fonctionner dans les conditions imposées, tandis qu'avec le compresseur il peut afficher un taux d'entraînement positif.

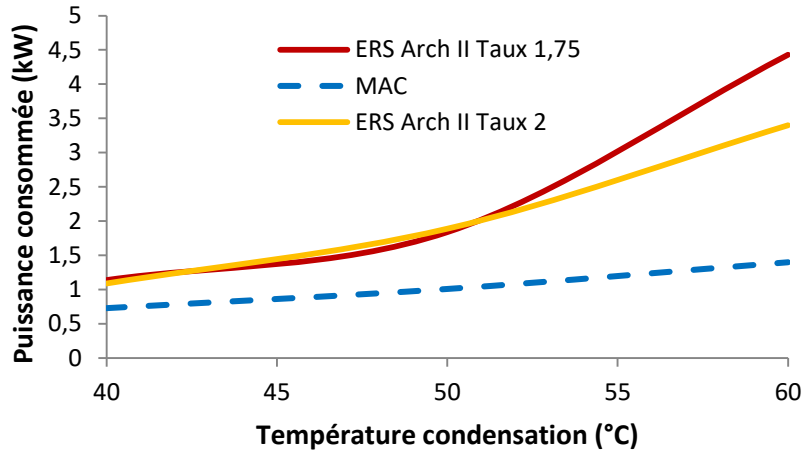
L'architecture II a par contre un défaut qui limite lourdement son potentiel : le compresseur est placé sur la ligne avec le débit massique le plus important du cycle. Le compresseur est amené à comprimer non seulement le débit du secondaire (le débit qui vient de l'évaporateur), mais aussi le débit du primaire (le débit qui vient du bouilleur).

La compression du débit primaire est une perte importante, qui ne rend pas attractive l'architecture II par rapport à un système de climatisation à compression de vapeur. L'avantage donné par l'éjecteur est moins important que l'inconvénient lié à la compression d'un débit plus important.

Cet effet négatif est montré à titre d'exemple pour le fluide R134a. Le compresseur est modélisé avec la corrélation de (El Khoury, 2005).

La température de saturation dans le bouilleur est fixée à 90°C avec une surchauffe de 7 K, la température de saturation à l'évaporateur est fixée à 9°C avec une surchauffe de 5 K. La puissance froide est fixée arbitrairement à 3 kW.

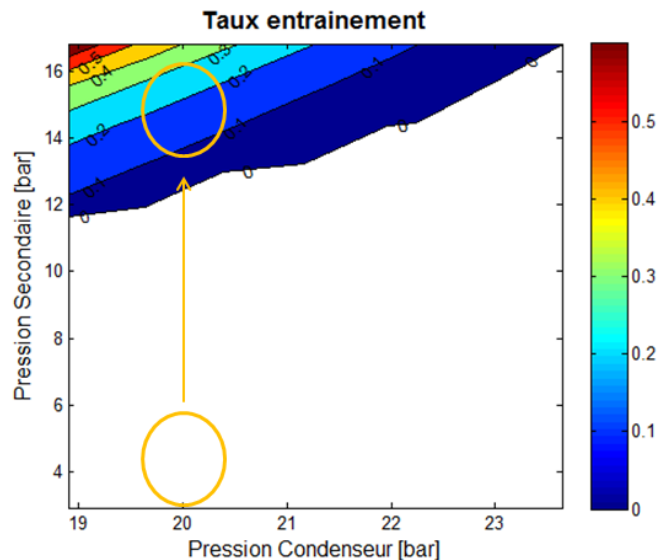
La somme des puissances consommées par la pompe et le compresseur de l'architecture II est comparée à la puissance du compresseur du système de climatisation conventionnel opérant sur les mêmes points de fonctionnement et produisant la même puissance froide. La Figure 45 montre clairement la surconsommation de l'architecture II. La comparaison est effectuée sur deux taux de compressions possibles (1,75 et 2) du compresseur de l'architecture II, mais le système de climatisation conventionnel reste toujours plus performant.



**Figure 45 : Comparaison entre la puissance consommée de l'architecture II et un système conventionnel de climatisation**

*Architecture III (CERC)*

L'architecture III introduit le compresseur avant l'entrée du débit secondaire de l'éjecteur. Dans ce cas, le compresseur n'a pas de pertes liées à la compression d'un débit additionnel. L'effet bénéfique du compresseur est lié dans ce cas à l'augmentation de la pression secondaire de l'éjecteur. La Figure 46 montre la possibilité pour l'éjecteur de travailler dans la zone de besoin maximal avec une pression de condensation autour de 20 bar.



**Figure 46 : Effet de l'augmentation de la pression secondaire de l'éjecteur pour le fluide R134a (température de saturation au bouilleur = 85°C).**

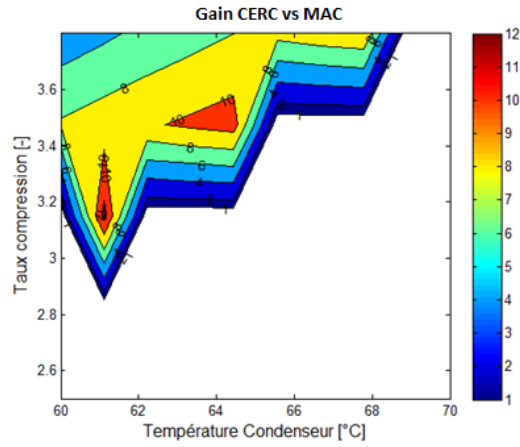


Figure 47 : Gain en consommation de l'architecture III avec le R600 sur le point de dimensionnement (Puissance froide 6 kW, Température ambiante 45°C)

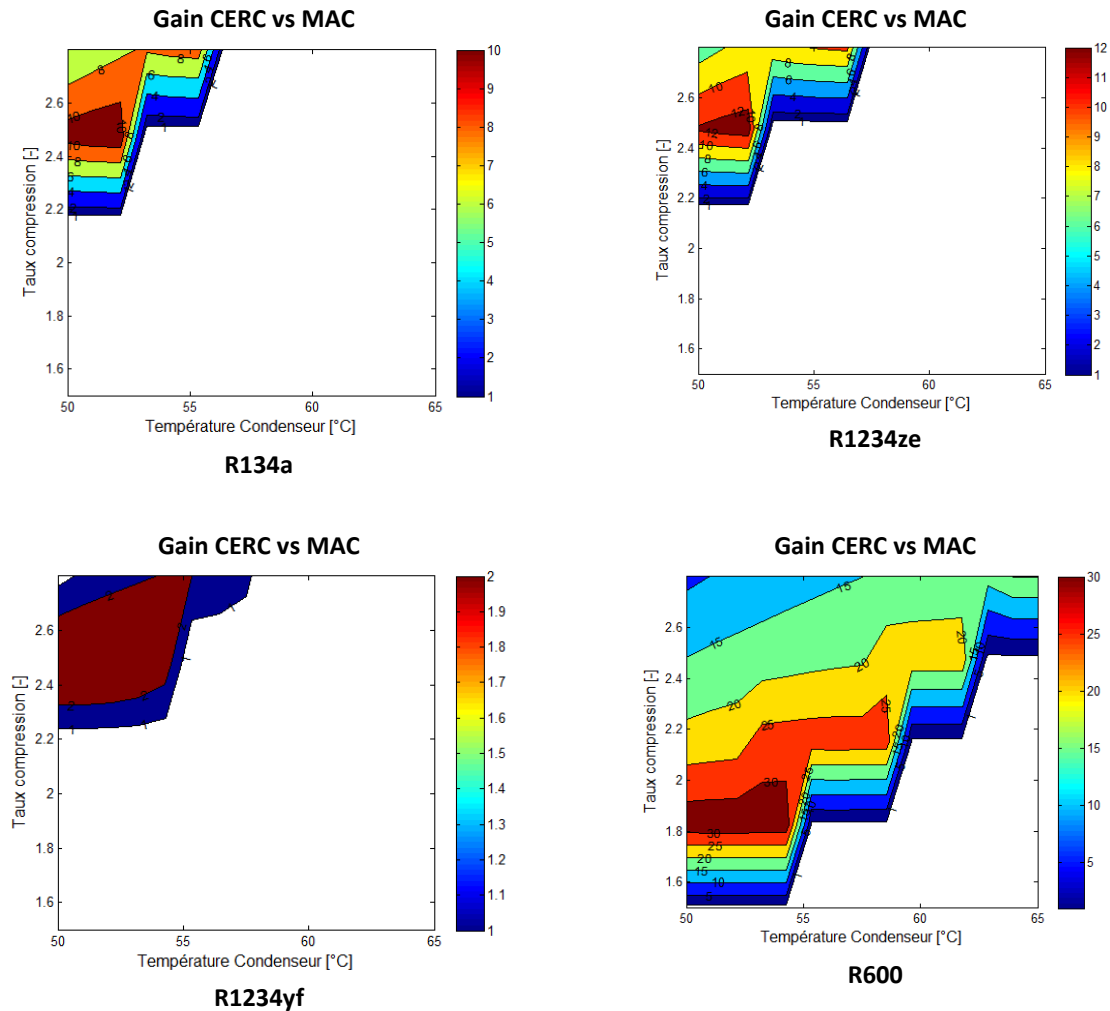


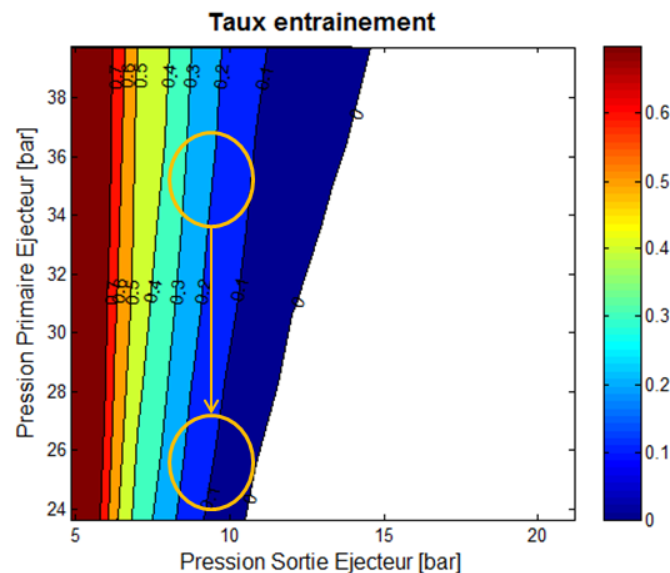
Figure 48 : Résultats de l'architecture III pour différents fluides (température évaporation=9°C, température ambiante = 35°C)

L'architecture III est testée sur le point de besoin maximal de la climatisation : 6 kW à 45°C. Le seul fluide qui permet un gain pour cette architecture par rapport au système conventionnel de climatisation est le R600 avec récupération sur les gaz d'échappement (Figure 47). L'architecture III avec le R600 permet un gain maximal de 12% et une surface d'échange du condenseur de 11,9 m<sup>2</sup> (la surface d'échange la plus grande sur le marché des condenseurs de climatisation automobile est d'environ 10 m<sup>2</sup>).

Un point à besoin intermédiaire (4 kW à 35°C) a été également testé. Dans ce cas, l'architecture III avec le R134a et le R1234ze affiche un gain autour de 10-12% pour une surface du condenseur de respectivement 14,9 m<sup>2</sup> et 13,8 m<sup>2</sup>. Le R600 est le fluide le plus performant avec un gain de 30% et une surface du condenseur de 12,7 m<sup>2</sup>. Le R1234yf ne permet pas un gain important.

#### Architecture IV (EORC)

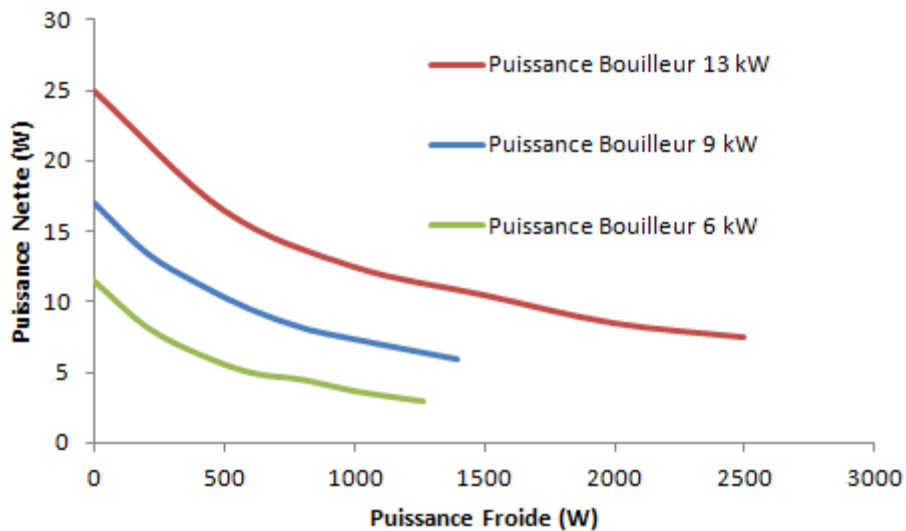
L'architecture IV prévoit l'insertion entre le bouilleur et l'entrée primaire de l'éjecteur d'une turbine. L'effet de la turbine est de baisser la pression à l'entrée du primaire en baissant le taux d'entraînement de l'éjecteur, voir Figure 49. Cette baisse dans le rendement de l'éjecteur devrait être compensée par la production de travail par la turbine. Dans le cas de l'architecture IV il y a donc un compromis à prévoir entre la puissance froide produite par l'éjecteur et la puissance mécanique/électrique produite par la turbine.



**Figure 49 : Effet de la réduction de la pression primaire de l'éjecteur pour le fluide R134a.**

La turbine est modélisée avec une approche simplifiée et basée sur les équations (27)-(31). L'hypothèse est que la turbine soit un compresseur scroll automobile avec un BVR de 2 converti en turbine.





**Figure 50 : Pareto de la puissance froide produite par l'architecture IV vs la puissance nette pour le fluide R600 (température ambiante=25°C).**

L'architecture IV est exploitable uniquement pour le fluide R600 et uniquement dans le cas de récupération sur les gaz d'échappement. La Figure 50 montre le Pareto de la puissance froide produite sur la puissance nette pour une température ambiante de 25°C. La puissance nette est la différence entre le travail de la turbine et de la pompe. Une puissance nette positive implique que le cycle produit du froid sans consommer de l'énergie. Ce mode de fonctionnement est possible uniquement pour une température ambiante de 25°C. Pour des températures plus élevées la puissance froide produite maximale devient quasi nulle.

Les performances de l'architecture IV impliquent un condenseur de taille assez importante. À titre d'exemple pour une puissance au bouilleur de 13 kW et une puissance froide de 2 kW, la surface d'échange du condenseur est de 10,3 m<sup>2</sup>.

En analysant les quatre architectures en vue d'une intégration dans un système réversible, les seules architectures pouvant être exploitées sont les architectures I et III, qui sont compatibles avec le R134a ou ses substituts le R1234yf et le R1234ze. Entre les deux architectures, l'architecture I est celle qui présente le moins de problème d'intégration. L'architecture III présente en effet une difficulté liée à la mise en place d'un contrôle efficace du régime du compresseur avec celui de l'éjecteur. L'analyse de ce sous-chapitre a été conduite en régime stabilisé, mais dans l'application embarquée, le régime est dynamique. Dans un régime dynamique, l'éjecteur présente de fortes pertes de performance à gérer et l'ajout d'un compresseur qui doit suivre l'éjecteur rend la tâche du contrôle du système encore plus compliquée.

En vue d'une intégration d'un système de réfrigération à éjecteur dans la voiture, l'architecture I reste la plus simple à intégrer, vu la relative simplicité de son contrôle.

Cette analyse a mis en relief la difficulté de ce type de système à répondre aux besoins de climatisation du véhicule. Il n'est pas possible, même théoriquement, de remplacer le MAC par un

système ERC. Et un système CERC risque de ne pas être compétitif. L'intégration des cycles de réfrigération à éjecteur dans le véhicule peut donc se faire uniquement par des systèmes hybrides. L'idée de ReverCycle est donc très en ligne avec ce besoin.

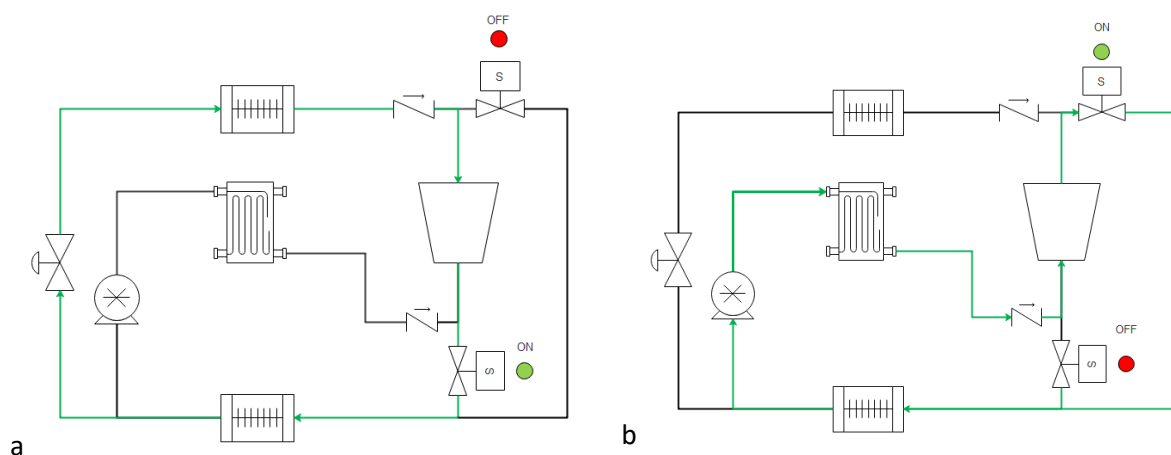
## 1.5 ReverCycle

La Figure 14 présentait au début de ce chapitre le concept de ReverCycle. L'idée de départ était de concevoir un système avec cinq modes de fonctionnement : MAC, ORC, ERC, EORC et CERC. Dans notre étude de l'état de l'art et dans les analyses complémentaires effectuées, il a été montré que le mode EORC et le mode CERC n'ont pas d'intérêt car ces modes de fonctionnement ajoutent de la complexité sans apporter de bénéfices considérables.

Par contre l'analyse montre une compatibilité entre le système MAC et le système ORC. En particulier, un système ORC récupérant de la chaleur sur le liquide de refroidissement moteur rend possible l'utilisation du R134a ou de ses substituts R1234yf et R1234ze comme fluides de travail. Ces mêmes fluides qui sont utilisés dans le MAC.

De plus, un avantage considérable de l'ORC sur le liquide de refroidissement moteur est la compatibilité avec un compresseur scroll automobile converti en turbine. Cette compatibilité ouvre les portes à la réalisation d'une machine scroll réversible comme dans le cas de (Dumont, Quoilin and Lemort, 2015). Enfin la technologie du condenseur MAC et du condenseur ORC peut être la même et les dimensions du condenseur ORC peuvent être compatibles avec les standards automobile. Il y a donc la possibilité de mutualiser ce composant.

La première architecture de ReverCycle proposée est alors une architecture hybride MAC/ORC, voir la Figure 51. Le basculement entre les deux fonctions s'effectue grâce à l'ouverture/fermeture de deux vannes automatiques. Le compresseur scroll en mode MAC devient une turbine en mode ORC. ReverCycle MAC/ORC prévoit l'ajout d'une pompe, d'un bouilleur, de deux vannes automatiques (ou une seule vanne trois voies) et de deux clapets anti-retour par rapport au MAC standard.



**Figure 51: ReverCycle MAC/ORC en mode MAC (a) et en mode ORC (b)**

Ce système opère en mode ORC lorsque l'habitacle ne présente pas un besoin de froid à satisfaire. Le temps d'activation du mode ORC va donc dépendre du climat. Dans des villes comme Paris ou Moscou ce temps d'activation va être de l'ordre de 75% dans l'année, alors que pour des villes plus chaudes comme Brasilia ce temps se réduit à 40%.

L'ajout du mode ERC à ReverCycle permettrait d'élargir la plage de fonctionnement de la récupération de chaleur et du gain en consommation par rapport à un système MAC standard. Il a été montré que le mode ERC a un potentiel pour les faibles besoins de climatisation à des températures inférieures à 25°C. Le temps d'activation du MAC pourrait être considérablement réduit, dans ces plages de températures, par la présence de l'ERC. Il s'agit de comprendre si les solutions ReverCycle sont plus performantes que les deux systèmes MAC et ORC indépendants. L'architecture ReverCycle MAC/ORC/ERC est montrée dans la Figure 52. Par rapport au système ReverCycle MAC/ORC, il faut compter l'ajout de deux vannes automatiques et de l'éjecteur. Le basculement entre les trois modes opératoires est donc effectué à l'aide de l'ouverture/fermeture de quatre vannes automatiques (ou deux vannes trois voies).

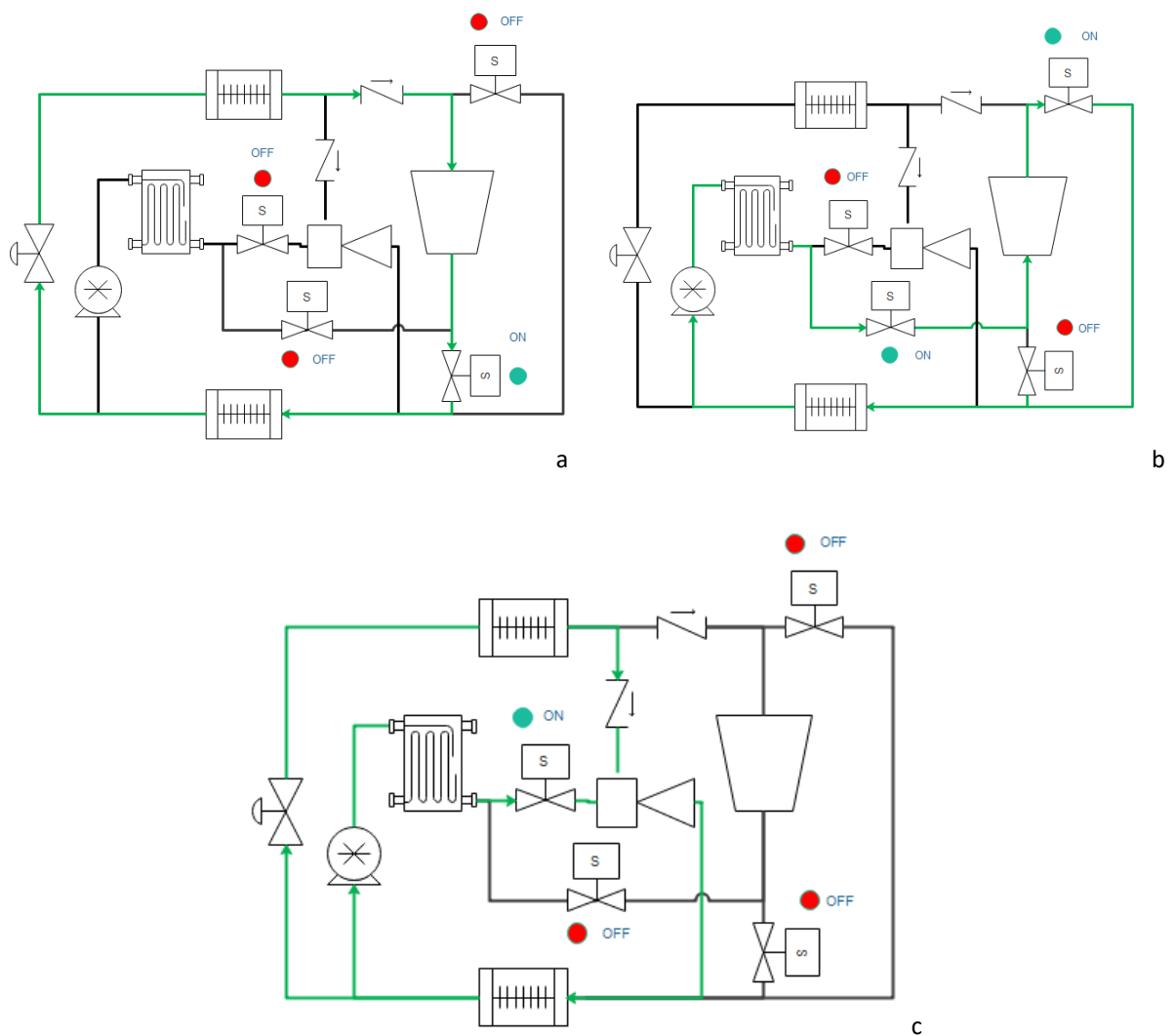


Figure 52: ReverCycle MAC/ORC/ERC en mode MAC (a), en mode ORC (b) et en mode ERC (c)

---

## 1.6 Conclusions

Ce chapitre a débuté en présentant le contexte du développement technologique dans le secteur automobile axé sur la réduction de la consommation de combustible. Parmi les différentes pistes, la récupération de chaleur est celle qui a un potentiel intéressant, mais qui n'arrive pas à être exploitée à cause des contraintes très importantes en termes de poids, de compacité et de coût dans le véhicule. Une solution possible à ces contraintes consiste en le développement de systèmes multi-génération. Il s'agit de systèmes flexibles qui offrent plusieurs modes de fonctionnement et la possibilité de profiter de synergies avec le système de climatisation du véhicule pour augmenter la compacité et baisser le prix du système.

Le concept de ReverCycle a donc été proposé. Il s'agit d'un système hybride de climatisation, ORC et de réfrigération avec éjecteur. L'intuition est que le système de climatisation du véhicule est sous-exploité dans certains climats. Les composants du système de climatisation peuvent du coup être exploités pour le fonctionnement d'un autre système pendant que la climatisation n'est pas nécessaire. La deuxième partie du chapitre est dédiée à une analyse en détail de la technologie du système de climatisation, des architectures ORC et ERC qui a permis de comprendre les possibles synergies entre ces systèmes.

Les cycles ORC récupérant de la chaleur sur le liquide de refroidissement moteur ont montré une importante compatibilité avec le système de climatisation. Les compresseurs scroll de la climatisation automobile peuvent être utilisés comme turbine. En outre les condenseurs de la climatisation peuvent être exploités également comme condenseurs dans l'ORC. Enfin le R134a, le R1234ze et le R1234yf peuvent être utilisés soit dans l'ORC soit dans le système de climatisation.

Le cycle de réfrigération à éjecteur récupérant de la chaleur sur le liquide de refroidissement moteur peut également profiter d'une synergie avec l'ORC et le système de climatisation. L'architecture de base ne prévoyant pas l'ajout d'un compresseur ou d'une turbine est celle qui est la plus adaptée à l'intégration dans le véhicule. Les bénéfices d'architecture plus complexes ne compensent pas la complexité du contrôle et du développement. Le cycle de réfrigération à éjecteur permettrait de produire 1 kW froid avec une température extérieure de 25°C.

Enfin deux architectures possibles de ReverCycle une architecture MAC/ORC et une architecture MAC/ORC/ERC ont été proposées.

ReverCycle aurait l'avantage de réduire le coût et l'encombrement liés à l'introduction des systèmes de récupération de chaleur dans le véhicule. Cette réduction est possible grâce à la mutualisation des composants du système de climatisation.

ReverCycle est un système qui peut être fortement impacté par les conditions climatiques. Si la climatisation est fortement exploitée, la récupération de chaleur ne pourra pas être exploitée et par conséquent le gain du système sera très faible, voir négatif. Un système ORC indépendant de la

---

climatisation peut récupérer de la chaleur tout au long de l'année, sans être impacté par le besoin de froid de l'habitacle. Quelle est la perte de ReverCycle liée à un taux d'utilisation inférieur par rapport à un ORC traditionnel ? Et encore, quel est le gain en consommation de ReverCycle ?

Une des grosses problématiques des systèmes de récupération embarqués est la gestion des conditions opératoires fortement dynamiques dans le véhicule. Comment ReverCycle va gérer ce mode opératoire ?

Le chapitre suivant cherche à répondre à ces différentes questions en s'appuyant sur une démarche de modélisation. Le troisième chapitre sera consacré à ces différents aspects sur le plan expérimental.

---

## **Chapitre II** *Détermination du gain en consommation du système ReverCycle : comparaison entre l'application à un véhicule conventionnel et un véhicule hybride série.*



---

## 2 Introduction

ReverCycle est un système multi-génération qui possède trois modes de fonctionnement possibles : système de climatisation, ORC ou ERC. Les modes de fonctionnement ORC et ERC ont un effet bénéfique sur l'économie de combustible du véhicule. Le mode ORC génère une énergie mécanique ou électrique qui aide le moteur, tandis que l'ERC produit de l'air froid pour l'habitacle avec un appel de puissance au moteur inférieur à celui du système de climatisation standard.

Dans le premier chapitre, ces effets utiles ont été estimés sur des points de fonctionnement stabilisés. En réalité, dans une voiture, le fonctionnement est fortement dynamique et par conséquent une évaluation correcte des bénéfices des systèmes de récupération doit prévoir un calcul dynamique (Heidrich and Krisch, 2015).

(Horst *et al.*, 2014) ont montré qu'il est très important d'évaluer les interactions du système de récupération avec les autres systèmes embarqués du véhicule pour arriver à quantifier le vrai gain en consommation. En prenant en compte les interactions du système Rankine avec le véhicule, les auteurs ont vu les gains en consommation se diviser par quatre.

Il est donc nécessaire de quantifier le rendement de ReverCycle sur un cycle de conduite dynamique, d'examiner la possible interaction du système de récupération avec les autres systèmes embarqués du véhicule et enfin d'évaluer le gain en consommation. En effet, il est nécessaire dans l'estimation du gain produit par le système de récupération de prendre en compte les effets négatifs de l'intégration (Usman *et al.*, 2016).

La modélisation peut répondre à ce besoin. Un modèle global du véhicule est nécessaire pour prendre en compte toutes les dynamiques qui peuvent influencer le comportement du système. La réalisation de modèles multi-physiques de la voiture prenant en considération la modélisation des différents sous-systèmes est devenue une pratique récurrente depuis plusieurs années : (Benajes *et al.*, 2019) sur le logiciel GT-Power, (Broglia, Autefage and Ponchant, 2012) sur le logiciel Amesim ou (Simic *et al.*, 2007) sur le logiciel Dymola.

ReverCycle peut être une solution adaptée non seulement pour un véhicule conventionnel, mais aussi pour un véhicule hybride. La Figure 53, qui est reprise d'un rapport de J.P. Morgan, montre les fortes prévisions de croissance du marché des voitures électriques et hybrides. Il devient donc intéressant d'étudier l'application à un véhicule hybride.

Ce chapitre présente la méthodologie utilisée pour quantifier le gain de ReverCycle dans le cas d'une voiture conventionnelle ainsi que pour une voiture hybride. Cette démarche va nous permettre de comparer les deux cas d'application et mettre en évidence les points forts et les faiblesses des deux architectures.



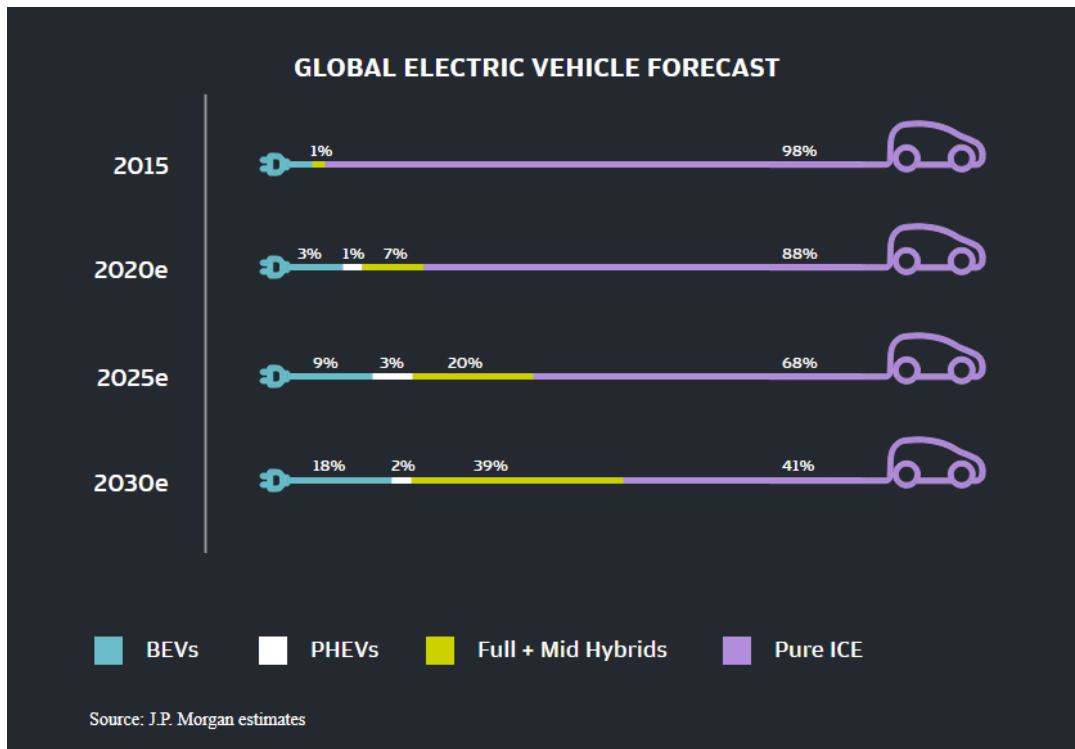


Figure 53 : Prévisions de développement du marché des voitures électriques et hybrides  
[\[https://www.jpmorgan.com/global/research/electric-vehicles\]](https://www.jpmorgan.com/global/research/electric-vehicles)

## 2.1 Voiture conventionnelle

Ce sous-chapitre est consacré au cas de l'application de ReverCycle à une voiture de segment moyen avec moteur à essence. La première partie décrit le modèle multi-physique de la voiture réalisé sous Dymola en langage Modelica. Tandis que la deuxième partie présente les résultats obtenus avec le modèle et surtout quantifie les gains en consommation de ReverCycle.

### 2.1.1 Modèle global de la voiture

#### 2.1.1.1 Modèle de la chaîne de traction

Ce modèle est capable de reproduire le comportement mécanique et la consommation d'une voiture roulant sur un cycle de conduite imposé par l'utilisateur. Le modèle a été développé en grande partie par (Mansour, 2009) et adapté sur Dymola. Il se compose de cinq sous-modèles (Figure 54). Le module du cycle de conduite demande à l'utilisateur de fournir une table qui contient l'évolution de la vitesse et du rapport choisi.

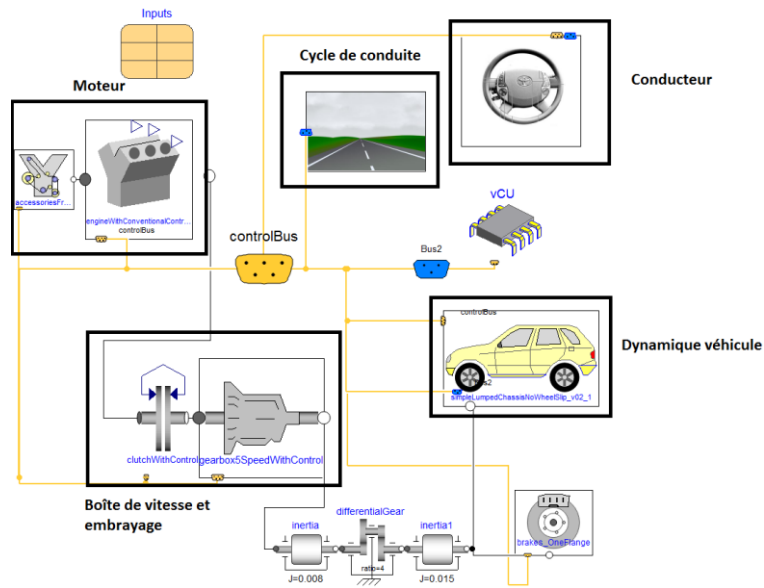


Figure 54 : Schéma du modèle de la chaîne de traction

La dynamique du véhicule est décrite par un simple bilan des forces intervenant sur le véhicule, la Figure 55 montre les cinq composants de ce bilan.

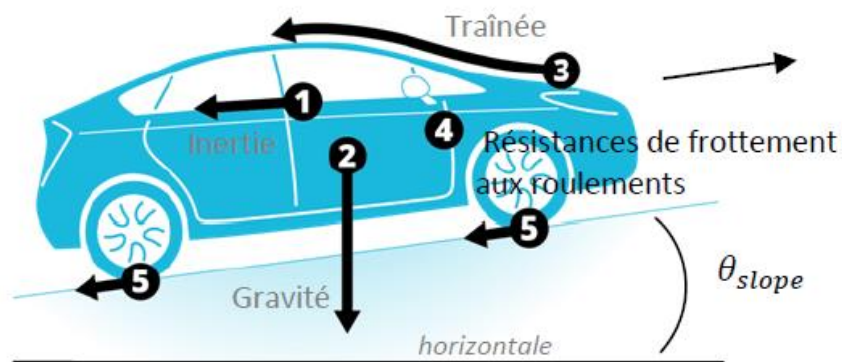


Figure 55 : Forces s'appliquant sur la voiture

Les équations à la base du bilan sont donc :

$$F_{tract} = -(F_{inertie} + F_{gravité} + F_{roulement} + F_{traînée}) \quad (36)$$

$$F_{inertie} = -m_{car} \frac{dv_{car}}{dt} \quad (37)$$

$$F_{gravité} = -m_{car} g \sin(\vartheta_{slope}) \quad (38)$$

$$F_{trainée} = -\frac{1}{2} \rho_{air} A_{front} C_d v_{car}^2 \quad (39)$$

$$F_{roulement} = -m_{car} g f_r \quad (40)$$

Le coefficient de frottement des pneus et des arbres de rotation est gardé tel que dans (Mansour, 2009) :

$$f_r = 0,01 \left( 1 + 3,6 \frac{v_{car}}{100} \right) \quad (41)$$

Le bilan (36) permet de calculer la force de traction, qui à son tour permet de calculer le couple sur l'arbre de la roue  $\tau_{roue}$  :

$$J_{roue} \ddot{\vartheta} = \tau_{roue} + r_{roue} F_{tract} \quad (42)$$

$$\vartheta = \frac{X_{roue}}{r_{roue}} \quad (43)$$

Le calcul du couple moteur à partir du couple sur l'arbre de la roue nécessite l'interaction avec le modèle de la boîte de vitesse et de l'embrayage (Figure 56).

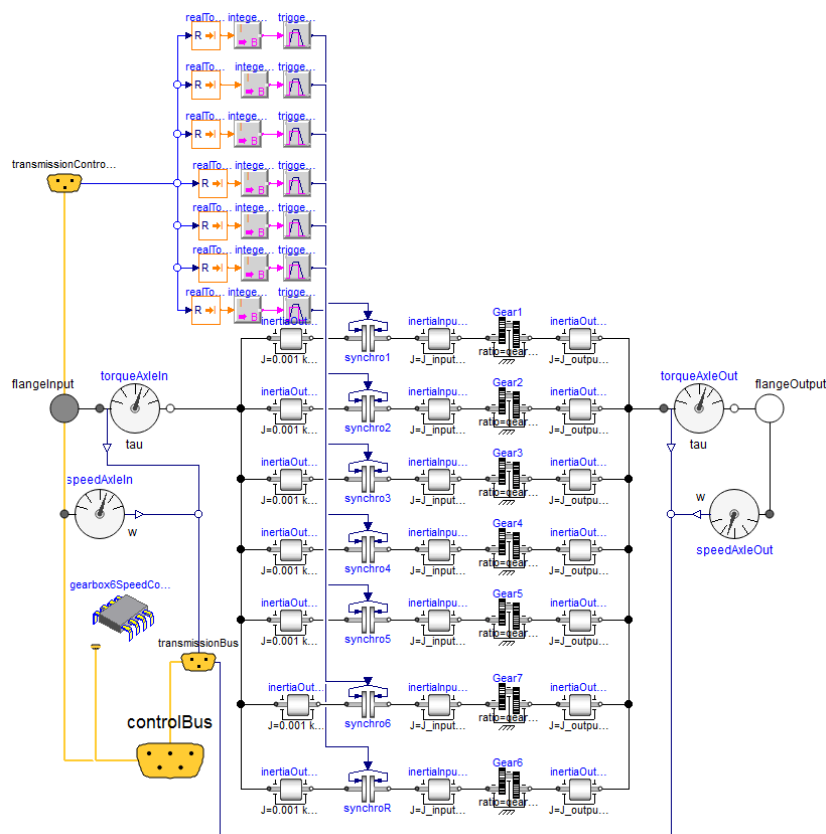


Figure 56 : Modèle de la boîte de vitesse et de l'embrayage

**Tableau 12 : Principales hypothèses pour le modèle de traction du véhicule conventionnel**

	Symbole	Unité	Valeur
Masse du véhicule	$m_{car}$	kg	1210
Masse de ReverCycle	$m_{ReverCycle}$	kg	6
Surface frontale	$A$	m <sup>2</sup>	2,17
Coefficient de traînée	$C_d$	-	0,29
Coefficient de friction des roues	$f_r$	-	0,0106
Rayon des roues	$r_r$	m	0,307
Moment d'inertie des roues	$J_{roue}$	kg m <sup>2</sup>	0,71
Consommation des auxiliaires	$W_{aux}$	W	750
Rapport de transmission	$k_1$	-	3,62
Rapport de transmission	$k_2$	-	2,22
Rapport de transmission	$k_3$	-	1,51
Rapport de transmission	$k_4$	-	1,08
Rapport de transmission	$k_5$	-	0,85
Pouvoir calorifique du combustible	$PCI$	MJ/kg	42,5

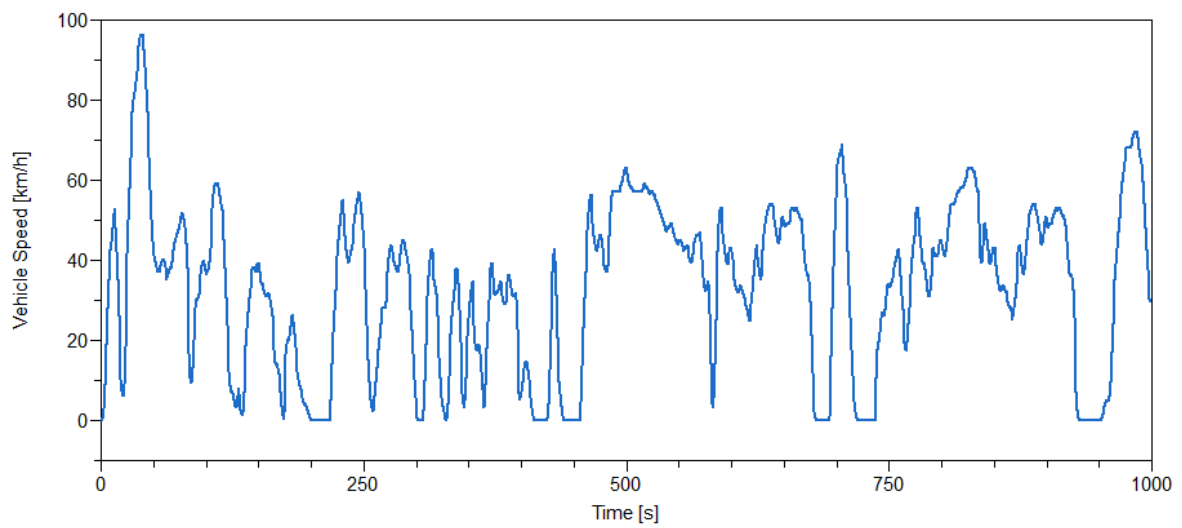
Le modèle décrit les inerties des pièces mécaniques, ainsi que la logique de changement de rapport de vitesse. Un rapport de réduction  $k_{tras}$  est donc sélectionné par le modèle et le couple moteur peut être déduit, dans des conditions stationnaires, par:

$$\tau_{moteur} = \tau_{roue}/k_{tras} \quad (44)$$

Le calcul de la puissance mécanique du moteur fait intervenir le sous-modèle du conducteur. Le comportement du conducteur a été pris en compte via l'utilisation d'un contrôleur PID. Le contrôleur PID cherche à suivre le profil de vitesse donné par l'utilisateur. Il donne une valeur entre -1 et 1 et ajuste ainsi la position des pédales d'accélérateur et de frein avec des valeurs entre 0 et 1. Les paramètres du PID sont ajustés afin de suivre le profil de vitesse demandé.

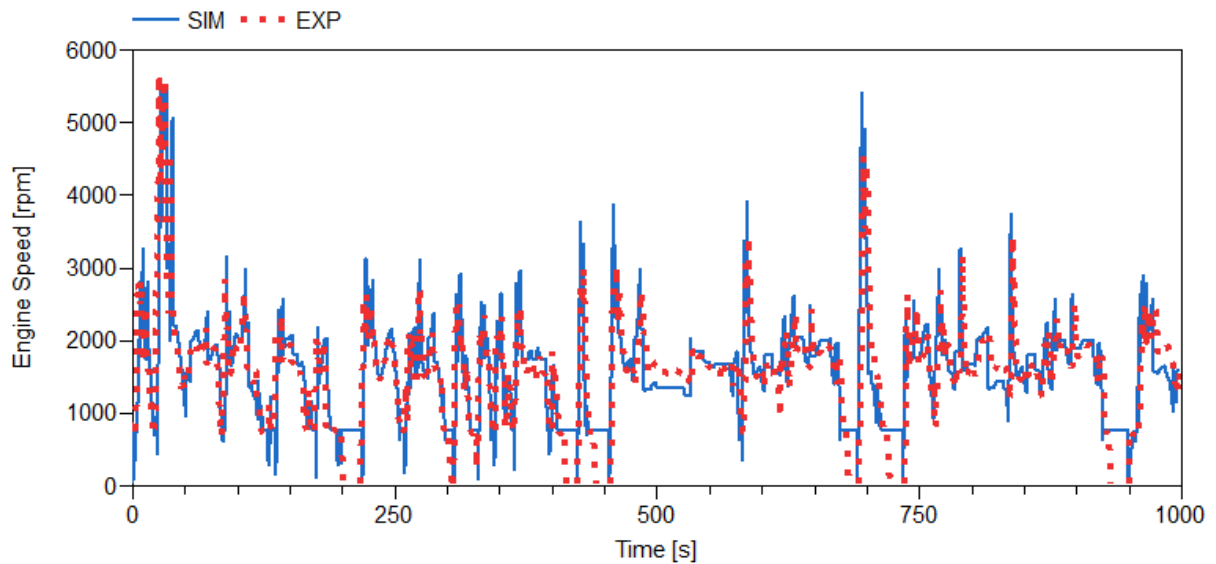
L'information sur la position des pédales est ensuite reportée au dernier module, celui du moteur. Le modèle de moteur intègre une cartographie du couple indiqué de traction pour une vitesse de rotation donnée. Le couple indiqué du moteur est ensuite additionné à un couple qui tient compte des frottements dans le moteur pour calculer le couple effectif du moteur. Le couple effectif du moteur doit assurer le couple aux roues et le couple nécessaire pour l'entraînement des accessoires qui sont connectés via une courroie à l'arbre moteur. Les couples des frottements du moteur ainsi que des accessoires sont calculés grâce à des cartographies qui ont en entrée la vitesse de rotation du moteur et en sortie un couple résistant.

Le modèle a été validé sur des données expérimentales fournies par le groupe PSA. Le couple et le régime moteur ont été enregistrés pendant un cycle de conduite dynamique dont le profil de vitesse est montré dans la Figure 57.

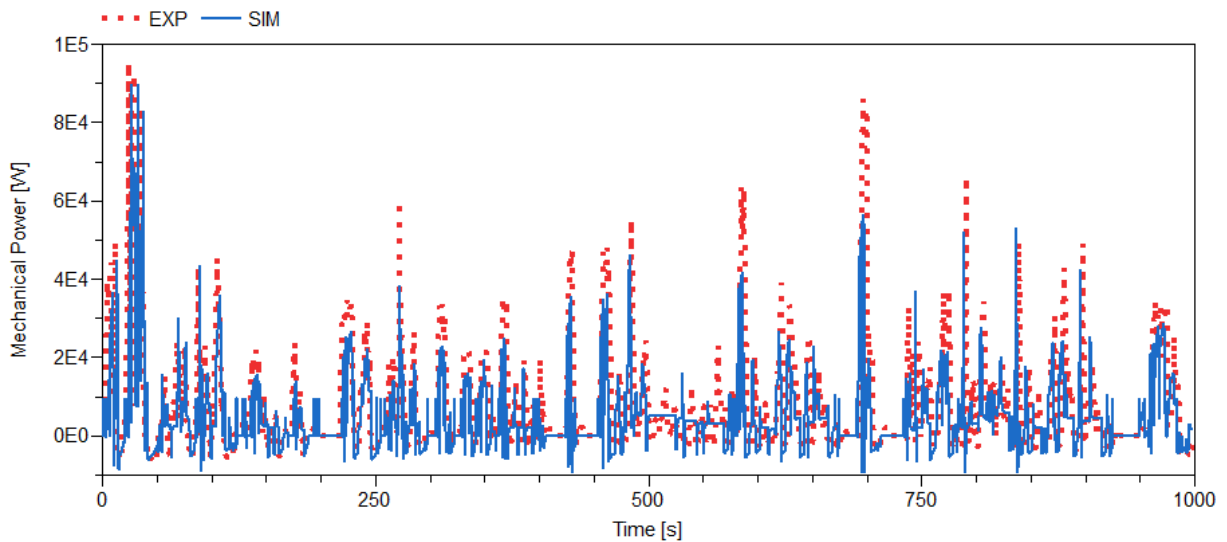


**Figure 57 : Profil de vitesse cycle de conduite dynamique PSA**

Les résultats de l'essai ont été comparés aux résultats de la simulation. La comparaison pour l'évolution du régime moteur est montrée à la Figure 58, la comparaison pour la puissance mécanique à la Figure 59 .



**Figure 58 : Comparaison du régime moteur entre les résultats de l'essai (EXP) et la simulation (SIM)**



**Figure 59 : Comparaison de la puissance mécanique du moteur entre les résultats de l'essai (EXP) et la simulation (SIM)**

La comparaison montre une bonne capacité du modèle à reproduire l'évolution du régime moteur, tandis que dans le cas de la puissance mécanique, dans certaines phases du transitoire, l'écart entre la simulation et les résultats expérimentaux est plus important. Cette difficulté du modèle est très probablement liée à l'approche simplifiée de la modélisation du moteur, effectuée à l'aide d'une cartographie. Globalement, le modèle reste capable de suivre quantitativement et qualitativement le comportement mécanique du moteur avec un NRMSD (Normalized Root-Mean-Square Deviation) de 13% sur la puissance mécanique.

### **2.1.1.2 Modèle thermique du moteur**

Le premier pas dans le développement du modèle thermique est la simulation des rejets thermiques du moteur. Différentes approches sont possibles.

Une méthode très répandue est celle de la modélisation thermodynamique basée sur l'application du premier principe de la thermodynamique à la chambre de combustion du moteur. La chambre peut être représentée par une ou plusieurs zone(s).

Ce type de modèle est de nature semi-empirique car il nécessite une description phénoménologique et empirique de certains aspects importants liés à la combustion. L'avantage d'une approche thermodynamique est la réduction du temps de calcul, mais la précision du modèle devient fortement liée aux corrélations empiriques utilisées (Ferrari, 2016).

L'approche déterministe basée sur les équations de Navier-Stokes et l'équation de la conservation de l'énergie sous forme différentielle dans l'espace offre sûrement une vision plus détaillée des phénomènes physiques, mais le temps de calcul est bien plus important. Pour cette raison, ce type de modèle vise l'étude de problématiques spécifiques comme par exemple le cliquetis (Feng, Wei

---

and Zhang, 2019) ou la variabilité cyclique dans le moteur (Kosmadakis *et al.*, 2018) et non pas des simulations système.

Généralement, les modèles thermodynamiques multizone, (Newman, Batteh and Tiller, 2002), sont développés pour étudier dans le détail la combustion, plutôt que pour des simulations au niveau du véhicule

De plus, le langage Modelica ne rend pas la modélisation multizone simple (Tiller *et al.*, 2000), car il ne permet pas de modifier le nombre d'équations au cours de la simulation. Cette contrainte oblige à garder, au cours de la simulation, les équations des zones inactives et à trouver des solutions aux problèmes liés à l'absence de masse pour ces zones. La variabilité cyclique du moteur comporte aussi des réinitialisations. Il est donc clair que même un modèle thermodynamique multizone n'est pas adapté pour une simulation système.

En l'absence de modèle phénoménologique validé pour la combustion, il est possible de simplifier la modélisation et d'utiliser des cartographies au lieu de construire un modèle thermodynamique. Ces cartographies sont créées à partir de données expérimentales et il est simple de les repérer en littérature comme par exemple dans le logiciel open-source ADVISOR (Wipke, Cuddy and Burch, 1999).

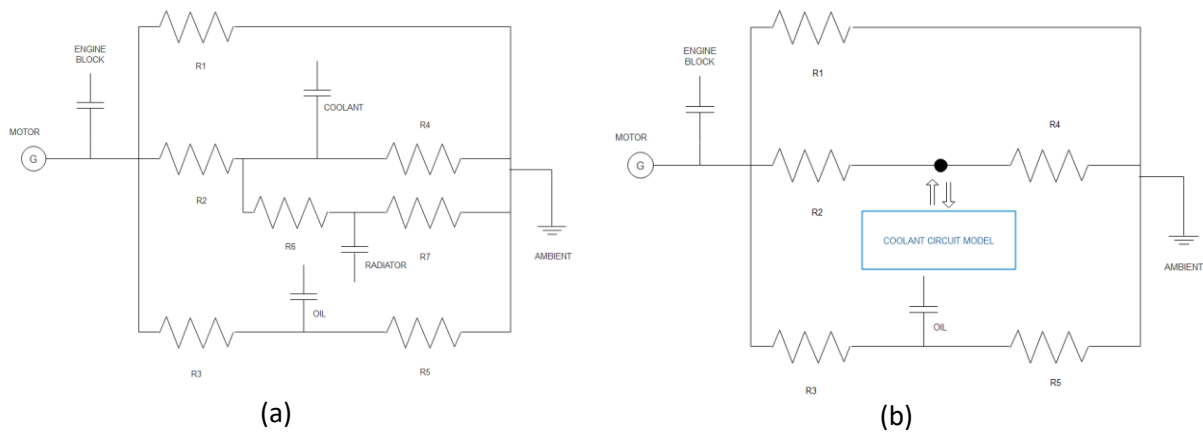
Pour cette raison, dans ce travail, les modélisations mécanique et thermique du moteur sont réalisées à l'aide de cartographies fournies par le groupe PSA. Le moteur présente non seulement des cartographies pour déterminer le couple moteur, mais aussi pour évaluer la consommation instantanée de carburant en fonction du couple et du régime.

Une fois la consommation connue, il est possible de calculer l'énergie chimique liée à la combustion. Le moteur produit l'énergie mécanique à partir de la combustion et ce processus a une efficacité d'environ 40% pour les moteurs de dernière génération (Ringler *et al.*, 2009), 60% de cette énergie est donc perdue. Le modèle est capable de calculer l'énergie mécanique, mais il a besoin d':

- un module qui lui permet de calculer la déperdition d'énergie ;
- un réseau thermique qui permet d'identifier la quantité de chaleur injectée dans le liquide de refroidissement.

Le modèle utilisé pour le calcul des pertes thermiques est celui de la librairie Powertrain (Otter, Dempsey and Schlegel, 2000), où le flux d'énergie thermique qui est transmis aux parois du moteur est calculé grâce à une corrélation montrée dans l'équation (45).

$$\dot{Q}_{pertes} = (\dot{Q}_{chimique} - W_{meca}) (a \omega^2 + b \omega + c) \quad (45)$$



**Figure 60 : Modèle du circuit de refroidissement du moteur PowerTrain (a) et nouveau modèle (b)**

Le réseau thermique permettant de déterminer la quantité de chaleur absorbée par le liquide de refroidissement est inspiré de celui proposé par la librairie PowerTrain. La différence principale réside dans la modélisation thermodynamique du circuit de refroidissement, qui n'est pas considéré comme un pur réseau thermique (Figure 60). Le flux de chaleur généré par le moteur est transmis à une capacité thermique, qui est la masse du moteur ( $m=100 \text{ kg}$ ,  $c_p=500 \text{ J/kg/K}$ ). Ensuite le réseau thermique présente trois circuits en parallèle qui se rejoignent sur le nœud représentant la température ambiante. Les cinq résistances présentes dans la figure sont des résistances globales comprenant l'échange thermique par rayonnement, par convection et par conduction et le coefficient d'échange est en W/K.

La chaleur qui arrive au nœud, entre les résistances R2 et R4, devient ainsi un paramètre d'entrée pour le modèle du circuit de refroidissement. Le modèle du circuit de refroidissement reçoit l'information sur le flux de chaleur et fournit la température du nœud.

### 2.1.1.3 Modèle circuit refroidissement moteur

La modélisation du circuit de refroidissement recourt pour la plupart des cas à une approche zéro dimensionnel à deux nœuds : la capacité thermique du liquide de refroidissement dans le moteur et dans le radiateur.

Les objectifs de la modélisation sont variés et peuvent être liés au développement du contrôle du système (Pizzonia, Castiglione and Bova, 2016), à l'amélioration des outils de diagnostic (Yoo *et al.*, 2010) ou pour évaluer le potentiel de nouveaux concepts (Caresana, Bilancia and Bartolini, 2011).

Le recours à des modèles plus complexes comme les déterministes basés sur la CFD est lié principalement au calcul des coefficients d'échange ou des coefficients de perte de pression pour les différents composants (Pang *et al.*, 2012), là où l'approche expérimentale n'est pas envisageable.

Si l'inertie thermique des composants du système est toujours prise en compte, c'est rarement le cas des transitoires de masse (Batteh, Gohl and Sureshkumar, 2014).



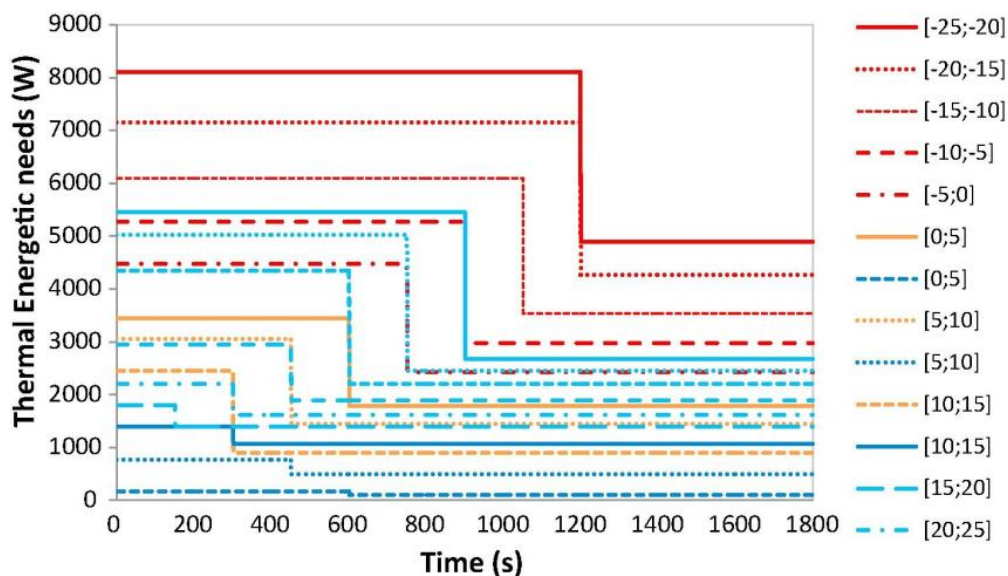
(Brace *et al.*, 2010) sont parmi les rares auteurs à tenir compte de la présence de l'aérotherme dans le circuit.

Après analyse des différentes hypothèses et simplifications, il est possible de préparer un cahier des charges pour la mise en place de la simulation du circuit de refroidissement.

L'objectif est de bien représenter la source de chaleur du cycle de récupération de chaleur et de la caractériser en termes de débit et température. Dans notre cas, les transitoires de pression du circuit peuvent être négligés.

La première hypothèse du modèle est de considérer la pression du système constante. Ensuite pour simplifier le circuit hydraulique, l'aérotherme est considéré comme une simple demande de chaleur sur le nœud thermique du moteur. La puissance thermique appelée dépend de la température externe et elle représente le besoin de chauffage du véhicule. Ce besoin est calculé avec la méthode proposée par (Mansour *et al.*, 2018) pour un cycle de conduite WLTC.

Grâce à ces simplifications, le modèle repose sur quatre sous-modèles : le modèle du liquide de refroidissement dans le moteur, le modèle du radiateur, le modèle du thermostat et le modèle de la pompe. Les propriétés thermodynamiques du mélange en volume 50/50 eau/ éthylène glycol sont introduites à partir de tables en fonction de la température (pression absolue constante et égale à 2,4 bar).



**Figure 61 : Puissance thermique aérotherme pour différentes températures (Mansour *et al.*, 2018)**

Le résultat final du modèle du circuit de refroidissement moteur sur Dymola est présenté dans la Figure 62.

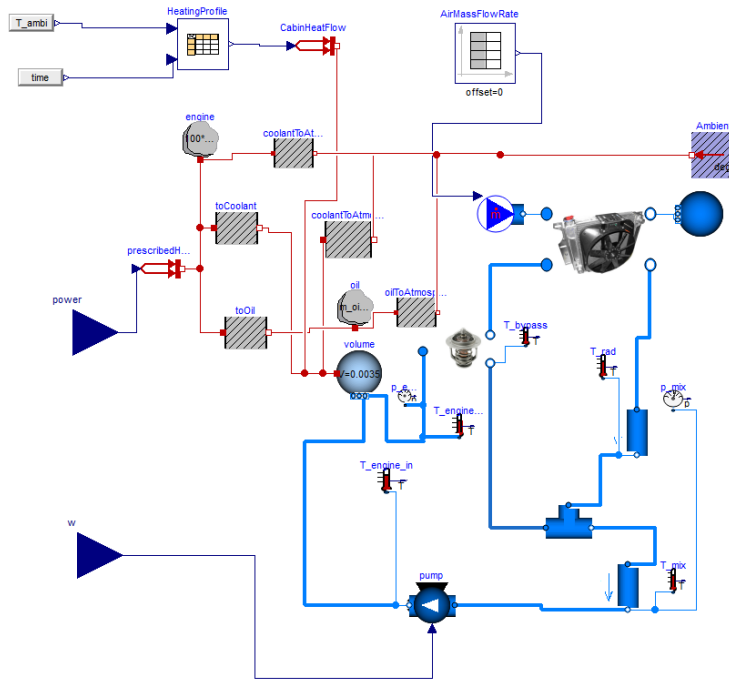


Figure 62 : Circuit de refroidissement du moteur

Le liquide de refroidissement chauffé dans le moteur par la chaleur de la combustion passe ensuite au thermostat. Le thermostat règle le passage du débit de refroidissement entre le radiateur et le by-pass. Les deux circuits se rejoignent en une jonction en T connectée à l'aspiration de la pompe, qui envoie le liquide vers le réservoir du moteur.

Les équations du modèle du réservoir moteur sont deux équations différentielles décrivant la conservation de la masse et de l'énergie dans le volume de liquide de refroidissement moteur. Ce volume est modélisé comme un réservoir fermé de 3,5 litres:

$$\frac{dm_{liq}}{dt} = \dot{m}_{liq,in} - \dot{m}_{liq,out} \quad (46)$$

$$m_{liq} c_{p,liq} \frac{dT_{liq}}{dt} = \dot{m}_{liq,in} h_{liq,in} - \dot{m}_{liq,out} h_{liq,out} + \dot{Q}_{pertes,liq} - \dot{Q}_{chauffage} \quad (47)$$

Par convention, les enthalpies de sortie sont calculées à partir de la température de leur volume de contrôle. La puissance thermique  $\dot{Q}_{pertes,liq}$  est déterminée par le réseau thermique de la Figure 60, tandis que le terme  $\dot{Q}_{chauffage}$  est calculé à partir des courbes de la Figure 61.

Le débit  $\dot{m}_{liq,in}$ , équations (46) et (47), est calculé à partir du modèle de la pompe. La pompe centrifuge du circuit de refroidissement est connectée à l'arbre moteur grâce à un système courroie/poulie.

Après avoir examiné les données expérimentales fournies par le groupe PSA (Figure 63), il a été décidé d'utiliser une relation linéaire entre le débit généré et le régime du moteur.

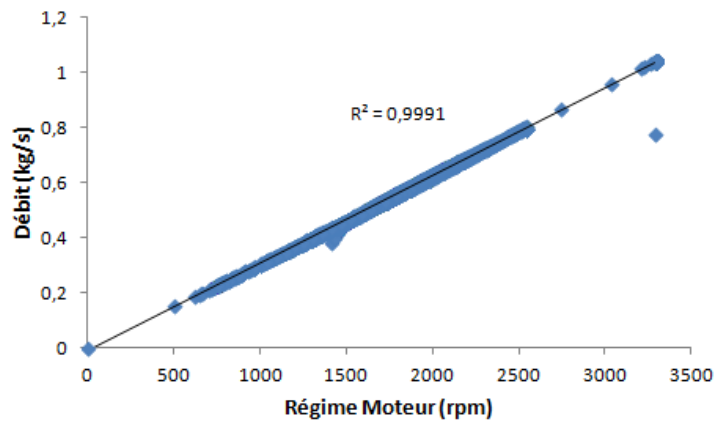


Figure 63 : Débit eau moteur en fonction des RPM moteur (données PSA)

Le radiateur est un échangeur à micro-canaux qui permet l'évacuation de la chaleur produite par le moteur vers l'extérieur. L'échangeur est modélisé de façon simplifiée (Figure 64) ; le flux d'air est modélisé comme un tuyau communicant à travers une résistance convective avec la masse de l'échangeur, tandis que le débit d'eau est modélisé comme un réservoir avec un volume fixe de 2 litres communicant via une résistance convective avec la masse de l'échangeur.

L'élément tuyau et l'élément réservoir contiennent les équations dynamiques de conservation de la masse et de l'énergie. L'élément masse métallique contient uniquement l'équation dynamique de la conservation de l'énergie.

La masse de l'échangeur est supposée être de 6 kg et son  $c_p$  être égal à 880 J/kg/K. La surface d'échange air/parois échangeur est imposée à  $5 \text{ m}^2$ , tandis que celle de liquide/parois échangeur est de  $0,8 \text{ m}^2$ .

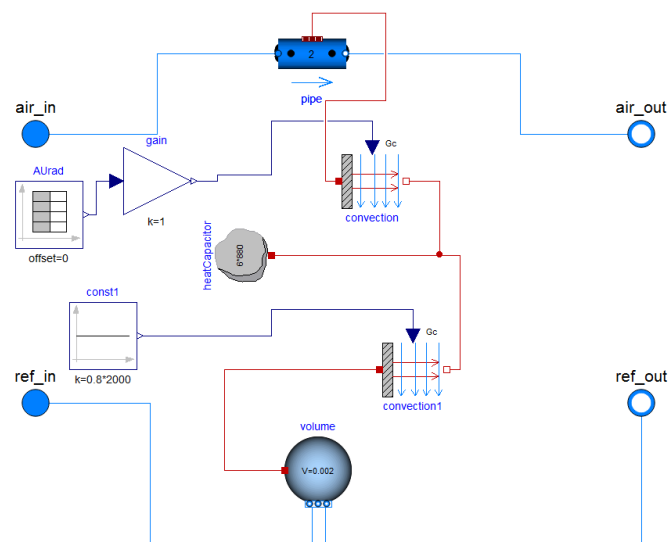


Figure 64 : Modèle radiateur

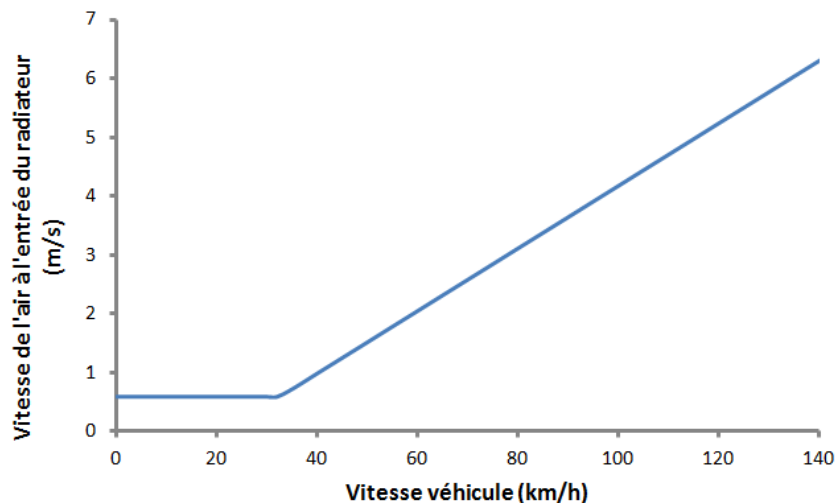
L'échange avec l'environnement est assuré grâce à un débit d'air créé par le mouvement du véhicule et qui peut être en première approximation calculé par :

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} A_{radiateur} v_{radiateur} \quad (48)$$

Où  $\rho_{air}$  [kg/m<sup>3</sup>] est la masse volumique de l'air,  $A_{radiateur}$  [m<sup>2</sup>] est la surface frontale du radiateur égale à 0,24 m<sup>2</sup>,  $v_{radiateur}$  [m/s] est la vitesse de l'air à l'entrée du radiateur. La conversion entre la vitesse du véhicule et la vitesse de l'air à l'entrée du radiateur est effectuée en s'appuyant sur les données expérimentales de (AP, 2010). Une vitesse minimale est imposée pour une vitesse du véhicule inférieure à 30 km/h. Le résultat est donné à la Figure 65.

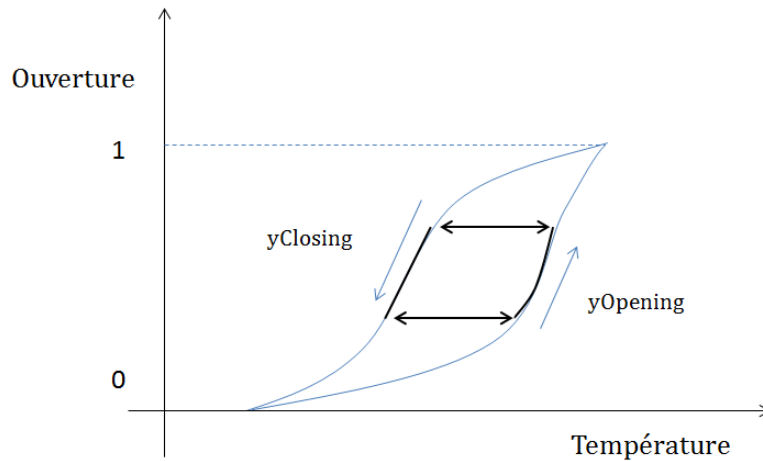
Le coefficient d'échange de l'eau est supposé être égal à 2000 W/ m<sup>2</sup>/K, tandis que celui de l'air est donné par la formule empirique suivante (Ferrari, 2016):

$$h_{cv,air} = 20 + 10 (\rho_{air} v_{air})^{0,75} \quad (49)$$



**Figure 65 : Loi de conversion entre vitesse véhicule et vitesse de l'air à l'entrée du radiateur**

Le thermostat est un élément très important dans le circuit de refroidissement puisque il s'occupe de la régulation du débit et indirectement de la température de l'eau à la sortie du moteur. Le principe de contrôle du thermostat se base sur la fusion et la solidification d'une cire qui gère une tige intervenant sur l'ouverture et la fermeture du passage vers le radiateur. Le processus de fusion/solidification est graduel et montre une hystérésis. Il est donc nécessaire de définir une température d'ouverture, une température de pleine ouverture et de décrire l'hystérésis.

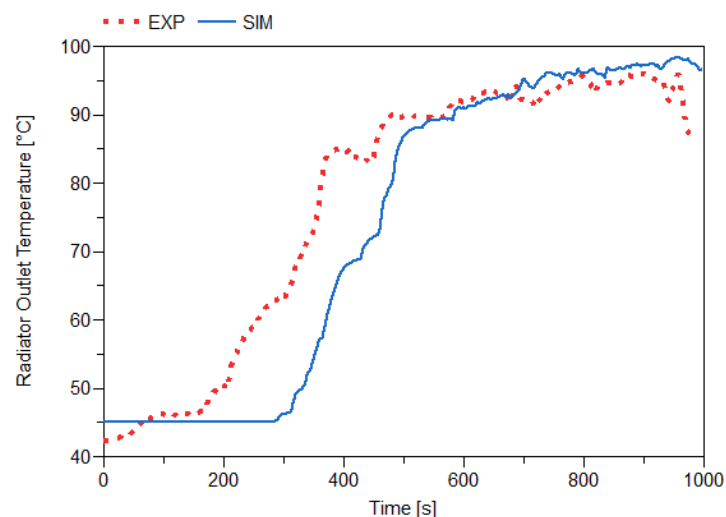


**Figure 66 : Hystérésis du thermostat**

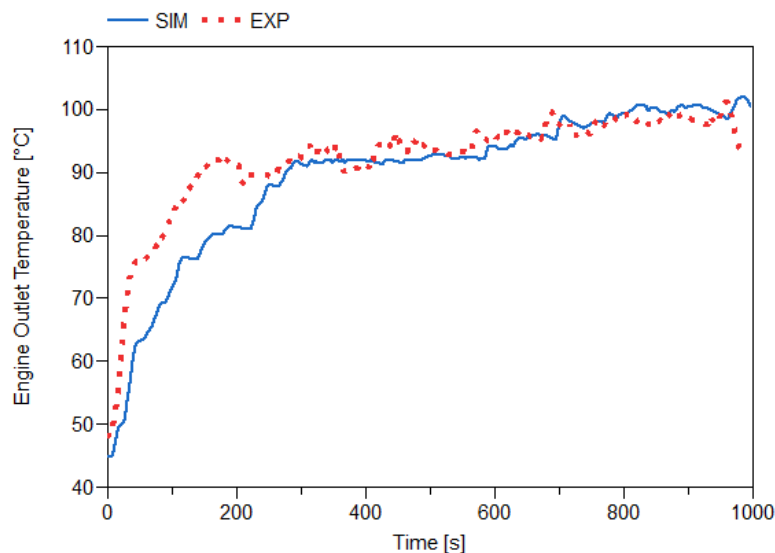
L'hystérésis affecte le comportement dynamique. La courbe  $y_{Opening}$  (Figure 66) montre l'ouverture du thermostat. Si la température du liquide à la sortie du moteur augmente, le thermostat continue à s'ouvrir en suivant la courbe  $y_{Opening}$ . Inversement, la courbe  $y_{Closing}$  montre la fermeture du thermostat. Il pourrait s'avérer que le système en se déplaçant sur la ligne  $y_{Opening}$  rejoigne un état où la température devient stationnaire et puis elle décroît.

Pour décrire le comportement du système, dans ce cas, il est supposé que le système se déplace horizontalement sur le segment connectant la courbe  $y_{Opening}$  avec la courbe  $y_{Closing}$ , en gardant l'ouverture de la vanne constante jusqu'à arriver à la courbe  $y_{Closing}$ .

Le modèle du circuit de refroidissement a été ensuite validé sur des données expérimentales sur le cycle de conduite dynamique de la Figure 57.



**Figure 67 : Comparaison entre la température de sortie du radiateur de l'essai (EXP) et de la simulation (SIM)**



**Figure 68 : Comparaison entre la température de sortie du moteur de l'essai (EXP) et de la simulation (SIM)**

La comparaison montre une différence dans la montée en température à la sortie du moteur entre l'essai et la simulation (Figure 68), cette différence implique un retard dans l'ouverture du thermostat et par conséquent sur la dynamique de la température à la sortie du radiateur (Figure 67).

Cette différence se traduit avec une erreur absolue maximale de 15 K pour la température de sortie moteur et 22 K pour la température de sortie radiateur. L'augmentation de la température à la sortie du moteur est moins importante dans la simulation probablement parce que la puissance thermique injectée dans le liquide de refroidissement par le moteur à son démarrage est sous-estimée. Le modèle développé ne tient pas compte de la perte d'efficacité dans la combustion pendant que le moteur est froid.

#### **2.1.1.4 Modèle ORC**

Une fois le modèle global validé sur le cycle dynamique de la Figure 57, il est possible de l'utiliser pour estimer les gains obtenus avec l'introduction du système ReverCycle.

Un modèle de cycle ORC (Figure 69) a donc été réalisé sur Dymola comprenant les échangeurs de haute et basse pression (bouilleur et condenseur), la turbine Scroll et la pompe précédée d'un réservoir liquide assurant que le fluide frigorigène entre à l'état liquide à l'aspiration.

Le cycle ORC est inséré dans le modèle global à la place du radiateur. L'ORC du système ReverCycle a été modélisé en considérant la pompe et la turbine entraînées par le moteur grâce à un système poulie/courroie. La présence de l'huile dans le système a été négligée.

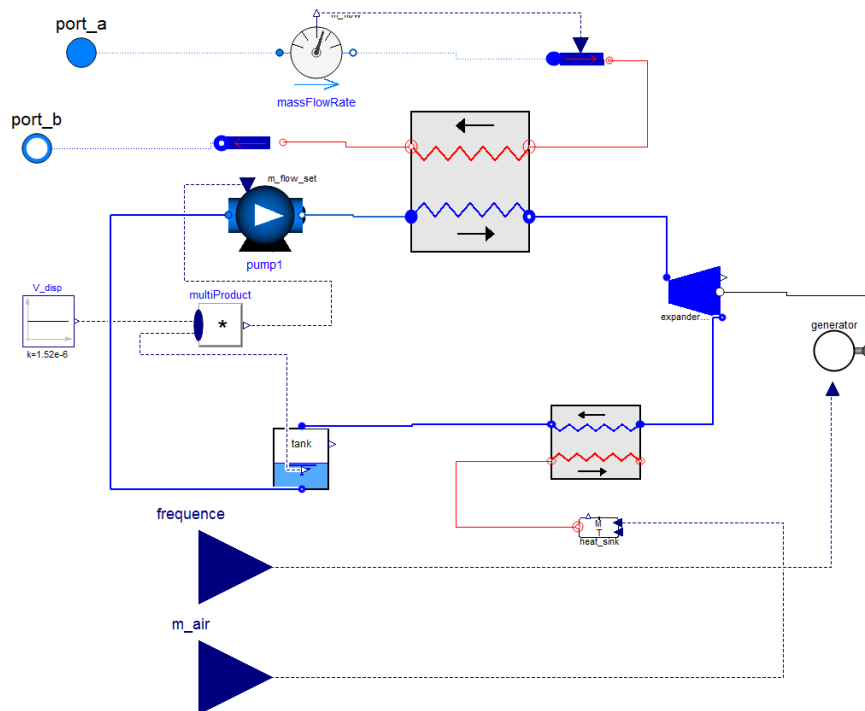


Figure 69 : Modèle du cycle ORC

### Etat de l'art sur la modélisation d'une machine scroll

La modélisation est un instrument puissant pour améliorer la compréhension et les performances des machines Scroll. A ce propos, la littérature est abondante et peut être divisée en trois catégories qui reflètent différents niveaux de détails.

L'approche analytique appelée déterministe traite les phénomènes physiques en détail. Ce genre de modèle ne fait pas, ou très peu, appel à l'expérimentation pour la détermination de paramètres empiriques. Il a par contre besoin d'un grand nombre de paramètres géométriques.

Au contraire, la modélisation empirique s'appuie totalement sur l'expérimentation, grâce à laquelle il est possible de calculer des courbes de rendement isentropique et volumétrique qui permettent de décrire le comportement de la machine comme boîte noire, c'est-à-dire sans avoir une compréhension physique des résultats.

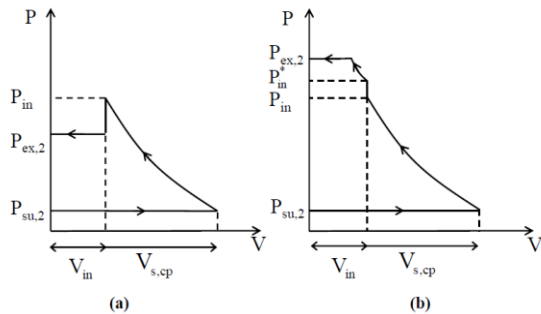
Entre les deux approches il y a la modélisation semi-empirique qui est basée sur des équations physiques simplifiées avec des coefficients à déterminer expérimentalement.

Cette approche a été introduite par (Winandy, Saavedra O and Lebrun, 2002) pour la modélisation des compresseurs à pistons et adaptée par (Lemort, 2008) et (Quoilin, 2011) aux compresseurs (Figure 70) et turbines Scroll (Figure 71).

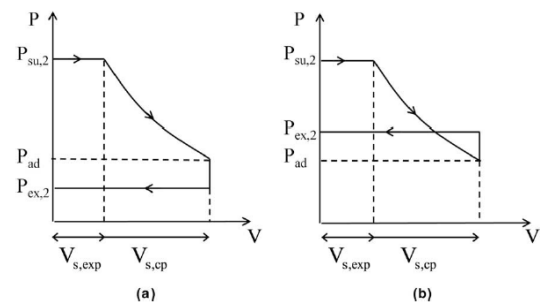
Les phénomènes physiques représentés sont : la perte de pression à l'entrée de la machine, les pertes liées aux échanges thermiques, les fuites et les pertes liées à l'écart entre le rapport de pression géométrique de la machine et le rapport de pression imposé par le cycle.

La machine Scroll a un rapport des volumes qui est fixe et qui est appelé Built-in Volume Ratio (BVR). Ce rapport impose également un rapport de pression interne à la machine. Il peut s'avérer (Figure 70

et Figure 71) que la pression de sortie imposée par le BVR ( $p_{in}$  pour le compresseur,  $p_{ad}$  pour la turbine) soit différente de celle imposée par l'environnement externe ( $p_{ex,2}$ ). Dans ce cas des phénomènes de sous-compression et surcompression, dans le compresseur, ou sous-détente et sur-détente, dans la turbine, se produisent.



**Figure 70 : la sous-compression (b) et surcompression (a) dans un compresseur Scroll extrait de (Lemort, 2008)**



**Figure 71 : la sur-détente (b) et sous-détente (a) dans une turbine Scroll extrait de (Lemort, 2008)**

Dans le cas de la turbine, le modèle tient compte de cette adaptation à la pression de sortie en divisant la détente en deux phases. Une première détente isentropique impose un rapport des volumes spécifiques égal au BVR et permet de calculer l'enthalpie de sortie  $h_{ad}$ . La deuxième phase est modélisée comme une détente isochore.

La validation expérimentale du modèle par (Lemort *et al.*, 2009) et par plusieurs autres auteurs qui ont utilisé ce modèle, comme par exemple (M. F. Ayachi, 2013) (Twomey, Jacobs and Gurgenci, 2013) et (Mendoza *et al.*, 2014a), a été concluante. En effet, les écarts maximaux par rapport aux résultats des essais, pour la puissance électrique générée par la machine, étaient compris entre 5% et 10%.

L'approche déterministe vise une modélisation complète de tous les phénomènes physiques et l'absence de paramètres empiriques. Dans la majorité des modèles on a, toutefois, recours à des paramètres empiriques, car certaines mesures géométriques sont difficiles à effectuer, et des phénomènes physiques sont négligés pour éviter d'alourdir excessivement le code de calcul.

La modélisation de la géométrie de la machine Scroll est une partie essentielle pour l'examen de l'état thermodynamique de la machine, des pertes thermiques, des fuites, des pertes mécaniques etc. La géométrie doit donc être décrite en détail et il est nécessaire de trouver une formulation pour l'évolution temporelle des volumes des différentes chambres et des surfaces qui sont impliquées dans les fuites.

Un des premiers modèles de compresseur Scroll décrivant sa géométrie est celui de (Morishita *et al.*, 1984), où l'évolution des volumes des chambres a été exprimée en fonction de l'angle de rotation  $\vartheta$ . (Chen *et al.*, 2002) ont développé un modèle complet de l'évolution de ces volumes en tenant compte lors d'une rotation de 0 à  $2\pi$  de l'apparition et la disparition des différentes chambres.



En suivant l'évolution, dans le cas d'un compresseur, il est possible de voir (Figure 72) que la chambre d'aspiration  $V_{s1}$  est présente sur toute la plage de rotation. Lors de la deuxième rotation, le fluide pincé entre les spirales, passe de la chambre d'aspiration aux chambres de compression. Ces chambres ne sont pas présentes sur toute la plage de rotation.

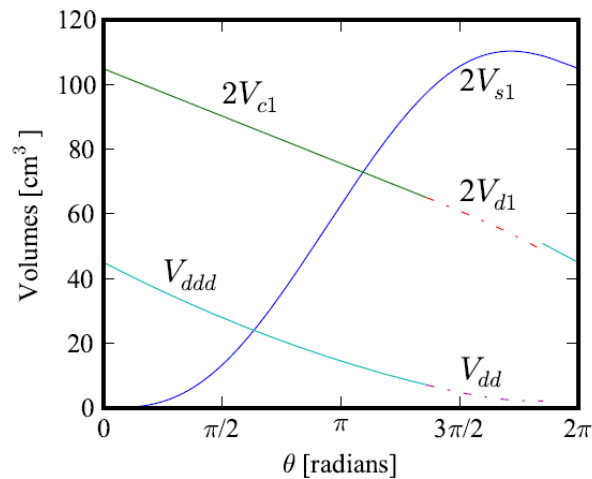


Figure 72 : Evolution des chambres dans un compresseur Scroll (Bell, 2011)

Les deux chambres de compression,  $V_{c1}$ , sont présentes jusqu'à l'angle de décharge  $\theta_d$ , moment où elles s'ouvrent vers la région de refoulement. Le volume fluide venant des chambres de compression,  $V_{d1}$ , doit s'équilibrer avec le volume  $V_{dd}$  présent dans la région de décharge. Une fois l'équilibre obtenu, les deux différents volumes sont considérés comme un seul volume : la chambre de décharge  $V_{ddd}$ . Ce mélange est visible Figure 73, où l'évolution de la pression est obtenue en fonction de l'angle de rotation.

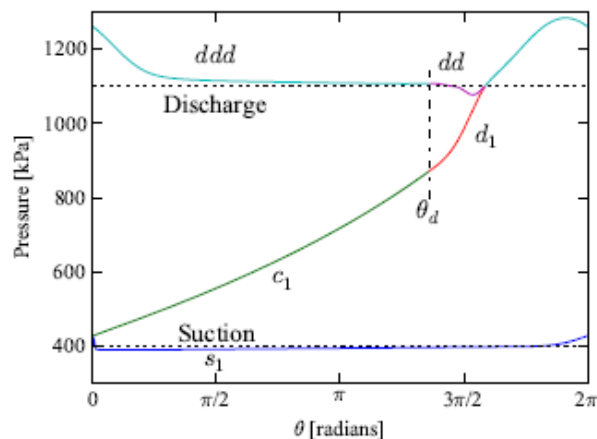


Figure 73 : Evolution de la pression dans les chambres dans un compresseur Scroll (Bell, 2011)

Pour modéliser les différents volumes et les poches de gaz présentes pendant une rotation, il faut construire comme dans (Chen *et al.*, 2002) une matrice qui détermine les chambres actives selon l'angle de rotation. Cette approche induit des discontinuités liées à l'activation et la désactivation des chambres.

Il est possible d'éliminer ces discontinuités en suivant l'évolution d'une seule poche de gaz. (Wang, Li and Shi, 2005) ont introduit cette démarche, qui a été suivie par (Gall *et al.*, 2015) dans la réalisation d'un modèle de compresseur scroll avec le langage Modelica. Cette approche réduit la complexité numérique d'implémentation du code et joue comme facteur de sous-relaxation donnant une stabilité numérique majeure pour la procédure de résolution itérative (Pereira and Deschamps, 2010). Par contre en utilisant cette modélisation, il n'est pas possible de décrire le mélange entre les chambres  $V_{d1}$  et  $V_{dd}$ .

(Bell, 2011) n'introduit pas de paramètres empiriques dans la géométrie des chambres, ce qui lui permet de ne pas faire des simplifications lors de la modélisation des fuites.

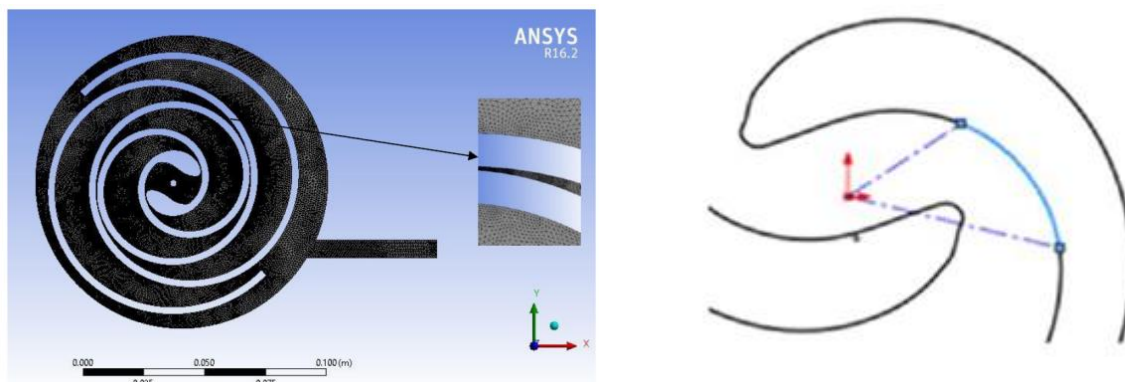
D'autres auteurs, comme (Clemente, 2013), simplifient la détermination de la géométrie des fuites en supposant des surfaces constantes, calculées grâce à des paramètres empiriques.

La description de toutes les différentes fuites peut engendrer un schéma de modélisation complexe comme dans (Blunier *et al.*, 2009), schéma qui est impossible à reproduire dans l'approche de modélisation d'une seule poche de gaz, comme celui de (Wang, Li and Shi, 2005). En effet en n'ayant pas à disposition l'état thermodynamique de toutes les poches de gaz présentes à un certain angle de rotation il est impossible de calculer proprement les fuites entre les chambres.

(Gall *et al.*, 2015), pour résoudre ce problème, modélisent trois évolutions d'une seule poche de gaz décalées entre elles de  $2\pi$ , pour connaître, à chaque instant, l'état thermodynamique de toutes les chambres et pouvoir calculer avec précision les fuites.

Dans le cadre de la modélisation déterministe, la simulation CFD est exploitée pour arriver à étudier dans les détails les écoulements dans les chambres d'un scroll (Cui, 2006), (Xiao and Liu, 2014), (Chang *et al.*, 2014) ainsi que le phénomène des fuites (Gao, Ding and Jiang, 2015).

Une importante partie des derniers modèles publiés a été réalisée avec Ansys Fluent, mais des logiciels spécifiques pour les machines volumétriques sont en train d'être développés comme Pumplinx de Simerics (Gao, Ding and Jiang, 2015).



**Figure 74 : Modélisation des sections de refoulement/d'admission dans les modèles 2D ((Singh, Singh and Dasgupta, 2017) à gauche) ((Morini *et al.*, 2015) à droite)**

---

Les modèles CFD se divisent en deux familles : les bidimensionnels et les tridimensionnels.

Les modèles bidimensionnels souffrent de l'incapacité de bien décrire la distribution spatiale des écoulements, surtout au niveau du refoulement compresseur ou admission turbine, car la section de refoulement/admission est représentée (Figure 74) comme une ouverture sur la scroll fixe (Morini *et al.*, 2015) ou un espace vide dans la chambre de refoulement/admission (Singh, Singh and Dasgupta, 2017).

Les modèles 3D sont utilisés pour étudier en détail les écoulements au niveau de la section d'admission (Song *et al.*, 2015) et (Wei *et al.*, 2015). Ces modèles permettent de bien décrire la géométrie de la machine, mais ils sont plus complexes et par comparaison à des résultats expérimentaux, ils ne donnent pas dans tous les cas de meilleurs résultats que les bidimensionnels (Xiao and Liu, 2014), (Chang *et al.*, 2014).

La reproduction fidèle de la géométrie tridimensionnelle d'un compresseur scroll est possible grâce à des machines comme le scanner laser Rommer qui permet de tracer directement le CAD du compresseur/turbine (Morini *et al.*, 2015), tandis que pour la géométrie bidimensionnelle un scanner classique peut être suffisant.

### **Modèle de la turbine**

Le modèle semi-empirique utilisé pour la turbine est celui décrit par (Lemort *et al.*, 2009). Il est choisi pour son faible temps de calcul et pour la présence de données en littérature issues de l'expérimentation permettant l'identification des paramètres des compresseurs SANDEN TRSA05 (Mendoza *et al.*, 2014b) et TRSA09 (Twomey, Jacobs and Gurgenci, 2013).

La seule différence par rapport au modèle de (Lemort *et al.*, 2009) est le recours à un rendement mécanique constant pour la machine. Cette approche a montré une meilleure robustesse au niveau du calcul sans influencer les résultats pendant la validation du modèle.

### **Modèle de la pompe**

La pompe est modélisée comme une machine volumétrique avec un débit massique:

$$\dot{m}_{pompe} = \rho_{su} V_{pompe} n \quad (50)$$

Où  $\rho_{su}$  [kg/m<sup>3</sup>] est la masse volumique du liquide à l'aspiration de la pompe,  $V_{pompe}$  [m<sup>3</sup>] est la cylindrée de la pompe et  $n$  [Hz] est sa fréquence de rotation.

Le travail mécanique de la pompe est calculé en définissant un rendement isentropique et un rendement mécanique (Tableau 16).

---

### **Modèle du réservoir liquide**

Le réservoir liquide assure l'entrée du fluide frigorigène en état liquide à l'aspiration de la pompe. Il s'agit d'un composant à volume fixe décrit par des équations de conservation de la masse et de l'énergie en dynamique, où les propriétés thermodynamiques du fluide sortant du volume de contrôle sont celles du liquide saturé.

### **Modèle des échangeurs**

Le bouilleur de l'ORC est un échangeur à plaques, tandis que le condenseur est un échangeur à micro-canaux. Dans le développement du modèle de l'ORC, les deux échangeurs sont modélisés de manière identique malgré les différences. Les échangeurs à volumes finis de la librairie ThermoCycle (Quoilin *et al.*, 2014) ont été utilisés.

L'échange entre air et fluide frigorigène et entre liquide de refroidissement et fluide frigorigène sont modélisés à contrecourant. La variation des coefficients d'échange thermique avec le débit est calculée grâce à une relation simple :

$$AU = AU_{nom} \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{nom}} \right)^{0.8} \quad (51)$$

Le débit d'air du condenseur est évalué avec la même méthode que celle utilisée pour le radiateur via l'équation (48).

Les pertes de pression dans les échangeurs sont négligées. Une perte de charge concentrée à la sortie de la turbine est considérée. Ce terme est calculé avec une corrélation linéaire en fonction du débit volumétrique. La constante a été ajustée sur les essais présentés dans le prochain chapitre. Sa valeur est de 1,152 e7.

#### **2.1.1.5 Modèle ERC**

Le modèle du cycle à éjecteur est basé sur le modèle du cycle ORC. La pompe, le bouilleur et le condenseur sont repris du modèle ORC.

Ensuite la ligne basse pression est modélisée de façon simplifiée avec un détendeur isenthalpique et un évaporateur avec une température d'évaporation fixe et égale à 9°C et surchauffe imposée égale à 5 K.

L'éjecteur est modélisé grâce à une cartographie pour le taux d'entraînement calculé à partir du modèle de (Chen, Havtun and Palm, 2014b). Un modèle de type black-box a été privilégié pour permettre une simulation système. Les modèles 1D avec la présence d'un ou plusieurs cycles d'itération provoquent un ralentissement du temps de calcul trop important pour être exploités directement. Le taux d'entraînement est calculé pour chaque couple de  $\alpha$  et  $\beta$ , où  $\alpha$  est le rapport

entre la pression primaire et la pression au condenseur et  $\beta$  le rapport entre la pression au condenseur et la pression secondaire.

Dans l'ERC embarqué sur un véhicule conventionnel le régime de la pompe est lié au régime moteur. Le régime moteur est extrêmement dynamique, par conséquent, le débit de la pompe aussi. Il serait difficile pour un éjecteur seul de gérer cette variation de débit. Dans le chapitre précédent il a été expliqué que les performances de l'éjecteur se dégradent facilement dès que les conditions aux limites changent. Pour éviter ce mauvais fonctionnement une solution doit être trouvée.

Récemment Danfoss (Banasiak *et al.*, 2015) a mis au point un système multi-éjecteur qui prévoit l'emploi de plusieurs éjecteurs en parallèle pour arriver à mieux gérer des conditions opératoires variables. Le contrôle de ce système est effectué en s'appuyant sur la mesure des pressions primaire, secondaire et de sortie de l'éjecteur. Un interrupteur choisit l'éjecteur (ou les éjecteurs) devant être activé(s) ou désactivé(s) pour arriver à satisfaire le besoin en froid du système.

Dans le cadre de ce travail, la pression primaire est modélisée comme constante. L'hypothèse est qu'il soit possible de réaliser un système multi-éjecteur capable, grâce à un système de contrôle adapté, de gérer un changement de débit sans provoquer un brusque changement dans la pression primaire et une chute de performance. Il s'agit d'une hypothèse forte qui devra être validée sur le plan expérimental.

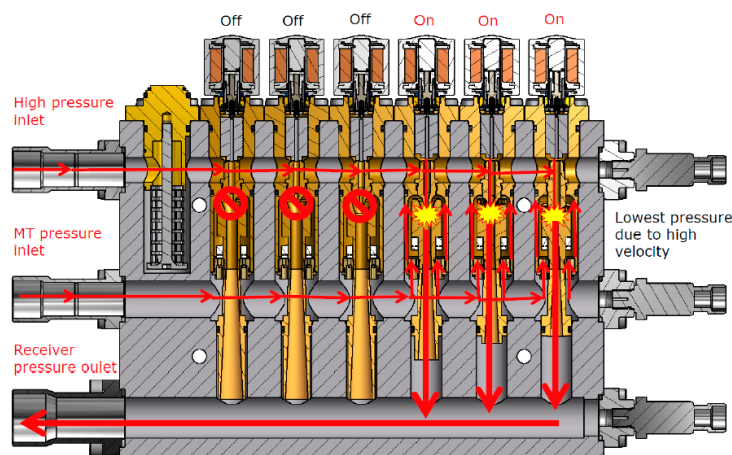


Figure 75 : Schéma de fonctionnement du système multi-éjecteur de Danfoss (Sever, 2018)

### 2.1.2 Dimensionnement et gain en consommation de ReverCycle

Le dimensionnement et l'optimisation d'un système multi-génération sur des conditions de fonctionnement dynamique est une tâche qui demande un effort important en termes de simulation. Il s'agit en effet de tester plusieurs configurations du système sur différentes conditions opératoires. Plusieurs centaines de milliers de simulation de cycle de conduite seraient nécessaires.

---

Le modèle global de voiture développé n'a pas une robustesse et une vitesse d'exécution suffisantes pour arriver à simuler ce nombre important de cycles de conduite.

Une approche par étapes est proposée. La première étape est le dimensionnement du système ReverCycle MAC/ORC sur des points de fonctionnement stabilisés. La géométrie des échangeurs doit être définie ainsi que la sélection des autres composants comme la pompe et le compresseur/turbine. L'application de ReverCycle MAC/ORC dans une voiture conventionnelle prévoit que la pompe et le compresseur/turbine soient reliés mécaniquement à l'arbre moteur. La vitesse de l'arbre moteur et celle des deux composants de ReverCycle sont donc liées. Le rapport de vitesse entre la pompe et le moteur et le rapport de vitesse entre le compresseur/turbine et le moteur doivent être optimisés.

Une fois ce premier processus terminé, il sera possible d'introduire dans le processus de dimensionnement le mode ERC et d'arriver à calculer le gain en consommation de ReverCycle MAC/ORC et ReverCycle MAC/ORC/ERC.

Le choix d'une configuration mécanique pour ReverCycle est lié à une question de réduction de prix. Actuellement, dans les voitures conventionnelles les compresseurs du système de climatisation sont mécaniques et la différence de prix avec les compresseurs électriques est très élevée. L'introduction d'un compresseur électrique induirait une augmentation de prix qui limiterait l'attractivité du système.

#### **2.1.2.1 Dimensionnement de ReverCycle MAC/ORC sur un point de fonctionnement stabilisé**

Dans le premier chapitre de cette thèse il a été montré que les performances des systèmes ORC et ERC avec le fluide R134a ou R1234yf ou R1234ze sont similaires. Parmi les deux substituts du R134a, le R1234ze a montré un meilleur potentiel. Le fluide choisi pour ReverCycle dans le cadre de ce travail est le R134a. Il s'agit d'un fluide qui va disparaître à cause des nouvelles normes sur les fluides frigorigènes utilisés dans les voitures, mais ce fluide est le fluide utilisé dans la preuve de concept de ReverCycle qui sera décrite dans le prochain chapitre. Dans le but de pouvoir faciliter la comparaison des résultats des simulations avec ceux issus de l'expérimentation il a été préféré de garder le R134a comme fluide de travail. Il s'agit d'un choix initial, le R1234yf sera probablement le choix final. Une modeste variation des résultats est attendue vu que les propriétés thermodynamiques des deux fluides sont très similaires. Une fois le fluide frigorigène choisi, il est possible d'attaquer le dimensionnement des deux modes de fonctionnement : MAC et ORC.

Le dimensionnement d'un système de climatisation automobile adapté pour un véhicule de segment moyen a déjà été abordé dans le premier chapitre. Le dimensionnement d'un système ORC sur un point stabilisé à 120 km/h également. Un compresseur scroll automobile est transformé en machine réversible compresseur/turbine. Le BVR est assumé égal à 2.

Grâce à cette hypothèse il est possible d'optimiser le cycle thermodynamique et de retrouver les dimensions des échangeurs en utilisant la librairie TIL de Tlk. La géométrie des échangeurs est résumée dans le Tableau 13. Les condenseurs et l'évaporateur sont des échangeurs micro-canaux, le bouilleur est un échangeur à plaques.

**Tableau 13 : Géométrie des échangeurs du système MAC et ORC**

Composant	Géométrie	
<b>MAC Evaporateur</b>	Hauteur	263 mm
	Longueur	129 mm
	Profondeur	50 mm
	HTA	2,7 m <sup>2</sup>
	Masse	1,16 kg
<b>MAC Condenseur</b>	Hauteur	390 mm
	Longueur	610 mm
	Profondeur	20 mm
	HTA	6,6 m <sup>2</sup>
	Masse	2,15 kg
<b>ORC Bouilleur</b>	Hauteur	287 mm
	Longueur	117 mm
	Profondeur	120 mm
	HTA	2,8 m <sup>2</sup>
	Masse	7,1 kg
<b>ORC Condenseur</b>	Hauteur	450 mm
	Longueur	620 mm
	Profondeur	22 mm
	HTA	9,3 m <sup>2</sup>
	Masse	2,3 kg

La géométrie du condenseur du MAC et celle du condenseur de l'ORC sont similaires. La dimension du condenseur ORC reste dans le standard automobile : il est en effet possible de trouver un condenseur automobile de cette taille sur les catalogues. La géométrie du condenseur ORC est sélectionnée comme celle de référence pour ReverCycle MAC/ORC.

### **2.1.2.2 Sélection du compresseur/turbine**

Une fois la géométrie des échangeurs déterminée, il est possible de se focaliser sur la sélection du compresseur/turbine et sur le dimensionnement d'une pompe volumétrique pour le mode ORC.

Le compresseur/turbine est un compresseur scroll automobile converti en machine réversible. Le dimensionnement du compresseur scroll du système de climatisation du véhicule dans le premier chapitre a donné comme résultat une cylindrée de 78 cc. En regardant dans le catalogue des compresseurs scroll automobile SANDEN, cette valeur de cylindrée se trouve entre le compresseur SANDEN TRSA05 avec une cylindrée de 53,9 cc et le SANDEN TRSA09 avec une cylindrée de 85,7 cc.

---

Dans le cas du dimensionnement d'un système de climatisation simple, le choix se porterait sur le SANDEN TRSA09. Un surdimensionnement garantit un meilleur confort.

Dans le cas du dimensionnement de ReverCycle le choix doit prendre en compte les performances en mode turbine.

Avant de pouvoir simuler le comportement en mode turbine, il est nécessaire de définir la cylindrée de la pompe. Cette dernière est calculée en imposant arbitrairement un rapport unitaire de vitesse entre le régime moteur égal à 2500 rpm et la pompe. La cylindrée de la pompe est donc de 1,5 cc.

Dans le cas de la turbine, la cylindrée est connue, mais le rapport d'entraînement reste à déterminer. Pour le compresseur TRSA05 ce rapport est de 0,4, tandis que pour le compresseur TRSA09 ce rapport est de 0,2. Le rendement volumétrique en mode turbine est assumé identique à celui en mode compresseur (85%).

Il est donc maintenant possible de tester les deux compresseurs en mode turbine sur un cycle de conduite WLTC. La température d'initialisation du système de refroidissement moteur est assumée être égale à 85°C. Le moteur est donc déjà à sa température de fonctionnement idéal.

Les paramètres du modèle de (Lemort *et al.*, 2009) pour la turbine TRSA05 sont résumés dans le Tableau 14. Ils ont été calibrés sur les données expérimentales présentées dans le prochain chapitre. La Figure 76 montre les résultats de la validation. Les paramètres du modèle pour le bouilleur, le condenseur et la pompe sont résumés dans le Tableau 16. La valeur nominale des coefficients d'échange a été ajustée sur les données expérimentales présentées dans le prochain chapitre.

Les paramètres du modèle de Lemort pour la turbine TRSA09 sont résumés dans le Tableau 15, ils sont repris du travail de (Twomey, Jacobs and Gurgenci, 2013) sauf pour le rendement mécanique qui est imposé égal à 98% comme dans le cas de la turbine TRSA05.

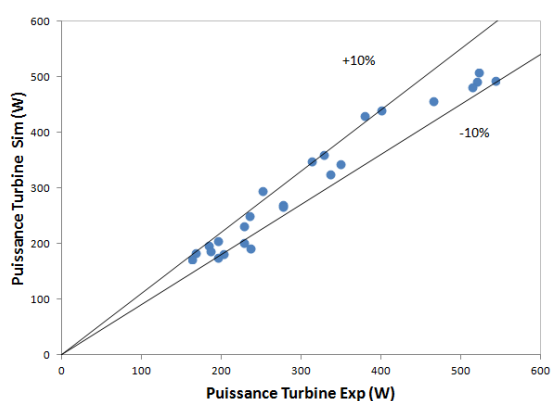
**Tableau 14 : Paramètres du modèle de la turbine Sanden TRSA05**

<b>Turbine SANDEN TRSA05</b>	
BVR	1,9
AU <sub>amb</sub>	0,3 W/K
AU <sub>su</sub>	23 W/K
AU <sub>ex</sub>	0,1 W/K
A <sub>leak</sub>	1,6 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup>
d <sub>su</sub>	6,47 10 <sup>-3</sup> m
η <sub>mech</sub>	98 %
η <sub>trans</sub>	90 %

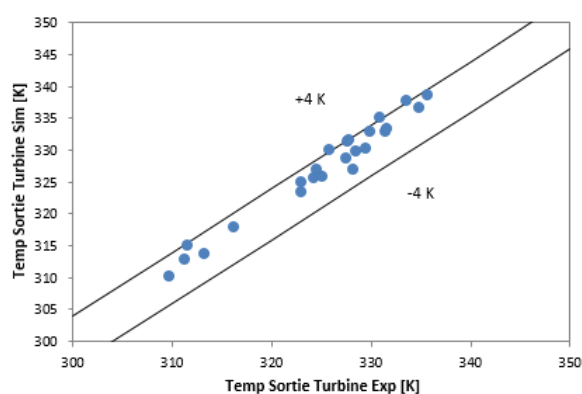


**Tableau 15 : Paramètres du modèle de la turbine Sanden TRSA09**

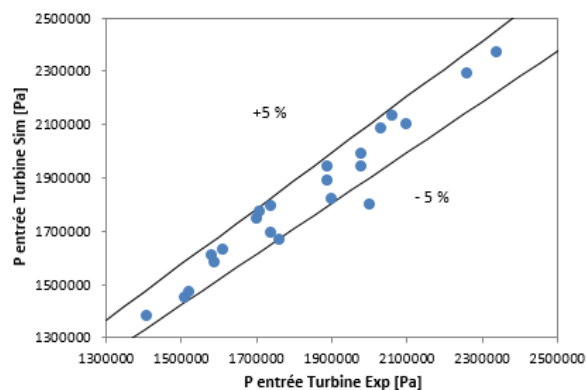
Turbine SANDEN TRSA09	
BVR	1,57
$AU_{amb}$	0,5 W/K
$AU_{su}$	35 W/K
$AU_{ex}$	0,1 W/K
$A_{leak}$	$4,04 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$
$d_{su}$	$7,98 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
$\eta_{mech}$	98 %
$\eta_{trans}$	90 %



(a)



(b)



(c)

**Figure 76 : Validation du modèle de la turbine SANDEN TRSA05 pour différentes vitesses de rotation (250-1000 rpm)**

Les deux turbines sont comparées sur un cycle WLTC pour une température ambiante de 20°C. Le résultat est montré dans la Figure 78. La turbine TRSA05 est bien plus performante que la turbine TRSA09. Cet avantage est lié au BVR plus élevé de la turbine TRSA05 qui s'adapte mieux aux conditions opératoires.

Le choix de la turbine TRSA05 comporte un autre avantage considérable lié à sa cylindrée. Sa vitesse de rotation est plus élevée. (T. Yanagisawa.M. Fukuta, Y. Ogi, 2001) ont observé que le rendement de la machine scroll se dégrade à faible vitesse à cause des fuites. En effet, les spirales de la machine ont besoin d'une vitesse minimale pour permettre l'étanchéité entre les différentes chambres. C'est pourquoi, des faibles vitesses comme celles de la machine TRSA09 (Figure 79) produiraient des fuites beaucoup plus importantes que celles prévues par la simulation. Dans la simulation la surface qui décrit les fuites ne dépend pas de la vitesse, ce phénomène n'est donc pas pris en compte par le modèle.

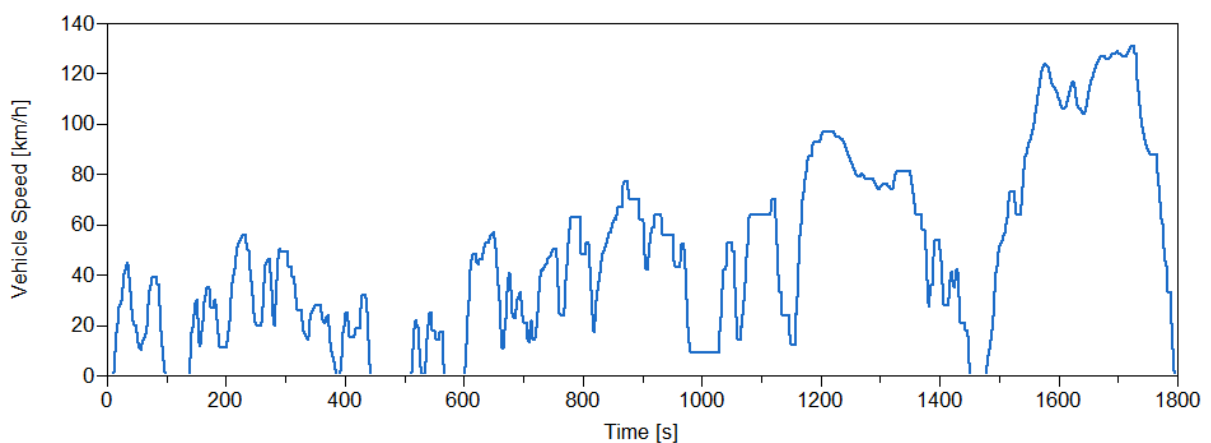


Figure 77 : Profil de vitesse cycle WLTC

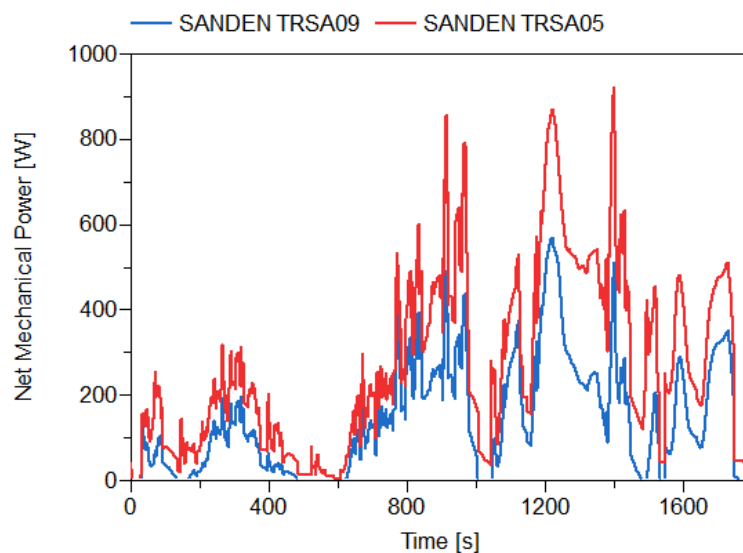


Figure 78 : Comparaison de la puissance mécanique nette récupérée entre la turbine TRSA05 et la turbine TRSA09

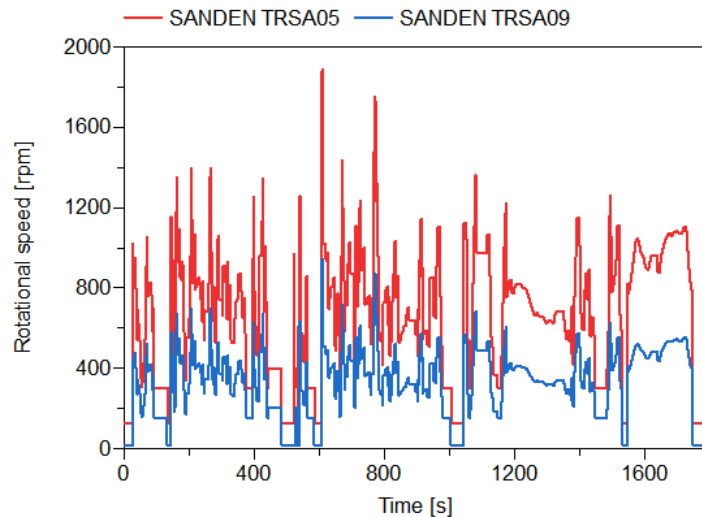


Figure 79 : Comparaison de la vitesse de rotation entre la turbine TRSA05 et la turbine TRSA09

Tableau 16 : Paramètres du modèle de simulation pour l'ORC

Composant	Paramètre	
Bouilleur	$U_{l,nom}$	200 W/m <sup>2</sup> /K
	$U_{tp,nom}$	4000 W/m <sup>2</sup> /K
	$U_{v,nom}$	70 W/m <sup>2</sup> /K
	$HTA_{ref}$	1,4 m <sup>2</sup>
	$HTA_{liq}$	1,4 m <sup>2</sup>
	$U_{liq,nom}$	4000 W/m <sup>2</sup> /K
	$\dot{m}_{ref,nom}$	0,06 kg/s
	$\dot{m}_{liq,nom}$	0,66 kg/s
Condenseur	$U_{v,nom}$	75 W/m <sup>2</sup> /K
	$U_{tp,nom}$	4000 W/m <sup>2</sup> /K
	$U_{l,nom}$	500 W/m <sup>2</sup> /K
	$HTA_{ref}$	0,6 m <sup>2</sup>
	$HTA_{air}$	8,7 m <sup>2</sup>
	$U_{air,nom}$	150 W/m <sup>2</sup> /K
	$\dot{m}_{ref,nom}$	0,06 kg/s
	$\dot{m}_{air,nom}$	0,8 kg/s
Pompe	$\eta_{is}$	70%
	$\eta_{mech}$	90%

Le choix d'une puissance chaude plus importante, lors du dimensionnement, permettrait d'augmenter le débit masse du fluide frigorigène dans l'ORC et par conséquent la vitesse de la turbine. Le point de dimensionnement sur autoroute à 120 km/h est déjà un point avec une puissance disponible au bouilleur importante (13 kW) et, dans les conditions opératoires réelles d'une voiture, les points de fonctionnement avec une puissance chaude plus élevée que 13 kW ne sont pas très courants. La turbine TRSA09 ne pourra donc pas être utilisée. Le compresseur SANDEN TRSA05 est donc sélectionné comme machine réversible.

En mode compresseur, le SANDEN TRSA05 est sous-dimensionné par rapport à un besoin de 6 kW. Le compresseur peut satisfaire un besoin de 4,2 kW avec un rapport d'entraînement standard de 1,4. Pour pallier sa cylindrée réduite, le rapport d'entraînement peut être augmenté de 1,4 à 2. Ce

changement du rapport d'entraînement implique une possible perte de performance et le risque de dépasser les limites du dimensionnement mécanique du compresseur.

Une autre solution possible est le recours à un compresseur/turbine électrique détaché du régime de rotation du moteur. Le dimensionnement d'une machine scroll optimale pour les deux applications pourrait aussi être une option.

Dans le cadre de cette analyse il a été décidé de poursuivre l'analyse avec le compresseur SANDEN TRSA05.

### 2.1.2.3 Choix des rapports d'entraînement optimaux

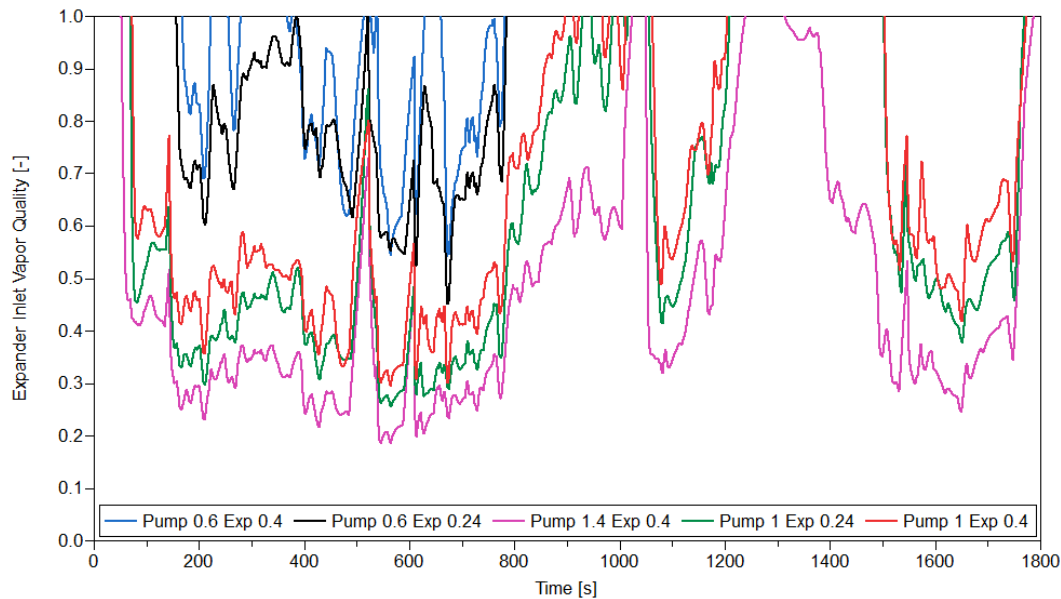
Le rapport d'entraînement unitaire pour la pompe et de 0,4 pour la turbine a été calculé à partir d'un point stabilisé. Il est possible que ces rapports d'entraînement ne soient pas optimaux pour un fonctionnement transitoire sur un cycle de conduite. Il a donc été décidé d'appliquer une variation positive et négative égale à 40% de la valeur nominale des deux rapports d'entraînement. Une matrice de neuf points est donc créée. Une simulation de cycle WLTC est lancée pour chaque point de la matrice. Le rendement moyen de l'ORC est calculé grâce à la formule :

$$\bar{\eta}_{cycle} = \frac{\int W_{net}}{\int \dot{Q}_{source}} \quad (52)$$

La température ambiante est fixée à 20°C. La température initiale du circuit de refroidissement moteur est fixée à 85°C. Les résultats du Tableau 17 montrent que le meilleur choix des rapports de vitesse est celui du point nominal. Il est par contre nécessaire de s'intéresser au titre vapeur à l'admission de la turbine. L'évolution du titre de vapeur pour plusieurs couples de rapport de vitesse est montrée dans la Figure 80. La turbine scroll est capable de gérer la présence de liquide, mais dans le cas d'un rapport d'entraînement pour la pompe supérieur à 0,6, la détente dans la turbine est pour la majorité du temps diphasique avec des faibles titres vapeur. Le modèle semi-empirique de la turbine ne tient pas compte de la chute de performance liée à ce type de détente et, de plus, ce fonctionnement n'est pas envisageable sur une longue durée. Pour cette raison, un rapport d'entraînement de 0,6 est choisi pour la pompe.

**Tableau 17 : Rendement moyen de l'ORC pour différents rapports de vitesse**

	Pompe/Moteur 0,6	Pompe/Moteur 1	Pompe/Moteur 1,4
Turbine/Moteur 0,24	4,2 %	4,8 %	4,1 %
Turbine/Moteur 0,4	2,5%	5 %	4,8 %
Turbine/Moteur 0,56	2 %	3,9 %	4,2%



**Figure 80 : Evolution du titre vapeur à l'admission de la turbine pour différents rapports de vitesse**

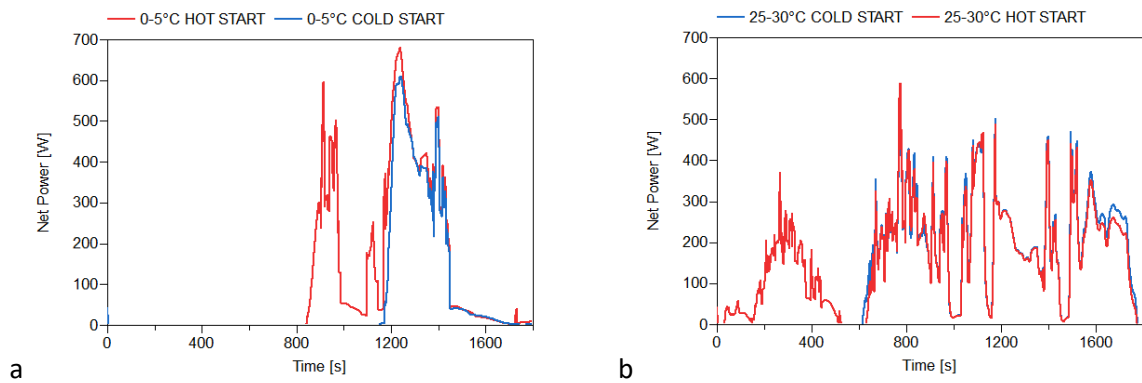
La baisse du rapport d'entraînement à une valeur de 0,24 produirait une nette amélioration des performances par rapport à un rapport de 0,4. Malgré cet aspect, il a été préféré de garder le rapport de 0,4 pour maintenir la vitesse de rotation de la machine à des vitesses plus élevées en évitant les problèmes de fuites.

#### **2.1.2.4 Calcul du gain en consommation pour ReverCycle MAC/ORC**

Il est maintenant possible de calculer le gain de ReverCycle MAC/ORC. Le cycle de conduite de référence est toujours le WLTC. Les paramètres sont la température initiale du circuit de refroidissement moteur et la température ambiante. La température du circuit de refroidissement peut être initialisée à la température ambiante (démarrage à froid) ou à 85°C (démarrage à chaud). La fourchette de température ambiante sélectionnée est entre 0°C et 30°C. Il est supposé qu'en dessous de 0°C la chaleur fatale du liquide de refroidissement est entièrement utilisée par l'aérotherme pour le réchauffement de l'habitacle. Pour une température supérieure à 30°C le système de climatisation sera toujours activé.

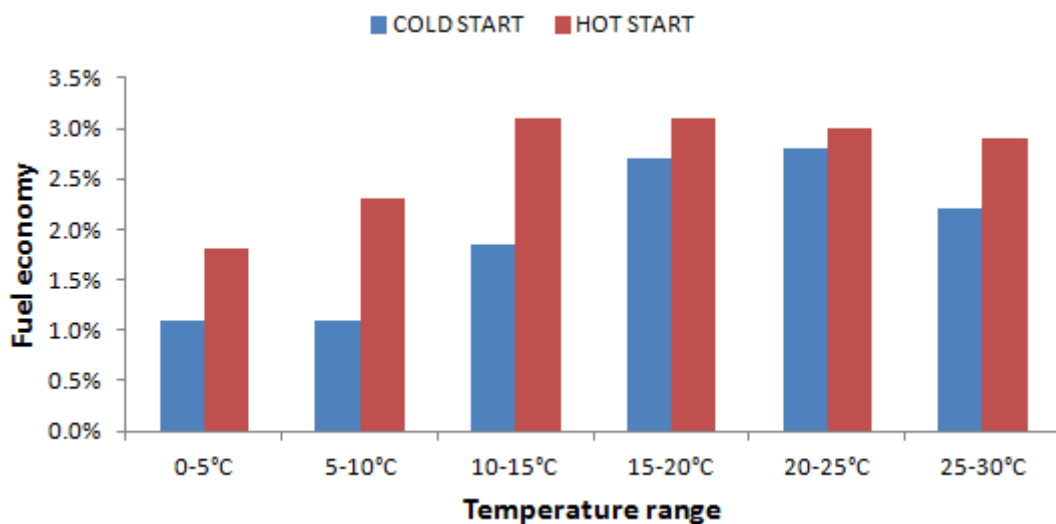
L'intervalle de température est ensuite divisé en six sous-intervalles de 5 K et pour chaque sous-intervalle une température moyenne est définie. Un cycle WLTC est simulé pour chaque température moyenne avec deux différentes initialisations : démarrage à froid et démarrage à chaud.

La puissance mécanique nette récupérée est estimée grâce au modèle global du véhicule avec l'ORC embarqué, voir Figure 81. Le couple net appliqué à l'arbre moteur par la courroie de la turbine est calculé à partir de la puissance mécanique nette. Le nouveau couple moteur est donc recalculé et l'économie de combustible est estimée à partir de la cartographie du moteur.



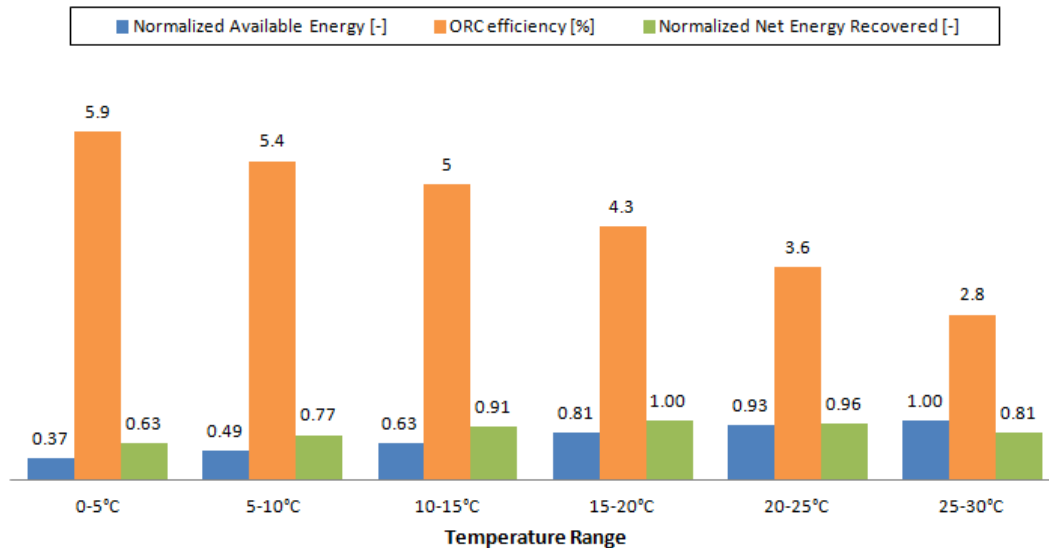
**Figure 81 : Puissance mécanique nette produite par ReverCycle pour un intervalle de température de 0-5°C (a) et 25-30°C (b)**

Les gains en consommation pour chaque plage de température sont présentés dans la Figure 82.



**Figure 82 : Gain en consommation de ReverCycle mécanique en mode ORC pour différents intervalles de température**

L'analyse de la Figure 82 permet d'identifier un pic de gain en consommation dans la plage 15-20°C pour un démarrage chaud et un pic dans la plage 20-25°C pour le démarrage froid. Ces pics sont liés à deux effets opposés : la baisse du rendement du cycle ORC avec l'augmentation de la température ambiante contre l'augmentation de l'énergie disponible pour la récupération de chaleur. Ces deux effets opposés sont illustrés, pour le cas du démarrage chaud dans la Figure 83. Il est rappelé que la relation entre la puissance nette et le gain en consommation n'est pas linéaire. Le même couple appliqué au moteur à deux différents points de fonctionnement peut donner deux gains très différents. Ceci explique la différence entre l'évolution de la puissance nette, dans la Figure 83, et le gain en consommation dans la Figure 82.



**Figure 83 : Influence de la température sur l'énergie disponible et sur le rendement de récupération de ReverCycle en mode ORC pour un démarrage à chaud**

Chaque simulation est ensuite pondérée par son occurrence annuelle et par le taux d'activation de l'ORC (le complémentaire du taux d'activation du MAC calculé dans le chapitre précédent). Les résultats pour différents climats sont présentés dans le Tableau 19.

La cylindrée du compresseur SANDEN TRSA05 ne permet pas de satisfaire le besoin de climatisation requis par un véhicule de segment moyen. L'augmentation du rapport d'entraînement entre le régime de rotation du moteur et la vitesse de rotation du compresseur est une possible solution. Le rapport d'entraînement doit passer de 1,4 à 2 pour respecter le besoin de 6 kW. Ce changement implique des points de fonctionnement différents pour le compresseur et par conséquent des rendements isentropiques et volumétriques différents.

Ce changement est pris en compte dans cette analyse. Les rendements du compresseur sont modélisés à partir des courbes fournies par SANDEN (Sanden, 2019). Une relation polynomiale est identifiée entre le rendement et le régime de rotation dans l'équation (53). A cause de l'absence de données sur plusieurs rapports de compression, il est assumé que cette relation soit valide pour les différents rapports de compression testés (5, 4,9, 4,7). Le rapport de compression des données utilisées pour la corrélation est 6.

$$\eta = a \omega^5 + b \omega^4 + c \omega^3 + d \omega^2 + e \omega + f \quad (53)$$

Les coefficients de l'équation (53) pour le rendement volumétrique du compresseur sont :  $a = -1,136 \cdot 10^{-19}$ ,  $b = 3,167 \cdot 10^{-15}$ ,  $c = -3,217 \cdot 10^{-11}$ ,  $d = -3,217 \cdot 10^{-11}$ ,  $e = -2,927 \cdot 10^{-4}$ ,  $f = 1,117$ .

Les coefficients de l'équation (53) pour le rendement isentropique du compresseur sont :  $a = -5,872 \cdot 10^{-20}$ ,  $b = -5,872 \cdot 10^{-20}$ ,  $c = -1,108 \cdot 10^{-11}$ ,  $d = 2,457 \cdot 10^{-8}$ ,  $e = 1,772 \cdot 10^{-5}$ ,  $f = 6,058 \cdot 10^{-1}$ .

Un cycle WLTC en mode climatisation est lancé pour chaque plage de température. Les rendements (volumétrique et isentropique) sont calculés en imposant un rapport de vitesse avec le régime moteur de 1,4 et de 2. La surconsommation liée au changement du rapport d'entraînement est

calculée en considérant la différence de consommation du moteur entre le cas d'appel de puissance mécanique calculée avec les rendements pour un rapport d'entraînement de 1,4 et l'appel de puissance mécanique calculée avec les rendements pour un rapport d'entraînement de 2. Les points de fonctionnement du compresseur pour les différentes plages de températures sont résumés dans le Tableau 18.

**Tableau 18 : Points de fonctionnement du compresseur selon les différentes plages de températures**

Température ambiante	Pression Condenseur	Pression Evaporateur	Surchauffe évaporateur
> 30°C	19,8 bar	4 bar	5 K
25-30°C	17 bar	3,5 bar	5 K
< 25°C	14 bar	3 bar	5 K

L'impact du changement de la vitesse de rotation est pris en compte dans les résultats du Tableau 19. L'ordre de grandeur est de 0,05%, ce qui est très modeste.

**Tableau 19 : Gain en consommation de ReverCycle mécanique MAC/ORC pour différentes régions climatiques**

Ville	Démarrage Chaud	Démarrage Froid
	Gain	Gain
Paris	2%	1,3%
Moscou	1,65%	1,05%
Valencia	1,68%	1,22%
Brasilia	1,13%	1%

Paris offre les meilleures conditions climatiques pour ReverCycle MAC/ORC parmi les différentes zones climatiques analysées. ReverCycle MAC/ORC perd 25% du potentiel de récupération à cause de l'activation du système de climatisation qui empêche l'activation du mode ORC. Cette perte augmente dans le cas des villes de Valencia et Brasilia à 43% et 58% respectivement.

#### **2.1.2.5 Calcul du gain en consommation pour ReverCycle MAC/ORC/ERC**

La perte de potentiel de récupération à cause de l'activation du système de climatisation peut être limitée grâce au troisième mode de fonctionnement : l'ERC. La même analyse du paragraphe précédent est répétée pour ReverCycle MAC/ORC/ERC. Le dimensionnement des échangeurs et de la pompe de ReverCycle MAC/ORC/ERC est le même que celui de ReverCycle MAC/ORC.

Le mode ERC doit permettre la production d'air froid pour l'habitacle du véhicule. Dans le chapitre précédent, il a été montré que le cycle de réfrigération à éjecteur avec le R134a comme fluide de travail peut satisfaire des besoins en froid inférieurs à 1 kW pour une température ambiante

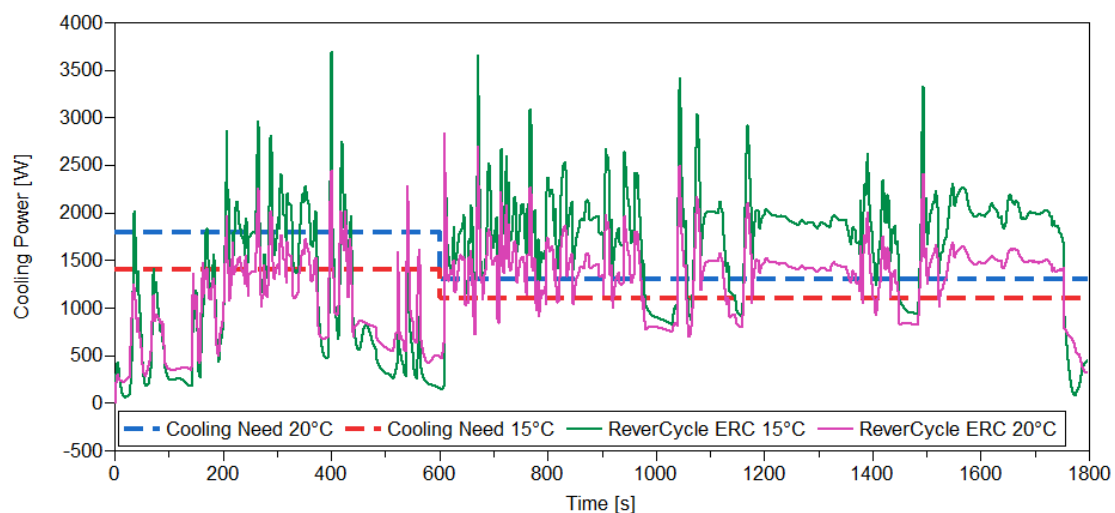


inférieure à 25°C. Cela implique que l'analyse du mode ERC en mode dynamique considère uniquement les plages de température inférieures à 25°C. Le besoin en froid du véhicule est déterminé à partir des travaux de (Mansour *et al.*, 2018). Le besoin en froid sur un cycle WLTC est divisé en deux phases : la première est dynamique et il s'agit de ramener la température de l'habitacle aux conditions de confort (mode convergence), la deuxième est stationnaire et il s'agit de maintenir la condition de confort dans l'habitacle. Ces besoins sont résumés dans le Tableau 20.

**Tableau 20 : Besoins de froid pour un véhicule de segment moyen**

Température	Puissance Phase I	Durée Phase I	Puissance Phase II	Durée Phase II
25°C	2,1 kW	10 min	1,6 kW	20 min
20°C	1,8 kW	10 min	1,3 kW	20 min
15°C	1,4 kW	10 min	1,1 kW	20 min

Le mode ERC doit donc arriver à satisfaire ce profil de puissance. Les conditions initiales du bloc moteur vont lourdement impacter les performances de l'ERC. En effet, si le moteur est froid, le système ERC ne pourra pas récupérer ses rejets thermiques pour une longue partie du cycle et le besoin en froid ne peut donc être assuré. L'analyse est donc restreinte au démarrage chaud du moteur. Avec l'hypothèse d'une disponibilité immédiate des rejets thermiques, ReverCycle en mode ERC arrive à satisfaire le besoin de climatisation uniquement pour la deuxième phase (le maintien en température) et pour une température ambiante égale ou inférieure à 20°C. Pendant la phase de convergence, le besoin de froid est maximal, mais l'apport en énergie de la source chaude est faible. Il n'est donc pas possible pour l'ERC de produire sur les 10 minutes de la phase de convergence une quantité suffisante de puissance froide. Les résultats pour des températures de l'environnement de 20°C et 15°C sont montrés dans la Figure 84.



**Figure 84 : Evolution sur un cycle WLTC de la puissance froide produite par ReverCycle mode ERC pour une température ambiante de 20°C et de 15°C**

---

Le besoin en froid de la cabine est respecté si la valeur de l'intégrale de la courbe de puissance froide (l'énergie) produite par le mode ERC de ReverCycle est supérieure à la valeur de l'intégrale de la courbe (l'énergie) du Tableau 20.

Le gain en consommation pour un cycle WLTC avec une température ambiante de 20°C est de 1,32 %, tandis que pour une température ambiante de 15°C le gain est de 1,33%. Grâce à la présence du mode ERC le gain en consommation de ReverCycle MAC/ORC/ERC, voir Tableau 21, est plus important que celui de ReverCycle MAC/ORC.

**Tableau 21 : Gain en consommation de ReverCycle mécanique MAC/ORC/ERC ORC pour différentes régions climatiques**

Ville	Démarrage Chaud
	Gain
Paris	2,1%
Moscou	1,75%
Valencia	1,78%
Brasilia	1,15%

#### **2.1.2.6 Etude de sensibilité aux surfaces des échangeurs**

Dans le cadre de cette étude, la machine scroll réversible est choisie parmi les compresseurs automobiles. La machine SANDEN TRSA05 a été sélectionnée comme étant le meilleur compromis entre le dimensionnement en mode compresseur et le dimensionnement en mode turbine.

Le dimensionnement de la cylindrée de la pompe est lié à celui de la turbine car les deux doivent traiter le même débit massique. Il est possible de conclure qu'une fois que le choix de la machine réversible est fait celui de la pompe suit.

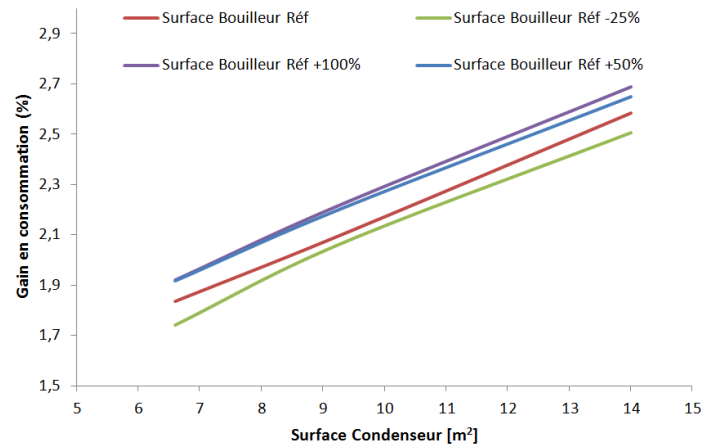
Le dimensionnement de ces deux composants a été fixé sur un point de fonctionnement stabilisé puis le rapport d'entraînement des deux composants par rapport au régime moteur a été optimisé sur un cycle de conduite dynamique.

Le dimensionnement des échangeurs a été fixé à partir d'un point stabilisé. Il est donc intéressant de voir si d'autres combinaisons de géométrie des échangeurs pourraient avoir une meilleure performance sur le cycle WLTC.

Une étude de sensibilité a été donc effectuée sur la surface d'échange du condenseur et du bouilleur. Les résultats pour la région climatique de Paris sont résumés dans la Figure 85. Un ensemble de 20 combinaisons différentes d'échangeurs a été testé. Le graphique montre que les performances de ReverCycle sont bien plus sensibles à l'augmentation de la surface d'échange du condenseur plutôt qu'à celle du bouilleur.

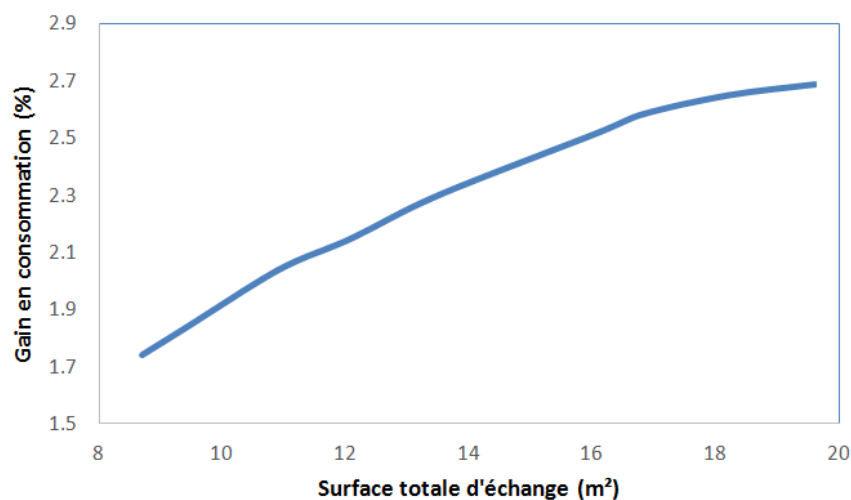
La surface du bouilleur a une limite inférieure liée au titre en vapeur à sa sortie. Une surface d'échange du bouilleur inférieure à 75% de celle de référence, calculée sur le point stabilisé à 120 km/h, produirait une chute trop importante du titre en vapeur à sa sortie. Il existe également une limite pour le condenseur. La surface d'échange du condenseur ne peut pas être inférieure à celle du

condenseur du système de climatisation standard du véhicule. Les performances du système MAC seraient impactées par cette réduction des dimensions de l'échangeur. L'augmentation de la surface génère aussi une augmentation de l'encombrement, le choix du dimensionnement optimal dépend donc du constructeur. Les objectifs en termes de performances doivent faire face aux contraintes sur l'espace disponible et sur le coût du système.



**Figure 85 : Sensibilité du gain en consommation de ReverCycle mécanique aux surfaces d'échange du condenseur et du bouilleur dans le cas du climat de la ville de Paris**

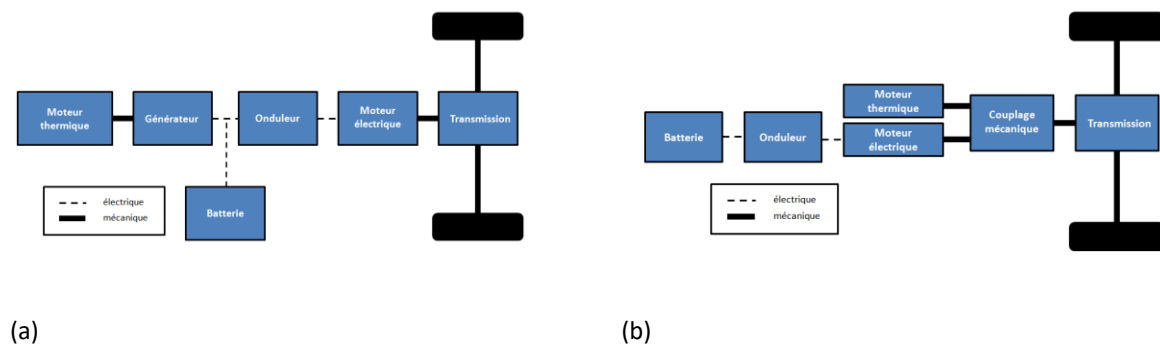
Il existe des modèles permettant d'estimer les coûts des ORC embarqués, voir par exemple (Guillaume, 2017), mais ces modèles ne sont pas très fiables (Lemmens, 2016). De plus il s'agit d'un domaine où la confidentialité des données est très importante. Il devient donc compliqué d'obtenir des informations. Dans le cadre de ce travail, il a donc été préféré de se limiter à un front de Pareto, voir Figure 86, entre la surface d'échange totale des échangeurs et le gain en consommation.



**Figure 86 : Front de Pareto entre la surface totale d'échange et le gain en consommation pour ReverCycle mécanique dans le cas du climat de la ville de Paris avec démarrage à chaud**

## 2.2 Voiture hybride

Les contraintes des organismes régulateurs sur les émissions ont poussé les constructeurs automobiles vers l'électrification partielle et totale du groupe motopropulseur. Le développement de voiture hybride ou électrique est en plein essor. Les voitures hybrides sont vues comme un élément de transition entre les voitures conventionnelles à essence ou diesel et les voitures électriques. En effet, elles combinent la présence d'un moteur à essence ou diesel avec un moteur électrique. Il existe plusieurs moyens d'interaction entre les deux moteurs et les deux grandes familles d'architectures sont celles en série et celles en parallèle (Figure 87).



**Figure 87 : Architecture hybride série (a) et parallèle (b)**

La configuration en série prévoit que la propulsion du véhicule soit opérée uniquement par le moteur électrique. Le moteur thermique est utilisé pour recharger la batterie ou pour fournir directement de l'électricité au moteur électrique. Cette configuration a l'avantage de la simplicité car le moteur thermique peut travailler sur un point stabilisé et optimisé grâce au découplage mécanique avec les roues. Son contrôle devient simple. En outre, le système de transmission classique du moteur est absent et le moteur peut être donc placé facilement dans le véhicule. Les désavantages de l'architecture série sont une chaîne de transmission de l'énergie plus longue et le besoin de dimensionner les deux moteurs, électrique et thermique, pour la puissance maximale requise par le véhicule. Dans un véhicule série, le moteur thermique produit de l'énergie mécanique qui est ensuite transformée en électricité par un générateur. Cette énergie doit ensuite être transformée par un onduleur et envoyée au moteur électrique qui la convertit à nouveau en mécanique.

Dans une architecture parallèle, le moteur thermique transmet directement son énergie mécanique aux roues et grâce à la possibilité de travailler en parallèle avec le moteur électrique. Il peut avoir une taille plus réduite par rapport à celui de la configuration série. Les voitures hybrides parallèles ont du coup, un rendement plus élevé par rapport aux voitures hybrides série, par contre le degré de complexité est bien plus élevé.

Les architectures série ou parallèle ne sont pas les seules possibles, il est possible de développer des architectures hybrides entre les deux. Mais il devient clair que l'architecture série est plus adaptée

pour le couplage avec un système de récupération de chaleur. En premier lieu, le moteur peut être placé plus facilement dans le véhicule et ce degré de liberté facilite énormément la création d'espace pour l'insertion d'un système de récupération de chaleur. Un autre point très intéressant est la possibilité de faire travailler le moteur sur un point de fonctionnement stabilisé. Par conséquent, la source de chaleur de l'ORC devient stable. Il est donc également possible d'optimiser plus facilement le fonctionnement du système de récupération de chaleur. Enfin, le moteur d'une configuration série aura une taille importante et des rejets thermiques importants. Un petit moteur risquerait de ne pas produire assez de rejets pour justifier un système de récupération de chaleur.

Dans ce sous-chapitre nous allons donc analyser l'intégration de ReverCycle dans une voiture hybride série. ReverCycle pourra profiter d'une source (le liquide de refroidissement moteur) stable et de la possibilité d'électrifier la pompe et la machine scroll réversible. Il s'agit apparemment d'une condition bien plus favorable que dans le cas de l'intégration dans une voiture conventionnelle.

### 2.2.1 Modèle global de la voiture

Le modèle de véhicule utilisé est celui développé par (Bou Nader *et al.*, 2018). Ce modèle prévoit la présence de deux contrôleurs (Figure 88) : le premier contrôle le véhicule et le deuxième l'APU (Auxiliary Power Unit). L'APU est l'ensemble du moteur thermique et du système ReverCycle et des générateurs. Le contrôleur du véhicule se charge de respecter la demande du conducteur en termes de performance, il va donc gérer la traction et le freinage du véhicule. Le contrôleur APU regarde l'état de charge SOC (State Of Charge) de la batterie et décide d'activer ou non le moteur afin de garder l'état de charge dans la bonne plage de fonctionnement. Une gestion correcte de l'APU prévoit la minimisation d'une fonction de coût du combustible  $J$  défini de la façon suivante:

$$J = \min \left\{ \sum_{t=1}^N \dot{m}_f(SOC(t), \omega(t), \tau(t)) \times dt_s \right\} \quad (54)$$

Les deux variables de contrôle sont le régime moteur  $\omega(t)$  et le couple moteur  $\tau(t)$ . Le DP (Dynamic Programming) permet d'optimiser la stratégie de mise en route du moteur en gardant son fonctionnement, celui du générateur et celui de la batterie sur une plage de fonctionnement définie par l'utilisateur. Les contraintes à respecter sont les suivantes :

$$dt_s = 1 \text{ s} \quad (55)$$

$$SOC(t) \in [0,2, 0,9] \quad (56)$$

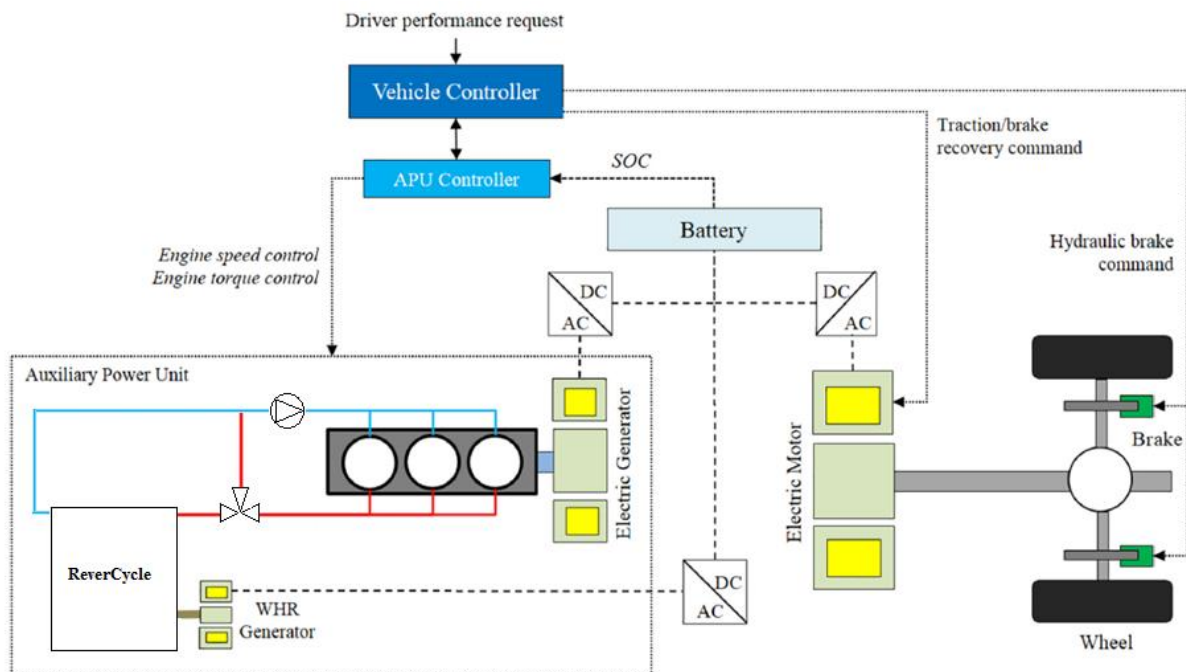
$$W_{b,min} \leq W_b \leq W_{b,max} \quad (57)$$

$$W_{moteur,min}(\omega_m(t)) \leq W_{moteur} \leq W_{moteur,max}(\omega_m(t)) \quad (58)$$

$$\omega_{moteur,min}(t) \leq \omega_{moteur}(t) \leq \omega_{moteur,max}(t) \quad (59)$$

$$W_{g,min}(\omega_{moteur}(t)) \leq W_g \leq W_{g,max}(\omega_{moteur}(t)) \quad (60)$$

$$\omega_{g,min}(t) \leq \omega_g(t) \leq \omega_{g,max}(t) \quad (61)$$



**Figure 88 : Schéma du modèle d'une voiture hybride série avec ReverCycle**

La configuration du véhicule et des contraintes utilisées sont résumées dans le Tableau 22.

La stratégie optimale pour améliorer le gain en consommation est celle d'allumer et d'éteindre en continu le moteur thermique afin d'obtenir la meilleure performance. Un nombre élevé de mises en route va, par contre, impacter l'usure du moteur. Un compromis est donc nécessaire entre l'optimisation du gain en combustible et la fréquence d'allumage du moteur. L'équation (54) doit donc être modifiée. Un facteur de pondération  $\lambda$  avec une valeur comprise entre 0 et 1 est introduit. Une valeur proche de 0 signifie qu'il est plus important de réduire le nombre de mises en route du moteur, une valeur proche de 1 signifie qu'il est plus important de maximiser l'économie de combustible. L'équation (54) devient :

$$J^* = \min \left\{ \sum_{k=0}^N \lambda \dot{m}_f + \sum_{k=0}^N (1 - \lambda) \frac{|s_{k+1} - s_k|}{2} \right\} \quad (62)$$

Où  $s_k$  est l'état du moteur au pas de temps considéré.

Le moteur du véhicule hybride est modélisé sous forme de cartographie. Le modèle de traction est très similaire à celui développé pour la voiture conventionnelle et n'a pas été validé à nouveau. Les rejets thermiques du moteur sont modélisés à l'aide d'une cartographie issue d'une campagne expérimentale. Pour un couple et un régime moteur donnés, il est possible de connaître la puissance rejetée par le système de refroidissement et la température et le débit du liquide de refroidissement à la sortie du moteur. Si le moteur ne fonctionne pas le chauffage du véhicule est assuré par une résistance électrique.

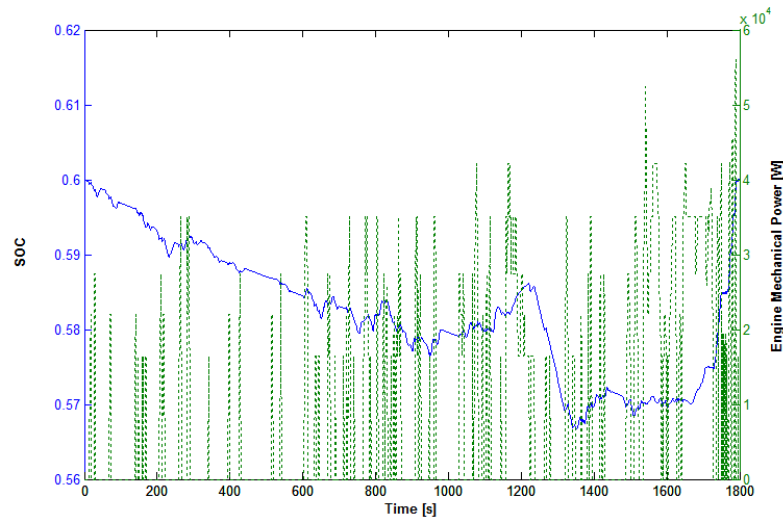
Le DP permet au moteur de travailler entre 1500 et 3500 rpm et entre 45% et 75% de charge du moteur. Cette plage de fonctionnement se traduit en 40 points de fonctionnement possibles sur la cartographie du moteur.

**Tableau 22 : Principales hypothèses du modèle de traction du véhicule hybride série**

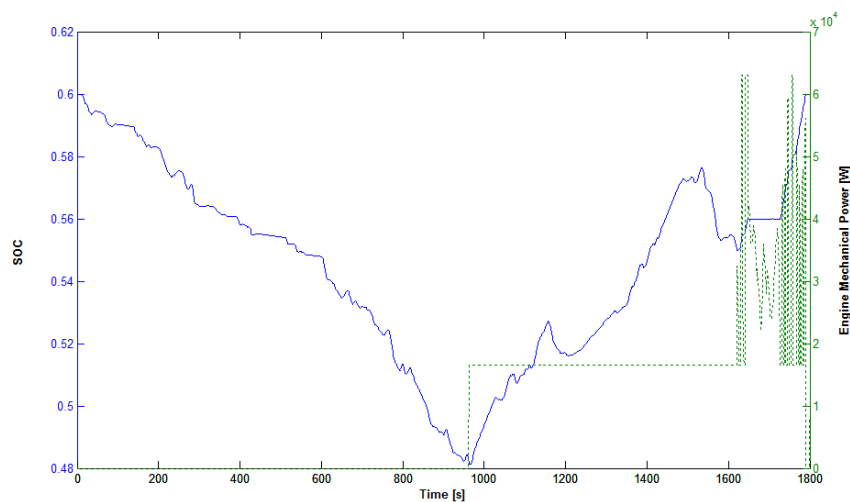
	<b>Symbole</b>	<b>Unité</b>	<b>Valeur</b>
Masse du véhicule	$m_{car}$	kg	1210
Masse de ReverCycle	$m_{ReverCycle}$	kg	6
Surface frontale	$A$	m <sup>2</sup>	2,17
Coefficient de traînée	$C_d$	-	0,29
Coefficient de friction des roues	$f_{roue}$	-	0,0106
Masse volumique de l'air	$\rho$	kg/ m <sup>3</sup>	1,205
Rayon des roues	$r_{roue}$	m	0,307
Consommation des auxiliaires	$W_{aux}$	W	750
Puissance maximale de la batterie	$W_{b,max}$	kW	80
Puissance minimale de la batterie	$W_{b,min}$	kW	-110
Capacité de la batterie	$C_b$	kWh	10
Masse de la batterie	$m_b$	kg	259
SOC de la batterie	$SOC$	-	0,6
Voltage de la batterie à circuit ouvert	$V_{oc}$	V	227
Résistance électrique de la batterie	$R_i$	Ohm	0,31
Puissance maximale du moteur	$W_{moteur,max}$	kW	63
Puissance minimale du moteur	$W_{moteur,min}$	kW	16,5
Vitesse maximale du moteur	$\omega_{moteur,max}$	RPM	3500
Vitesse minimale du moteur	$\omega_{moteur,min}$	RPM	1500
Efficacité maximale du moteur	$\eta_{moteur}$	-	35,8 %
Puissance maxi du générateur	$W_{g,max}$	kW	40
Puissance min du générateur	$W_{g,min}$	kW	40
Efficacité maximale du générateur	$\eta_g$	-	95 %
Efficacité du générateur de ReverCycle	$\eta_{g,ReverCycle}$	-	90 %
Puissance maximale du moteur électrique	$W_{e,max}$	kW	80
Efficacité maximale du moteur	$\eta_e$	-	93 %
Rapport de transmission	$k$	-	5,4
Efficacité de la transmission	$\eta_{tras}$	-	97 %
Masse totale du véhicule	$m_{totale}$	kg	1469
Pouvoir calorifique du combustible	$PCI$	MJ/kg	42,5

La simulation de référence pour le calcul du gain en consommation reste un cycle WLTC. La voiture hybride peut avoir deux stratégies de fonctionnement : la consommation de la charge de la batterie ou le maintien de la charge. Dans le cas de la simulation d'un seul cycle WLTC, le mode de consommation de la charge ne prévoit pas la mise en route du moteur. Le mode de maintien de la charge est alors choisi.

La différence entre un facteur de pondération  $\lambda$  avec une valeur de 1 ou 0 est montrée dans les Figures 88 et 89. Dans le premier cas, le DP prévoit 80 cycles de ON/OFF pour le moteur thermique, tandis que, dans le deuxième cas, une seule mise en route du moteur est prévue par l'algorithme. Le modèle de simulation est basé sur une cartographie et ne tient pas compte des dynamiques du moteur. Il n'y a donc aucune pénalité pour la mise en route du moteur. La simulation avec  $\lambda$  égal à 0 est donc plus représentative d'une condition de fonctionnement réelle. Le contrôle va privilégier la réduction des cycles ON/OFF, et la valeur 0 est donc choisie comme référence pour le calcul du gain de ReverCycle.



**Figure 89 : Simulation de la voiture hybride série sur un cycle WLTP avec  $\lambda = 1$   
(Température ambiante égale à 20°C)**



**Figure 90 : Simulation de la voiture hybride série sur un cycle WLTP avec  $\lambda = 0$   
(Température ambiante égale à 20°C)**



### 2.2.1.1 Modèle de ReverCycle

Pour estimer le gain en consommation de ReverCycle, le modèle du véhicule hybride doit être couplé avec le modèle de simulation de ReverCycle ORC et ERC réalisé sur Dymola.

Ce couplage est fait en réalisant une cartographie, équivalente à celle du moteur thermique de la voiture, sur 40 points de fonctionnement.

Cette cartographie affiche la puissance nette produite par ReverCycle. La puissance nette en mode ORC est la différence entre la puissance électrique générée par la turbine et la puissance électrique consommée par la pompe. La puissance nette en mode ERC est la différence entre la puissance électrique consommée par un système de climatisation standard et la puissance électrique de la pompe de ReverCycle en mode ERC. ReverCycle en mode MAC aura donc une puissance nette nulle. La configuration électrique de ReverCycle impose l'ajout d'un rendement électrique pour la génératrice de la turbine. Une valeur constante a été considérée. Sa valeur est montrée dans le Tableau 22.

La pompe doit également tenir compte des pertes électriques du moteur. La puissance électrique de la pompe est modélisée avec une corrélation linéaire avec la puissance hydraulique par l'équation :

$$W_{el,pompe} = W_{hydraulique} (1 + a) + W_0 \quad (63)$$

Les valeurs des deux paramètres empiriques,  $a$  et  $W_0$ , ont été calibrées sur les essais du prochain chapitre. Ses valeurs sont respectivement 0,165 et 36,17.

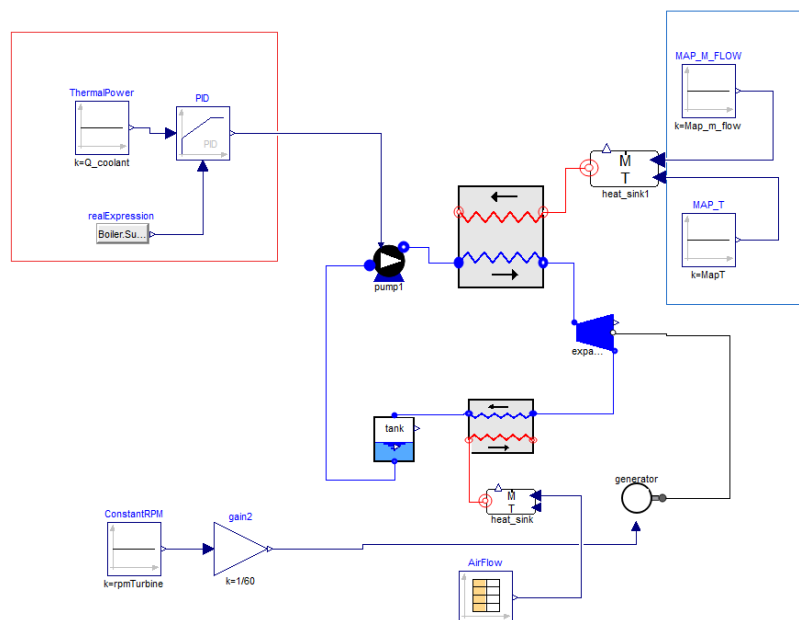


Figure 91 : Modèle Dymola de ReverCycle électrique en mode ORC

Les modèles de simulation de l'ORC et de l'ERC sont utilisés pour calculer pour chaque point de fonctionnement et pour chaque plage de température la puissance nette maximale de ReverCycle.

Les simulations sont effectuées sur un régime stabilisé du moteur où la température et le débit du liquide de refroidissement sont des constantes, voir dans le rectangle bleu de la Figure 91. Le débit et la température du liquide de refroidissement sont repris par des cartographies fournies par le Groupe PSA. Si en raison de la température ambiante, l'aérotherme fonctionne, la température du liquide de refroidissement et la puissance disponible sont ajustées selon les courbes de la Figure 61. Un PID sur la pompe permet d'imposer une égalité entre la puissance récupérée par le bouilleur et la puissance disponible sur le liquide de refroidissement, voir le carré rouge dans la Figure 91.

La vitesse de la turbine est un paramètre dans la simulation. Un plan factoriel dans la plage de vitesse de la turbine permet de trouver la vitesse qui optimise la puissance nette. La durée de la simulation est imposée égale à la durée de la mise en route moyenne du moteur à 850 s.

Dans le cas du mode ERC la même approche est utilisée. Une fois que le PID sur la pompe impose la puissance échangée au bouilleur, l'éjecteur va offrir sa meilleure performance. Une puissance trop importante au bouilleur pourrait saturer l'échange thermique au condenseur et limiter les performances en mode éjecteur. Si une puissance au bouilleur moins élevée produit une meilleure performance, ce point de fonctionnement devient la référence pour toutes les puissances supérieures avec la même température de sortie moteur.

Le schéma logique pour la construction de la cartographie de la puissance nette est montré dans la Figure 92.

La simulation annuelle est réalisée de la même façon que dans le cas du véhicule conventionnel. La plage de température ambiante sélectionnée est entre 0°C et 30 C. Il est supposé qu'en dessous de 0°C la chaleur fatale du liquide de refroidissement est entièrement utilisée par l'aérotherme pour le réchauffement de l'habitacle. Pour une température ambiante supérieure à 30°C, le système de climatisation sera toujours activé. L'intervalle de température est ensuite divisé en six sous-intervalles de 5 K et pour chaque sous-intervalle une température moyenne est définie.

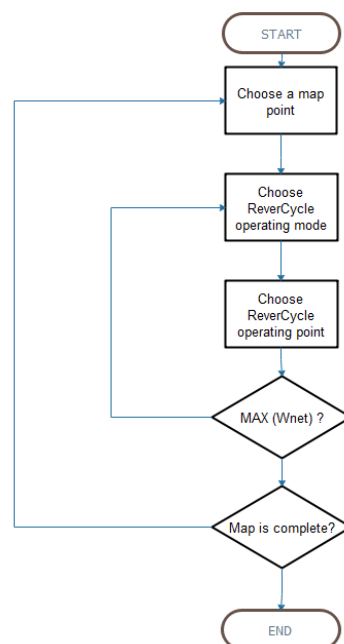


Figure 92 : Schéma logique pour le calcul de la cartographie de ReverCycle

Une cartographie de la puissance nette de ReverCycle est réalisée pour chaque température moyenne (Figure 93). La puissance nette électrique de ReverCycle est ajoutée directement à la puissance électrique générée par le moteur. Cet ajout de puissance permet d'améliorer le rendement du moteur et par conséquent la consommation.

		<b>Régime moteur</b>				
		1500	2000	2500	3000	3500
Charge moteur	105	496	592	760	871	972
	115	411	647	806	926	602
	124	526	551	574	574	606
	134	533	557	582	602	609
	143	535	557	591	604	611
	153	540	563	600	608	614
	162	545	569	602	611	617
	172	551	579	606	615	621

**Figure 93 : Exemple de la cartographie de la puissance nette (W) de ReverCycle électrique pour l'intervalle de température 25-30°C**

Ensuite, pour chaque intervalle de température, deux simulations du cycle WLTC sont lancées pour la voiture hybride série : une avec la cartographie de ReverCycle et l'autre sans la cartographie de ReverCycle. La différence permet de calculer le gain en consommation. Le gain est ensuite calculé en pondérant sur les occurrences des températures et sur les occurrences d'activation des différents modes opératoires (MAC, ORC, ERC).

La cartographie de ReverCycle doit aussi tenir compte, dans le cas de démarrage à froid, du temps nécessaire au système de refroidissement pour monter en température et se stabiliser sur le point de fonctionnement imposé par le régime et le couple moteur.

Ce temps de mise en chauffe est calculé de façon simplifiée en s'appuyant sur l'équation différentielle suivante :

$$\left( m_{\text{m\u00e9tal,moteur}} c_{p,\text{m\u00e9tal}} + m_{\text{liq}} c_{p,\text{liq}} \right) \frac{dT_{\text{moteur}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{pertes,liq}} \quad (64)$$

Dans ce cas, le terme  $\dot{Q}_{\text{pertes,liq}}$ , les rejets thermiques du moteur, provient d'une cartographie,  $m_{\text{m\u00e9tal,moteur}}$  est assum\u00e9 \u00e9gal \u00e0 100 kg,  $c_{p,\text{m\u00e9tal}}$  \u00e0 500 J/kg/K,  $m_{\text{liq}}$  \u00e0 5 kg,  $c_{p,\text{liq}}$  \u00e0 4180 J/kg/K.

Pendant la mise en chauffe ReverCycle ne peut pas \u00eatre utilis\u00e9 en mode ORC ou ERC.

Le besoin de chauffage est assur\u00e9 par une r\u00e9sistance \u00e9lectrique pendant les phases de roulage sans moteur thermique et par les rejets thermiques du moteur quand il est en route. Il est possible d'imaginer un quatri\u00e8me mode de fonctionnement de ReverCycle : le mode pompe \u00e0 chaleur. En

l'absence du moteur thermique, la pompe à chaleur pourrait fournir de la chaleur à l'habitacle avec une consommation moindre par rapport à une résistance électrique. Ce quatrième mode de fonctionnement n'est pas pris en compte dans le cadre de ce travail, mais il s'agit d'un sujet intéressant pour les perspectives.

### 2.2.2 Dimensionnement de ReverCycle

Dans le cadre de l'intégration de ReverCycle dans une voiture hybride série, il a été décidé d'électrifier la pompe et la machine scroll. Comme dans le cas de ReverCycle mécanique, la machine scroll doit être sélectionnée parmi les compresseurs automobiles disponibles sur le marché.

Pour cette application, la machine DENSO ES27 est sélectionnée. Il s'agit d'un compresseur avec une cylindrée de 27 cc et capable d'opérer à une vitesse comprise entre 1000 et 8600 rpm. Cette plage de vitesse lui permet de satisfaire les besoins de climatisation d'un véhicule de taille moyenne (6 kW). Il reste maintenant à contrôler son comportement en mode turbine. En l'absence de données expérimentales il a été décidé d'utiliser les données de la turbine SANDEN TRSA05 et d'y appliquer les lois de mise en échelle proposée par (Lemort, 2008). Le résultat de cette opération est montré dans le Tableau 23.

**Tableau 23 : Paramètres du modèle de la turbine DENSO ES27**

<b>Turbine SANDEN TRSA05</b>	
BVR	1,9
AU <sub>amb</sub>	0,2 W/K
AU <sub>su</sub>	14,5 W/K
AU <sub>ex</sub>	0,06 W/K
A <sub>leak</sub>	1,17 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup>
d <sub>su</sub>	5,14 10 <sup>-3</sup> m
η <sub>mech</sub>	98 %

Le dimensionnement des échangeurs et de la pompe de ReverCycle électrique est effectué sur le point de fonctionnement, résumé dans le Tableau 24, le plus récurrent dans le cycle WLTC (Figure 90).

**Tableau 24 : Point de fonctionnement du moteur utilisé pour le dimensionnement de ReverCycle électrique**

<b>Liquide de refroidissement</b>	
Température entrée	105 °C
Puissance thermique	10 kW
Débit	0,47 kg/s

Le résultat du dimensionnement est montré dans le Tableau 25. Les hypothèses au niveau des pressions de saturation pour les échangeurs sont les mêmes que dans le cas de ReverCycle mécanique. La géométrie du condenseur en mode ORC est équivalente à celle requise par le besoin

de climatisation. Il existe donc une mutualisation optimale entre les deux modes de fonctionnement. Le bouilleur est plus compact par rapport à celui de ReverCycle mécanique vu que la puissance disponible au liquide de refroidissement est inférieure sur le point de dimensionnement.

**Tableau 25 : Résultat du dimensionnement de ReverCycle électrique**

Composant	Géométrie	
<b>Condenseur</b>	Hauteur	390 mm
	Largeur	610 mm
	Profondeur	20 mm
	HTA	6,6 m <sup>2</sup>
	Masse	2,15 kg
<b>Bouilleur</b>	Hauteur	287 mm
	Largeur	117 mm
	Profondeur	85 mm
	HTA	2 m <sup>2</sup>
	Masse	5,3 kg
<b>Pompe</b>	Cylindrée	1,8 cc

La cylindrée de la pompe a été calculée sur un régime de rotation de 1500 rpm. La présence d'un PID sur la pompe permet de balayer une large plage de débit et d'adapter la puissance échangée par le bouilleur à la puissance disponible au niveau du liquide de refroidissement.

Les rendements de la pompe sont modélisés comme constants sur toute la plage de fonctionnement (0-6000 rpm).

### 2.2.3 Le gain en consommation de ReverCycle

Le gain en consommation pour ReverCycle électrique en mode ORC pour différents intervalles de température est affiché dans la Figure 94. En faisant une comparaison avec la Figure 82, il est possible de remarquer que ReverCycle électrique est moins performant que ReverCycle mécanique dans le cas du démarrage à froid. En effet dans le cas d'une voiture hybride série roulant sur un cycle WLTC le moteur est allumé uniquement pour une période d'environ 850 s contre 1800 s pour une voiture conventionnelle. Le temps de mise en température du moteur est du coup bien plus impactant dans une voiture hybride. Dans le cas du démarrage à chaud, ReverCycle électrique montre des gains en consommation plus stables par rapport à ReverCycle mécanique. Cet effet est dû aux conditions opératoires stabilisées de ReverCycle électrique.

ReverCycle mécanique, dans le cas du démarrage à chaud, montre des pics de gain en consommation plus élevés que dans le cas de ReverCycle électrique. Ce constat peut paraître étonnant si on compare par exemple les puissances nettes des Figure 81 b et Figure 93.

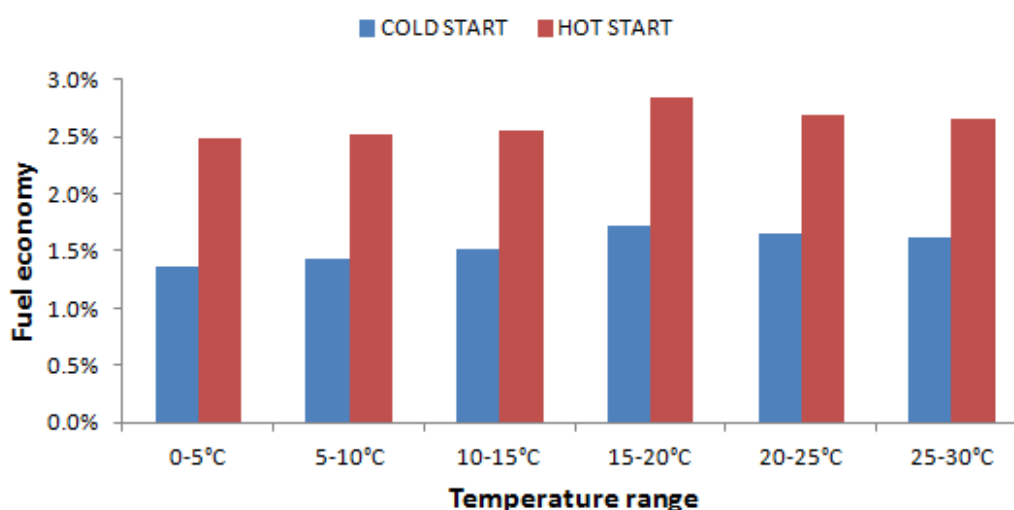
Cette différence est en lien avec la stratégie de gestion du moteur dans les deux types de voitures. Dans le cas d'une voiture conventionnelle, le moteur est libre de travailler sur la totalité de sa plage

de fonctionnement et il est contrôlé par le conducteur, tandis que dans une voiture hybride série le choix du point de fonctionnement du moteur est optimisé par le contrôleur APU sur une plage de fonctionnement restreinte.

Dans une voiture hybride, ReverCycle réduit la consommation de la voiture parce qu'il améliore le rendement du moteur en générant une puissance électrique additionnelle sur le point de fonctionnement du moteur choisi par le contrôleur de l'APU.

Dans le cas d'une voiture conventionnelle, ReverCycle modifie le point de fonctionnement du moteur en ajoutant un couple sur son arbre. La différence de consommation entre les deux points de fonctionnement (sans et avec ReverCycle) détermine le gain en consommation. Le gain en consommation ne dépend pas uniquement du rendement global de ReverCycle, mais aussi de la variation du rendement moteur entre les deux points de fonctionnement.

Ces différences de mode opératoire et de modélisation impliquent que le rendement de ReverCycle électrique, bien que plus élevé par rapport au rendement de ReverCycle mécanique, peut avoir un effet moindre sur la consommation du véhicule.



**Figure 94 : Gain en consommation de ReverCycle électrique en mode ORC pour différents intervalles de température**

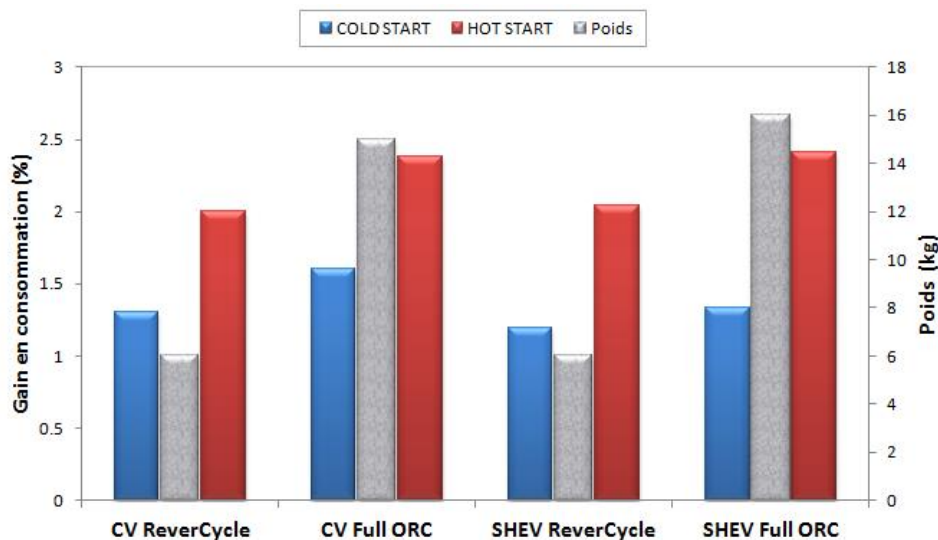
**Tableau 26 : Gain en consommation de ReverCycle électrique MAC/ORC ORC pour différentes régions climatiques**

Ville	Démarrage Chaud	Démarrage Froid
	Gain	Gain
Paris	2,04 %	1,19 %
Moscou	2,12 %	1,18 %
Valencia	1,56 %	0,93 %
Brasilia	1,13 %	0,69 %

**Tableau 27 : Gain en consommation de ReverCycle électrique MAC/ORC/ERC ORC pour différentes régions climatiques**

Ville	Démarrage Chaud Gain
Paris	2,1 %
Moscou	2,2 %
Valencia	1,61 %
Brasilia	1,14 %

Le Tableau 26 et le Tableau 27 résument les résultats des simulations annuelles par zone climatique. ReverCycle électrique montre une amélioration des performances par rapport à ReverCycle mécanique uniquement dans le cas d'un démarrage à chaud et uniquement pour les villes de Paris et Moscou.



**Figure 95 : Comparaison du gain en consommation de ReverCycle avec un système ORC équivalent sur le climat de la ville de Paris**

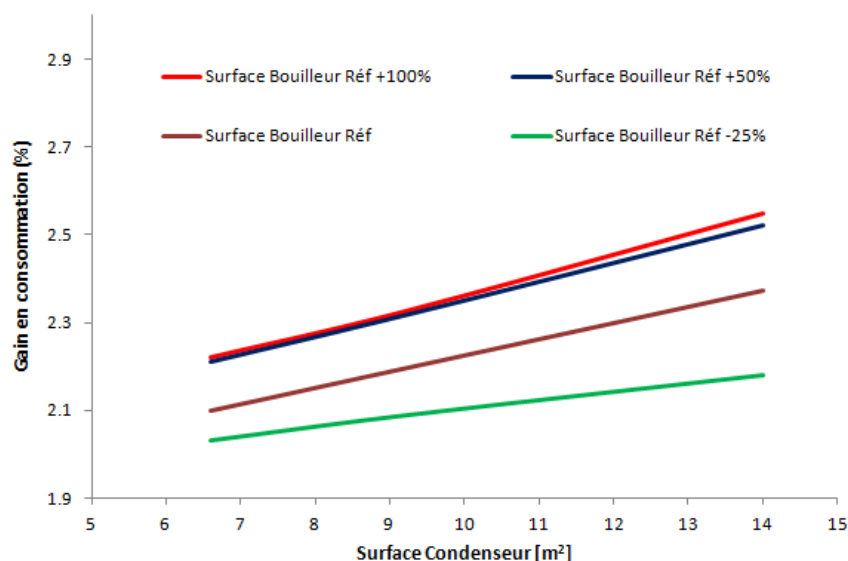
La Figure 95 compare les deux solutions ReverCycle (CV indique le véhicule conventionnel et SHEV le véhicule hybride) avec des systèmes ORC équivalents. Au lieu d'introduire ReverCycle on imagine de ne pas mutualiser les composants et d'introduire un ORC, indépendant du MAC, récupérant de la chaleur sur le liquide de refroidissement.

Le concept de ReverCycle permet de réduire de plus de la moitié le poids du système. Le poids de l'ORC complet est estimé à 15 kg pour un véhicule conventionnel et 16 kg pour l'hybride, tandis que ReverCycle pèse dans les deux applications 6 kg. Comme vu précédemment, le prix du système n'a pas été estimé, mais il est facile de comprendre que la réduction du prix va être conséquente. La perte en performance de ReverCycle par rapport à l'ORC est de l'ordre de 18 % dans le cas de l'application au véhicule conventionnel et de 13% dans le cas de l'application au véhicule hybride.

Actuellement le prototype de Rankine embarqué sur véhicule, le plus avancé en termes de développement technologique, est le TurboSteamer de BMW (Freyman *et al.*, 2012) avec un poids de 15 kg. La récupération est opérée sur les gaz d'échappement. Le gain en consommation estimé par les chercheurs de BMW a été de l'ordre de 1,3%, voir le travail de (Horst *et al.*, 2014). Selon Horst *et al.*, ce gain en consommation peut être amélioré jusqu'à 1,6% sur la même architecture et à 4% sur une nouvelle. Le gain en consommation est calculé sur un cycle de conduite de 90 minutes sur autoroute, donc plus avantageux pour la récupération de chaleur par rapport à un WLTC. Les résultats du calcul du gain en consommation pour TurboSteamer et ReverCycle sont similaires. La comparaison doit être lue comme une indication car l'évaluation est faite sur un cycle de conduite différent, sur un véhicule différent et à un niveau de développement technologique différent. Compte tenu de ces différences, ReverCycle devrait être un système de récupération de chaleur qui est plus léger et moins cher par rapport à TurboSteamer grâce au nombre réduit des composants ajoutés.

### 2.2.3.1 Etude de sensibilité aux surfaces des échangeurs

La même étude de sensibilité aux surfaces d'échange développée pour ReverCycle mécanique est reproduite pour ReverCycle électrique. La Figure 96 montre la sensibilité du gain en consommation par rapport aux surfaces d'échange du condenseur et du bouilleur.



**Figure 96 : Sensibilité du gain en consommation de ReverCycle électrique aux surfaces d'échange du condenseur et du bouilleur dans le cas du climat de la ville de Paris**

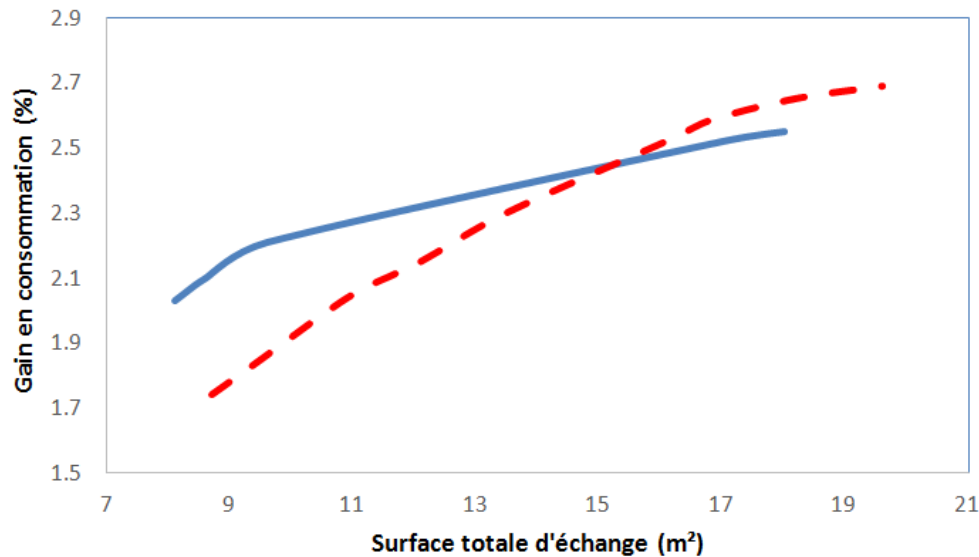
La Figure 97 montre le front de Pareto entre la surface totale d'échange et le gain en consommation pour ReverCycle électrique et la comparaison avec le même Pareto pour ReverCycle mécanique. L'image montre l'atout principal de ReverCycle électrique : la compacité. Pour une surface totale d'échange inférieure à 15 m², ReverCycle électrique est plus performant que ReverCycle mécanique.



---

Le gain en consommation de ReverCycle mécanique (Figure 97) a un gradient plus important par rapport à ReverCycle électrique.

Ceci est dû à un effet positif plus important sur le gain en consommation de l'augmentation du couple ajouté au moteur comparé à une augmentation de la puissance électrique de l'APU dans ReverCycle électrique. A partir de 15 m<sup>2</sup> ReverCycle devient donc plus performant.



**Figure 97 : Front de Pareto entre la surface totale d'échange et le gain en consommation pour ReverCycle électrique (en bleu) et ReverCycle mécanique (en rouge) dans le cas du climat de la ville de Paris avec démarrage à chaud**

L'absence de corrélation sur les coûts ne permet pas de trancher directement sur la solution la plus performante au niveau économique. Il faut tenir compte du surcoût lié à l'électrification de la pompe pour ReverCycle électrique qui pourrait annuler l'avantage d'avoir des échangeurs plus petits.

La question économique est assez complexe et plusieurs facteurs propres aux constructeurs sont à prendre en compte pour pouvoir statuer sur le choix entre ReverCycle et un ORC standard ou sur un autre type d'application (véhicule conventionnel ou hybride série). Seul un constructeur automobile dispose des informations nécessaires pour prendre la décision.

---

## 2.3 Conclusions

Ce chapitre a permis de comparer l'application de ReverCycle à une voiture conventionnelle avec celle à une voiture hybride série. Une architecture mécanique avec un couplage mécanique entre l'arbre du moteur et l'arbre de la pompe et de la turbine est prévue pour ReverCycle dans le cas de l'application à une voiture conventionnelle. Dans le cas de l'application à une voiture hybride série une architecture électrique est préférée.

Le cycle de référence pour le calcul du gain en consommation est le cycle WLTC. La solution ReverCycle avec entraînement mécanique a montré un gain en consommation variable entre 1 et 2,1% selon les différentes hypothèses (climat, conditions initiales).

L'avantage est certainement la compacité du système étant donné la possibilité de mutualiser des composants du système de climatisation déjà présents dans la voiture. La mutualisation est possible si on choisit comme source chaude pour les modes ORC et ERC le liquide de refroidissement moteur. L'importante inertie du système de refroidissement qui empêche une disponibilité immédiate des rejets thermiques limite cette source de chaleur. Cette indisponibilité a un impact sur le mode ERC. Pour des raisons de confort, il n'est pas possible de pouvoir attendre la mise en température du système pour produire du froid dans l'habitacle. En outre, les rejets thermiques de la première partie du cycle WLTC ne sont pas suffisants pour permettre au mode ERC de satisfaire le besoin de climatisation du mode convergence.

L'architecture mécanique du système et, par conséquent, le lien entre le régime de rotation du moteur avec celui de la pompe et celui de la turbine imposent des limites supplémentaires. La forte variation du débit du fluide de travail en mode ERC impose le développement d'un système multi-éjecteur pour arriver à gérer ces variations.

En outre, il n'est pas possible de trouver sur le marché des compresseurs scroll automobile une machine qui soit parfaitement adaptée pour le fonctionnement en mode compresseur et pour celui en mode turbine dans le cas d'un véhicule de segment moyen. Les faibles vitesses de rotation liées à une cylindrée trop importante n'ont pas permis de choisir les rapports d'entraînement les plus performants en mode turbine.

Il faudrait donc ouvrir l'analyse vers des solutions électrifiées pour la pompe et la machine scroll. Il faudrait aussi disposer d'une source de chaleur plus stable. L'électrification des composants est à présent très adaptée aux cas des véhicules hybrides plutôt qu'aux voitures conventionnelles. Il a donc été intéressant d'analyser l'intégration de ReverCycle électrique dans une voiture hybride et de voir s'il est possible d'obtenir de meilleures performances par rapport à l'application à une voiture conventionnelle.

L'intégration de ReverCycle dans une voiture hybride série est favorisée par le fonctionnement stabilisé du moteur par rapport à un véhicule conventionnel. De plus, la possibilité d'exploiter une électrification plus poussée du véhicule permet de choisir une machine réversible et une pompe électriques. ReverCycle électrique a donc deux degrés de liberté dans son contrôle : la vitesse de rotation de la machine réversible et la vitesse de rotation de la pompe.

---

La machine scroll réversible est un compresseur scroll automobile modifié. Dans le cas d'une voiture hybride série et de l'électrification de la machine réversible, la recherche d'une machine optimale devient plus simple grâce au degré de liberté offert par le contrôle de la vitesse de rotation de la machine.

Le contrôle de la vitesse de rotation de la pompe de ReverCycle électrique permet de simplifier la gestion du mode ERC. La pompe peut, en effet, adapter son débit aux besoins de l'éjecteur et une solution multi-éjecteurs comme celle proposée pour ReverCycle mécanique ne serait plus nécessaire.

Les degrés de liberté de ReverCycle électrique permettent un fonctionnement plus simple du système. Le gain en consommation dans le cas du démarrage à chaud est similaire à celui de ReverCycle mécanique, mais avec un encombrement moins important.

Lors d'un démarrage à froid ReverCycle électrique est moins performant par rapport à ReverCycle mécanique sur un cycle WLTC. En effet, le temps de mise en route du moteur thermique est beaucoup moins important grâce au moteur électrique. Par conséquent, le temps de mise en chauffe du moteur produit une réduction importante du créneau de disponibilité des rejets disponibles à la récupération.

La démarche de modélisation nous a donc permis de comprendre la forte influence de la disponibilité des rejets thermiques sur le gain en consommation.

Le climat joue aussi un rôle très important. Les climats chauds, en raison des taux élevés d'activation des systèmes de climatisation, ne permettent pas d'exploiter au mieux le mode ORC. Le gain en consommation de ReverCycle par rapport à un ORC est réduit d'environ la moitié dans des villes comme Brasilia ou Valencia. Les climats froids ou tempérés sont plus avantageux car le gain en consommation de ReverCycle est réduit de moins de 30%.

Ce chapitre n'a pas permis de fournir une réponse concernant la rentabilité du système et de mettre en place le calcul du retour sur investissement pour les différentes solutions (ORC classique, ReverCycle mécanique et ReverCycle électrique). L'estimation des coûts des différents composants est une opération très difficile et les corrélations disponibles en littérature ne sont pas assez fiables. La compacité et la fiabilité du système jouent aussi un rôle très important. Il devient compliqué de pouvoir anticiper le choix des constructeurs sur une solution comme celle de ReverCycle. Ce travail se limite donc à fournir les éléments techniques et scientifiques nécessaires pour une prise de décision.

La validation des modèles de simulation s'est limitée aux modèles de la chaîne de traction et du circuit de refroidissement moteur. Il est capital de valider le modèle du circuit ORC. La validation doit traiter des points stabilisés, mais aussi des conditions dynamiques. Le prochain chapitre est dédié à la preuve de concept de ReverCycle. Le banc d'essais doit pouvoir répondre à ce besoin ainsi que valider la faisabilité technologique du concept.

---

## **Chapitre III** *La preuve de concept de ReverCycle.*



---

## 3 Introduction

Ce troisième chapitre est consacré entièrement à l'activité expérimentale qui a été menée pour la réalisation d'une preuve de concept de ReverCycle.

Dans la littérature, l'investigation expérimentale des compresseurs scroll automobiles convertis en turbine est un sujet qui a été largement traité. Le fonctionnement en turbine a été prouvé pour différentes applications comme par exemple la cogénération dans le solaire thermique (Twomey, Jacobs and Gurgenci, 2013), les systèmes à absorption (Mendoza *et al.*, 2014b) ou la récupération de chaleur dans le domaine automobile (Oomori and Ogino, 2010).

Le comportement d'un compresseur scroll automobile électrique, converti en turbine, par rapport au phénomène de sur-détente et sous-détente a été récemment analysé en détail par (Dumont *et al.*, 2018). Les mêmes auteurs ont aussi démontré expérimentalement la faisabilité technologique d'un système réversible PAC/ORC (Dumont, Quoilin and Lemort, 2015).

L'objectif principal de la preuve de concept et l'originalité de ce travail est de montrer la faisabilité technologique d'un système à trois modes de fonctionnement MAC/ORC/ERC. Il y a un fort intérêt à tester le comportement dynamique dans le mode ORC et ERC pour arriver à valider le calcul du gain en consommation.

Une preuve de concept n'est pas un prototype et ne vise pas à démontrer la possibilité de son intégration dans le véhicule. Ce principe justifie le choix de certains composants sélectionnés pour le banc d'essais sans prendre en compte les contraintes liées aux volumes et aux poids admissibles dans un véhicule.

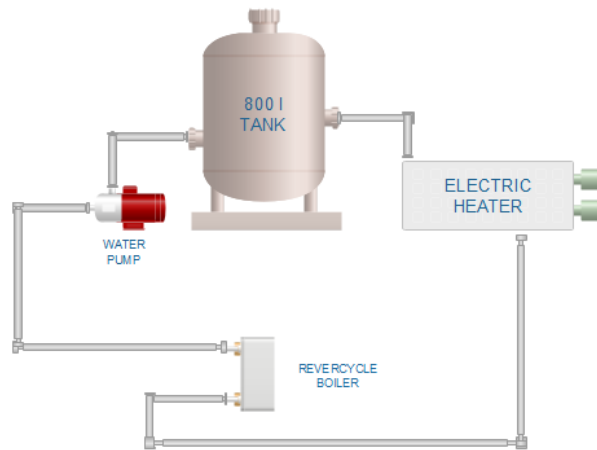
Le système de climatisation retenu n'est pas constitué uniquement de composants du domaine automobile. Pour rendre plus facile la mesure de la puissance froide, l'évaporateur fluide frigorigène/air est remplacé par un évaporateur fluide frigorigène /eau. La source chaude qui envoie l'eau chaude au bouilleur, limitée à 95°C, n'est pas un moteur, mais des éléments chauffants électriques.

Le développement de la preuve de concept a été conduit par étape. La première étape a consisté en la réalisation de ReverCycle MAC/ORC. Puis le banc d'essai a été modifié pour tester le mode éjecteur. Ce chapitre suit la même approche : un premier sous-chapitre présente la preuve de concept ReverCycle MAC/ORC et un deuxième présente le mode ERC.

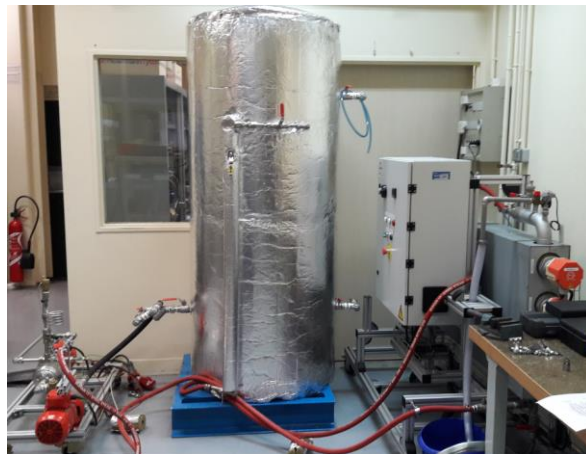
### 3.1 Preuve de concept ReverCycle MAC/ORC

#### 3.1.1 Description du banc d'essais

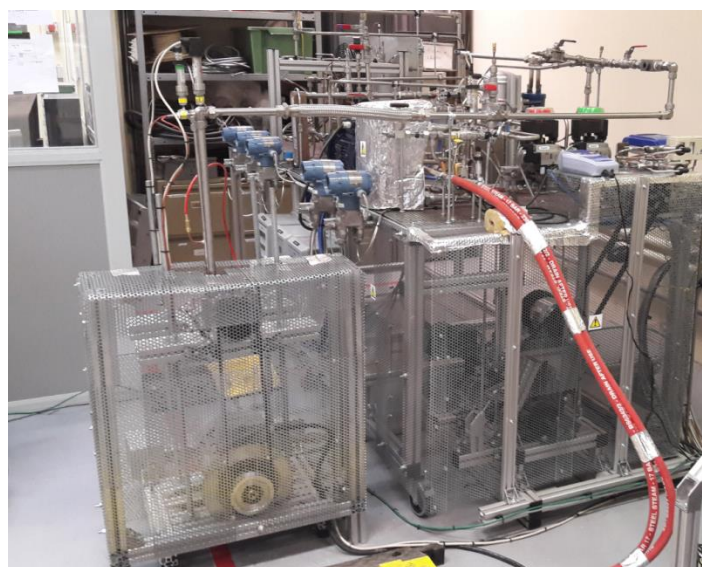
Le banc d'essais permet de faire fonctionner la machine scroll Sanden TRSA 05 soit comme compresseur en refroidissant de l'eau provenant du réseau à 15°C environ, soit comme turbine en récupérant de l'énergie mécanique de la chaleur provenant d'une source d'eau à environ 90°C. L'eau chaude est produite en chauffant, grâce à des résistances électriques, un volume d'eau de 800 l contenu dans un ballon isolé thermiquement. Le débit envoyé au bouilleur est réglé par une pompe à vitesse variable, voir les Figures 97 et 98.



**Figure 98 : P&ID circuit eau chaude ReverCycle**

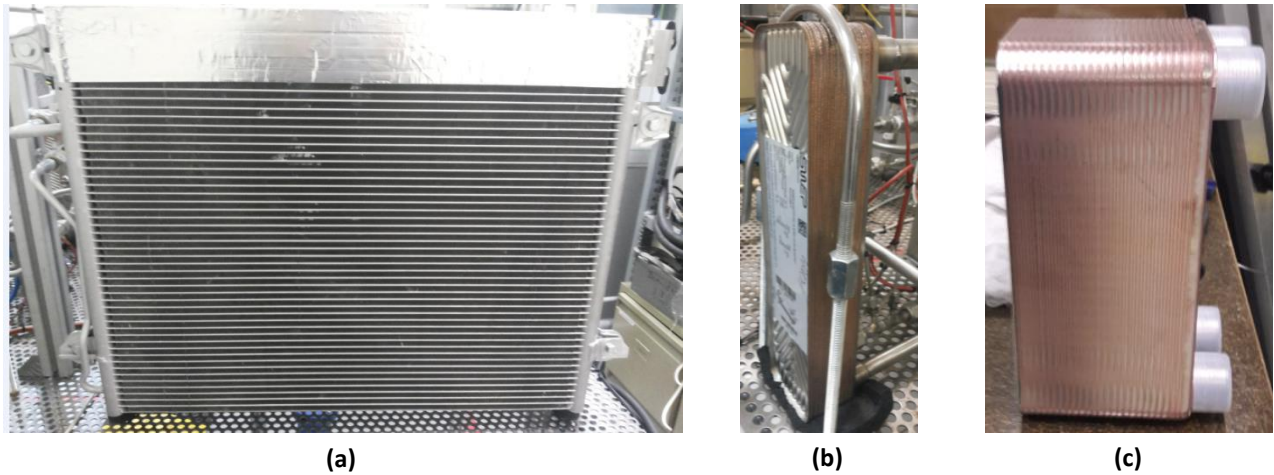


**Figure 99 : Circuit de l'eau chaude de la preuve de concept de ReverCycle**



**Figure 100 : Vue de la preuve de concept de ReverCycle**

Le système de chauffage permet de reproduire le comportement du système de liquide de refroidissement moteur. Le volume de 800 l a été introduit dans le circuit pour éviter des gros appels de puissance électrique par le système de chauffage. Le P&ID de la preuve de concept est montré dans la Figure 103, tandis qu'une photo du banc d'essai est montrée dans la Figure 100. La Figure 101 montre le détail des échangeurs de chaleurs utilisés pour la preuve de concept.



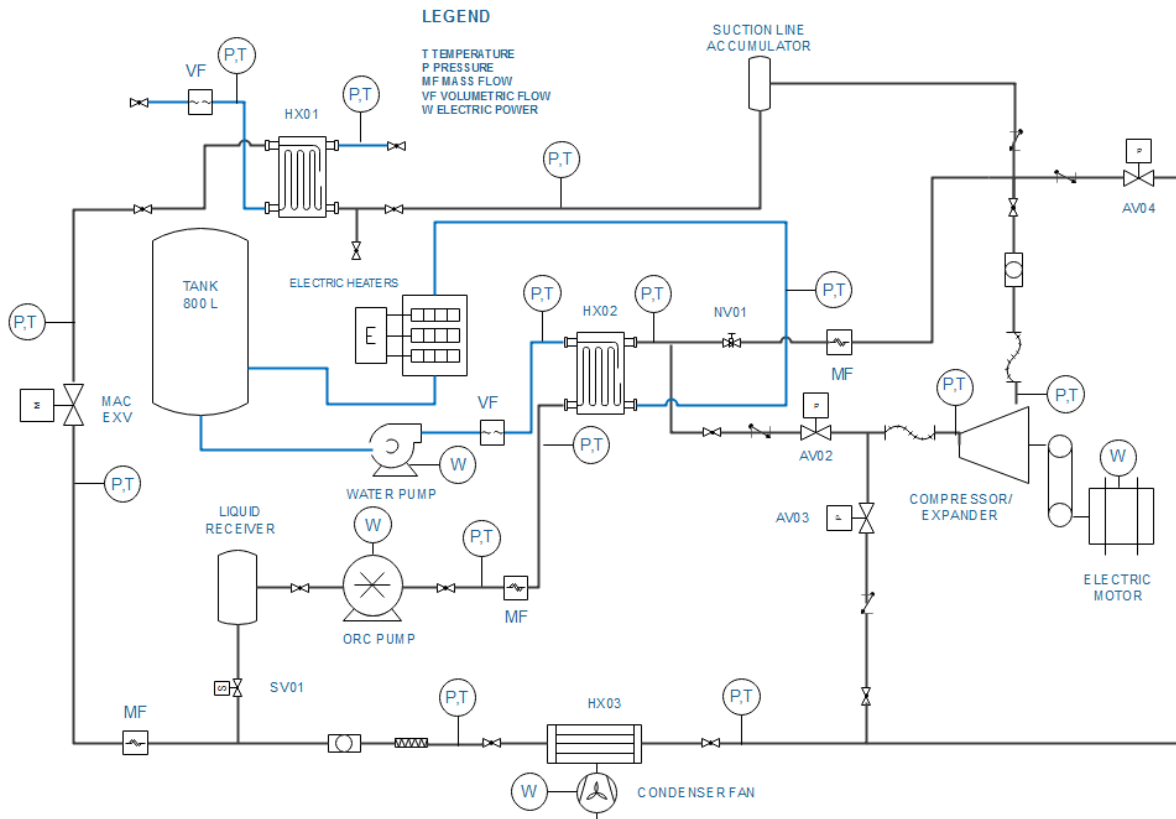
**Figure 101 : Les échangeurs de la preuve de concept de ReverCycle : (a) le condenseur (b) l'évaporateur (c) le bouilleur**

Il est possible de remarquer que le condenseur est un échangeur à micro-canaux issu du domaine automobile, tandis que l'évaporateur est un échangeur à plaques brasées. Cet échangeur refroidit l'eau du réseau. Le choix de ne pas utiliser un échangeur à air est lié à l'absence d'intérêt pour la preuve de concept de ReverCycle de démontrer le fonctionnement d'une boucle de climatisation standard d'un véhicule. La substitution de l'évaporateur à air avec un évaporateur à l'eau permet en outre une mesure plus simple de la puissance échangée. Un ventilateur axial est associé au condenseur pour avoir un débit d'air similaire à celui présent sur une voiture (Figure 102).



**Figure 102 : Vue du ventilateur sur le condenseur**





**Figure 103 : P&ID de la preuve de concept ReverCycle**

Les références des composants principaux du banc d'essai sont résumées dans le Tableau 28. Le Tableau 29 donne les détails géométriques des trois échangeurs de la preuve de concept.

**Tableau 28 : Références des composants principaux du banc d'essai**

Composant	Nom dans le P&ID	Référence
Compresseur/Turbine	-	SANDEN TRSA05
Variateur de fréquence	-	ABB ACS800
Evaporateur	HX01	SWEP BX8THx20
Bouilleur	HX02	SWEP B12MTx50
Condenseur	HX03	FrigAir Spa 0818.2031
Ventilateur	-	S&P HRT/4-400 BPN
Pompe	VP01	Wanner G13XKSTHFEP
Vanne de détente	EXV01	DANFOSS ETS 6-18

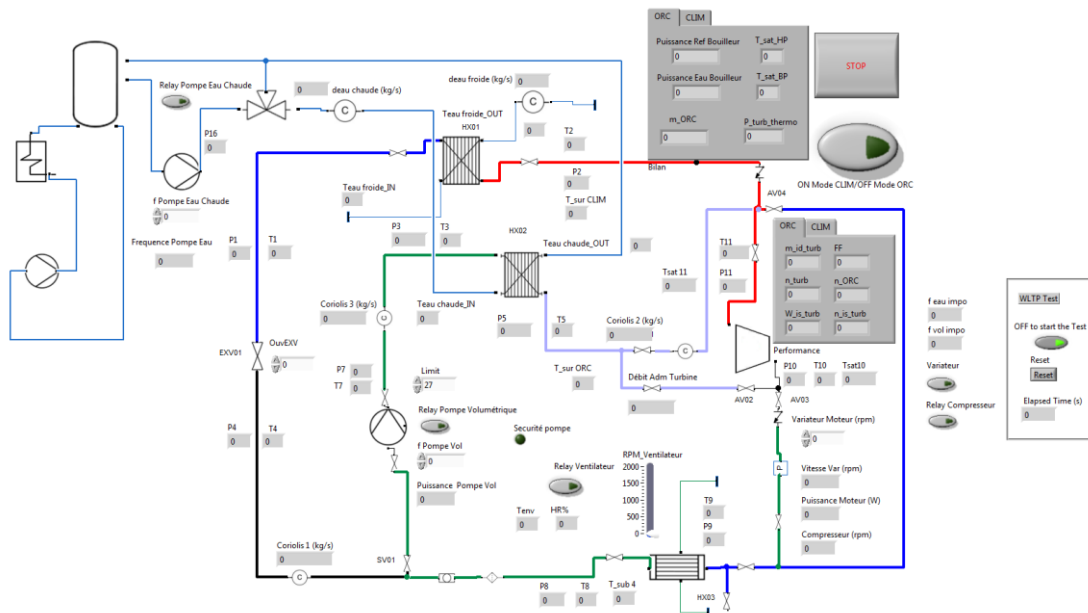
Dans tous les essais effectués, la vitesse du ventilateur a été maintenue constante à son maximum. La vitesse de l'air sur la surface du ventilateur a été calculée avec la méthode de log-Tchebycheff à l'aide d'un anémomètre (incertitude +/- 5% de la valeur mesurée). Cette vitesse est égale à 1,5 m/s. A titre indicatif, il s'agit de la vitesse de l'air à l'entrée du condenseur qu'on pourrait avoir à une vitesse du véhicule d'environ 50 km/h.

**Tableau 29 : Géométrie des échangeurs de la preuve de concept de ReverCycle**

Composant	Géométrie	
Evaporateur	Hauteur	315 mm
	Longueur	73 mm
	Profondeur	49 mm
	HTA	0,83 m <sup>2</sup>
	Masse	1,88 kg
Bouilleur	Hauteur	287 mm
	Longueur	117 mm
	Profondeur	120 mm
	HTA	2,8 m <sup>2</sup>
	Masse	7,1 kg
Condenseur	Hauteur	450 mm
	Longueur	620 mm
	Profondeur	22 mm
	HTA	9,3 m <sup>2</sup>
	Masse	2,3 kg

### 3.1.1.1 Instrumentation et contrôle

L'acquisition des mesures et le contrôle du banc d'essais est réalisé grâce au logiciel NI Labview. L'interface développée (Figure 104) permet de visualiser en temps réel les mesures de différents capteurs, voir le Tableau 30, et de contrôler les variateurs de vitesse présents sur le banc.



**Figure 104 : Interface Labview de ReverCycle MAC/ORC**

Le changement de mode opératoire s'effectue en actionnant un seul bouton qui gère le basculement automatique des différentes vannes.

**Tableau 30 : Appareils de mesure**

Capteur	Emplacement	Précision
Température	Circuits fluide frigorigène et eau	+/- 0,16 K
Pression	Circuits fluide frigorigène et eau	+/- 0,1% de l'échelle [0-30 bar]
Débit massique	Circuit fluide frigorigène	+/- 0,5%
Débit volumétrique	Circuits eau	+/- 0,4%
Puissance électrique	Pompe	+/- 0,8% de l'échelle [0-750 W]
Puissance électrique	Compresseur/Turbine	+/- 1%

### **3.1.1.2 Conversion du compresseur SANDEN TRSA05 en machine réversible**

L'opération de conversion d'un compresseur scroll automobile en machine réversible est simple et consiste à enlever le clapet anti-retour vissé sur la paroi du scroll fixe (Figure 105). Le clapet doit ensuite être déporté sur la ligne de haute pression de la climatisation avant le condenseur.



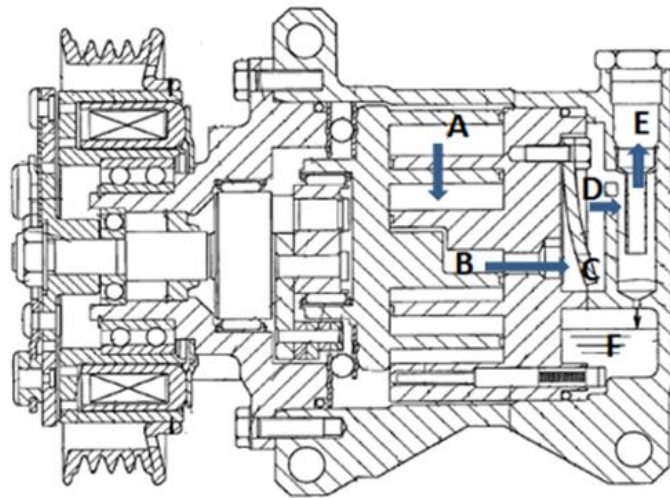
**Figure 105 : Vue du clapet anti-retour**

### **3.1.1.3 Gestion de la lubrification de la machine réversible**

#### ***La gestion de la lubrification en mode compresseur***

Le schéma du parcours du fluide frigorigène dans un compresseur scroll est montré à la Figure 106.

Le fluide frigorigène entre dans le port d'aspiration A (Figure 107) qui permet son entrée dans les chambres à volume variable créées par les scroll fixe et mobile jusqu'à un orifice de refoulement B qui relie la chambre de décharge à l'environnement de décharge.



**Figure 106 : Schéma du parcours de fluide frigorigène dans un compresseur scroll automobile (Modifié à partir d'une image du brevet US7438536B2 (Kiyofumi, 2003))**

Un passage d'aspiration en dessous de la scroll mobile est présent et relie le port d'aspiration à la chambre d'aspiration diamétralement opposée.

L'environnement de décharge est un volume créé dans la partie haute du carter du compresseur qui permet d'atténuer le caractère pulsatif du compresseur. Le back-flow du fluide frigorigène pendant une sous-compression, avec le risque de rotation en sens inverse à l'arrêt, est évité par la présence d'un clapet anti-retour sur l'orifice de refoulement B.



**Figure 107 : Vue de la spirale fixe avec l'orifice de refoulement B et le port d'aspiration**



**Figure 108 : Vue du séparateur d'huile et des deux orifices de connexion avec l'environnement de décharge**

---

Une fois dans l'environnement de décharge, le fluide frigorigène accède au séparateur d'huile grâce à deux orifices de décharge D (Figure 108). Dans le séparateur d'huile, un effet vortex est créé et le fluide frigorigène perd, par effet centrifuge, l'huile qu'il transporte en étant refoulé vers l'extérieur du compresseur par la porte de décharge E.

Dans le compresseur, l'huile est transportée par le fluide frigorigène à l'état de fines gouttelettes en suivant un parcours similaire à celui du fluide frigorigène. Elle rentre par le port d'aspiration, A, et est transportée par le mouvement des chambres de compression jusqu'à l'orifice de refoulement, B, et à l'environnement de décharge, C.

Une partie du débit d'aspiration passe en dessous de la scroll mobile et arrive dans la chambre d'aspiration diamétralement opposée à la porte d'aspiration. Ce parcours de by-pass permet la lubrification du système d'entraînement et ses roulements.

Dans l'environnement de décharge, le mélange huile/fluide frigorigène pénètre grâce aux orifices de décharges dans le séparateur d'huile, l'huile se sépare du fluide frigorigène et tombe vers le fond du séparateur d'huile, où un orifice la connecte à une bache à huile au fond du carter du compresseur (point F).

Un conduit de retour d'huile est percé dans le corps de la spirale fixe et relie le circuit de retour à la chambre d'aspiration du compresseur. La sortie de ce conduit est visible Figure 109. L'huile est poussée dans le circuit par la différence de pression entre la bache à huile, à haute pression, et l'aspiration.



**Figure 109 : Sortie du conduit de retour d'huile**

L'huile à la sortie du conduit de retour se dépose sous la scroll mobile dans la zone du roulement de l'arbre compresseur. Les passages dans le roulement permettent à l'huile de lubrifier les billes et d'arriver au fond du carter du compresseur pour lubrifier l'arbre d'entraînement. Un joint d'étanchéité sur l'arbre évite que l'huile puisse sortir du carter.

La lubrification de l'arbre excentrique et du palier à aiguilles est, au contraire, assurée par le débit dans le passage d'aspiration en dessous de la scroll mobile. Le mélange fluide frigorigène/huile passe dans le palier à aiguilles pour se diriger vers la chambre d'aspiration diamétralement opposée à celle du port d'aspiration. La machine SANDEN TRSA05 contient 160 ml d'huile.

---

## ***La gestion de la lubrification en mode turbine***

La lubrification d'une turbine scroll doit assurer principalement les fonctions suivantes :

- Réduire les frottements entre les surfaces frottantes,
- Protéger les organes mécaniques contre l'usure et la corrosion,
- Créer l'étanchéité entre les différentes chambres de la machine scroll.

Ces trois fonctions assurent la longévité de la machine et son bon fonctionnement.

En analysant les solutions pour la lubrification d'un compresseur automobile en mode turbine il faudrait s'assurer que l'huile puisse accomplir correctement ses différentes missions.

Le premier point à vérifier est la température maximale d'admission à la turbine. Pour assurer un bon fonctionnement de la lubrification il faut garantir une température maximale inférieure à 150°C : la température de dimensionnement du compresseur (El Chammas, 2005).

La solution la plus simple serait de n'apporter aucune modification au circuit de l'huile et de faire circuler dans le circuit ORC un mélange huile et fluide frigorigène. Le simple passage du débit de fluide frigorigène avec des gouttelettes d'huile devrait assurer la lubrification de la turbine. Ce principe de libre circulation de l'huile est appliqué par exemple dans les systèmes de climatisation automobile avec un compresseur sans séparateur d'huile.

Dans ce cas, il faudrait bien vérifier le dimensionnement des échangeurs pour éviter le risque de les transformer en pièges à huile et de ne plus réussir à assurer une lubrification correcte de la turbine.

Le fluide frigorigène a du mal à entrainer l'huile surtout à l'état gazeux et à faible vitesse. Cette situation pourrait facilement se produire dans le bouilleur. L'accumulation d'huile dans le circuit serait dangereuse non seulement pour la turbine qui resterait mal lubrifiée, mais pour le rendement du circuit aussi. L'huile accumulée dans les échangeurs peut devenir un isolant et dégrader les coefficients d'échange thermique. L'étude de (Liu and Hrnjak, 2016) a montré qu'à partir d'un certain taux de circulation d'huile (3%) le rendement du système de climatisation testé se dégrade fortement.

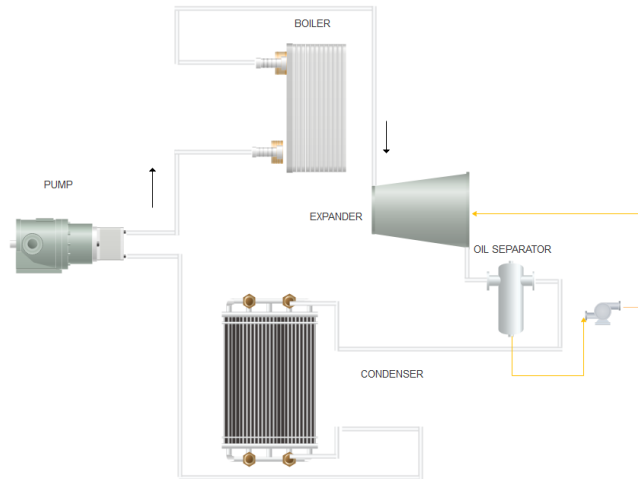
Dans le cas de la preuve de concept de ReverCycle, le compresseur Sanden a un séparateur d'huile intégré. Ce séparateur se trouve à l'admission de la turbine dès le basculement en mode ORC. Un mauvais fonctionnement du séparateur d'huile intégré dans la machine est à prévoir.

L'absence d'huile dans la bache à huile produirait une perte d'efficacité du circuit de retour d'huile dédié à la lubrification des paliers et conduirait à des risques de frottement et d'usure au niveau de cette zone.

Pour améliorer la lubrification de la turbine et les performances du système, il est possible d'introduire dans le circuit un séparateur d'huile externe avec la possibilité d'assurer un retour d'huile aux paliers.

Un séparateur d'huile externe peut être placé à la sortie de la turbine (Figure 110). Dans ce cas, pour réinjecter l'huile à l'admission de la machine scroll et dans la zone des paliers, l'utilisation d'une pompe à huile pour la remettre en pression est nécessaire.

Avec cette solution, il serait possible de reproduire dans la turbine le même processus de lubrification que dans le compresseur et d'assurer la présence de l'huile soit dans les chambres de détente créées par le mouvement de la spirale mobile soit dans l'arbre et ses paliers.



**Figure 110 : Schéma cycle ORC avec séparateur d'huile à la sortie de la turbine**

Si l'introduction d'une pompe n'est pas envisageable, il est possible d'injecter l'huile récupérée par le séparateur dans une zone de refoulement de la turbine, où la pression statique du fluide frigorigène est inférieure à la pression de sortie du séparateur en faisant travailler la turbine en sur-détente. Cette pratique a deux inconvénients majeurs : en premier lieu, l'injection peut s'avérer compliquée car elle doit faire face à un débit sortant. En second lieu, la lubrification dans les chambres de détente pourrait se révéler insuffisante.

La présence d'huile dans les chambres de détente protège les spirales du frottement et assure également l'étanchéité entre les différentes chambres. L'absence d'une quantité correcte d'huile pourrait entraîner une usure plus rapide et des fuites plus élevées en fonctionnement.

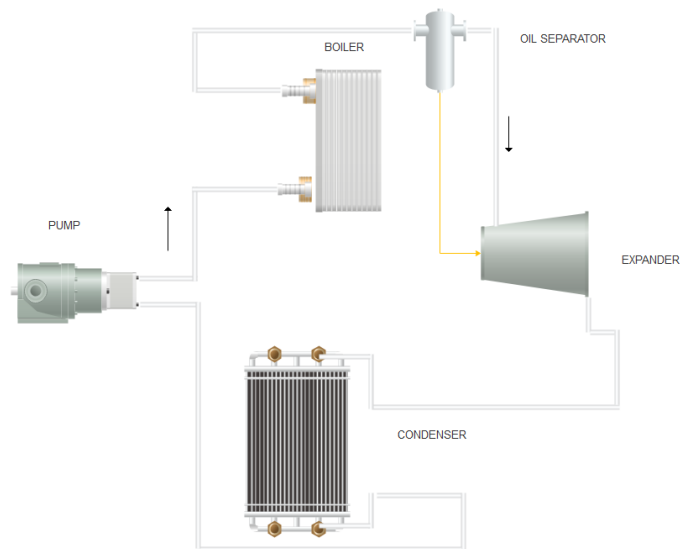
Un autre moyen d'injecter l'huile au refoulement de la turbine serait l'utilisation d'une partie du débit d'admission (environ 3%) pour entraîner l'huile récoltée dans le séparateur, dans la turbine.

L'injection d'huile dans une zone de refoulement de la turbine pourrait s'avérer inefficace et il pourrait être envisagé de connecter l'aspiration de la pompe ORC à la sortie de l'huile du séparateur. Dans ce cas, le risque d'avoir de l'huile piégée dans le bouilleur ne serait pas éliminé et il serait impossible de créer un apport d'huile spécifique pour la zone des paliers.

Une autre configuration pourrait prévoir de garantir une présence minimale d'huile dans la machine en alternant un fonctionnement en mode turbine à celui en mode compresseur. Grâce à ce fonctionnement alterné, la machine pourrait fonctionner constamment avec une quantité d'huile suffisante pour prévenir l'usure précoce de ces composants. Mais il faut s'assurer que l'huile ne reste pas emprisonnée dans des parties du circuit non exploitées en fonctionnement compresseur comme par exemple le bouilleur.

Il existe aussi la possibilité de modifier la machine et de concevoir une machine auto-lubrifiée n'ayant pas besoin d'huile comme (Legros *et al.*, 2015).

Une dernière solution serait de séparer l'huile à l'admission de la turbine à haute pression (Figure 111) pour permettre une injection efficace dans toutes les zones de la turbine comme testé par (Kane *et al.*, 2003) et récemment proposé par (Lei *et al.*, 2014). Dans ce cas, il faut prévoir une nouvelle conception pour le séparateur d'huile intégré dans le compresseur Sanden. Il faut assurer sa performance également dans le fonctionnement en mode turbine.



**Figure 111 : Schéma cycle ORC avec séparateur d'huile à l'admission turbine**

#### ***La gestion de la lubrification dans la preuve de concept de ReverCycle***

Dans la preuve de concept de ReverCycle, le compresseur a été converti en turbine sans modifier ou enlever le séparateur d'huile intégré. Aucun séparateur d'huile externe n'a été ajouté. La fraction massique d'huile estimée dans le circuit de ReverCycle est inférieure à 3%. La preuve de concept a été testée pendant une durée d'environ 200 h en mode ORC. Durant cette période, le fonctionnement en mode ORC a été stable et les performances de la machine scroll ainsi que celles de ReverCycle n'ont pas été impactées par la circulation d'huile. Ce test n'est pas une preuve de la possibilité d'opérer le système avec cette configuration.

Une étude détaillée pour des plages de fonctionnement beaucoup plus importantes doit être effectuée. De plus, il n'a pas été possible de vérifier que le séparateur d'huile fonctionne également correctement dans le cas du fonctionnement en turbine.

Il s'agit certainement d'un des points les plus importants à mettre dans les perspectives de ce travail.

#### ***3.1.1.4 Système d'inversion du sens de rotation***

L'arbre du compresseur est entraîné par un système courroie/poulie. La poulie est entraînée par l'arbre moteur via une courroie qui tourne sur le roulement, mais elle n'est pas directement solidaire à l'arbre du compresseur.



L'arbre du compresseur est au contraire inséré dans le plateau de liaison. La poulie héberge une bobine qui est capable, lorsque le courant lui est transmis, de rapprocher le plateau de liaison et de devenir solidaire avec l'arbre du compresseur. L'arbre du compresseur permet le mouvement orbital de la scroll mobile autour de la scroll fixe. L'arbre est composé d'un arbre d'entraînement, qui est supporté rotativement dans le carter par un roulement, et d'un arbre excentrique, qui est fixé sur l'arbre d'entraînement.

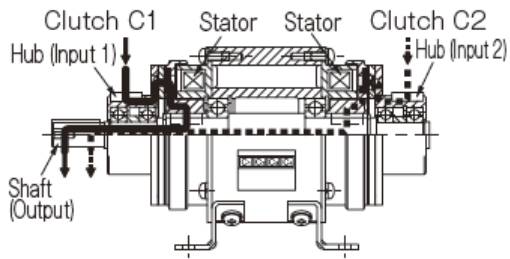


**Figure 112 : Exemples (a) Arbre compresseur (b) bague de guidage avec contrepoids (c) palier à aiguilles en bas de la scroll mobile**

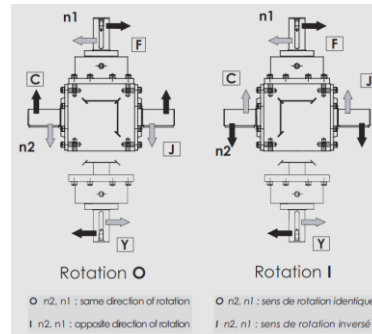
L'arbre excentrique entraîne par l'intermédiaire d'une bague de guidage (Figure 112b) et d'un palier à aiguilles (Figure 112c) la scroll mobile. Un contrepoids, en forme d'arc, est inséré sur l'arbre du compresseur (Figure 112b) en position diamétralement opposée à celle de l'arbre excentrique pour annuler le déséquilibre dynamique créé par le mouvement orbital de la scroll mobile. Dans le carter, il y a en outre, un système qui prévient l'autorotation de la scroll mobile. Ce système permet à la scroll mobile de tourner autour de la scroll fixe sans pivoter sur son propre axe.

Dans le cas des compresseurs mécaniques, la courroie du compresseur est reliée à la poulie de l'arbre moteur. Si le compresseur change de mode de fonctionnement et commence à travailler en tant que turbine, le sens de rotation de la turbine sera inverse à celui du compresseur et par conséquent à celui de l'arbre moteur. Il est donc nécessaire d'ajouter au système un composant qui permette de régler cette différence de sens de rotation entre la machine scroll en mode turbine et le moteur du véhicule.

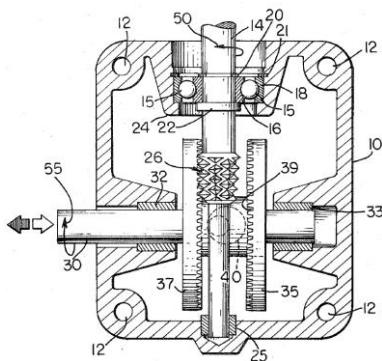
Un état de l'art sur les différentes solutions a été conduit. Différentes solutions ont été analysées comme un système à double embrayage magnétique (Figure 113) composé de trois poulies nécessitant deux poulies sur l'arbre moteur. Une autre solution serait de faire appel à des boîtes à engrenages comme celles des Figure 114 ou Figure 115. Pour des solutions liées au monde automobile, il est aussi possible d'exploiter des systèmes d'inversion par friction comme celui de la Figure 116.



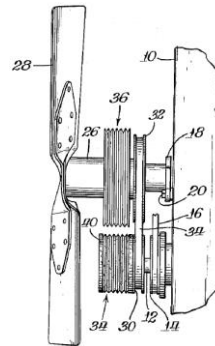
**Figure 113 : Schéma de fonctionnement du double embrayage magnétique Miki Pulley**  
(MikiPulley, 2019)



**Figure 114 : Système d'inversion de rotation avec couple conique Série ZI RedexAndantex**  
(RedexAdantex, 2019)



**Figure 115 : Boîte à engrenages avec roue plate**  
(Brevet américain  
US3851537 (Nickstadt, 1974) )



**Figure 116 : Système d'inversion de rotation pour ventilateur voiture (Brevet américain US3202144 (Nicholson and Keller, 1963))**

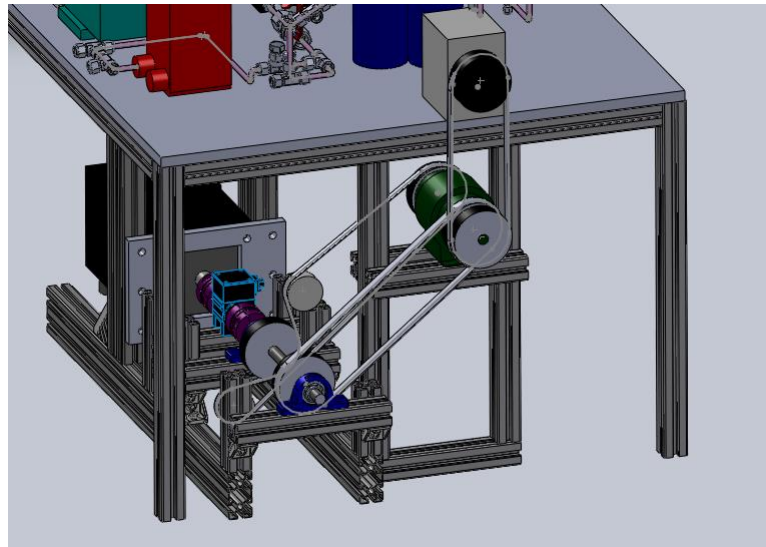
D'après cette analyse, la solution la plus appropriée pour l'application de ReverCycle mécanique serait de modifier directement le compresseur en introduisant un système d'inversion à train épicycloïdal sur son arbre.

Cette intervention n'a pas été réalisée pour la preuve de concept et il a été préféré de tester une solution plus appropriée pour le banc d'essai : le double embrayage magnétique. Le modèle choisi est le double embrayage de Miki Pulley 121-10-10G (Figure 113) qui permet d'échanger jusqu'à 20 Nm.

L'arbre du moteur/génératrice électrique héberge deux poulies qui correspondent respectivement aux poulies sur les embrayages C1 et C2. La poulie de l'embrayage C1 est connectée à la poulie sur l'arbre moteur avec une courroie en serpentin pour permettre l'inversion du sens de rotation.

Le dispositif d'entraînement a été testé à vide (embrayage du compresseur/turbine non engagée) pour permettre de caractériser ses pertes mécaniques à différentes vitesses. Les tests ont été effectués pour les modes compresseur et turbine et sont présentés dans le Tableau 31.

La vitesse de référence est celle de l'arbre moteur où le couplemètre Magtrol TMB 208 est positionné ; la vitesse de la turbine est différente (plus faible) de celle de l'arbre du moteur de par la présence d'un rapport d'entraînement de 0,84 lié aux différents diamètres des poulies.



**Figure 117 : Système d'inversion de rotation testé pour la preuve de concept**

Ce rapport se calcul à partir des valeurs des diamètres  $d_1 = 112$  mm, des poulies sur l'arbre moteur,  $d_2 = 140$  mm, des poulies sur les hébergements du double embrayage,  $d_3 = 100$  mm, de la poulie sur l'arbre du double embrayage et  $d_4 = 95$  mm, de la poulie de la machine volumétrique.

$$Rapport = d_1/d_2 \cdot d_3/d_4 = 0,84 \quad (65)$$

La réduction de vitesse permet un contrôle plus fin sur la plage de vitesse de rotation de la turbine.

**Tableau 31 : Pertes mécaniques du double embrayage mécanique MikiPulley**

Vitesse arbre moteur (rpm)	Mode compresseur (W)	Mode Turbine (W)
106	16	17
208	34	38
309	55	59
514	96	106
720	142	155
925	188	201
1130	231	244
1336	278	290
1540	321	333

Le mode turbine prévoit des pertes mécaniques plus importantes de l'ordre de 10%. La présence des galets et l'arrangement en serpentins de la courroie peuvent justifier cette augmentation. Ces pertes mécaniques sont du même ordre de grandeur que la puissance produite par la turbine.

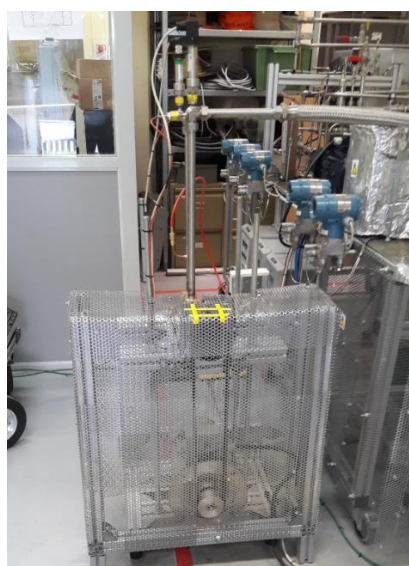
---

Compte tenu de la mauvaise performance du système à double embrayage et d'importantes vibrations transmises au banc en raison de la présence du compresseur, il a été décidé de modifier son architecture. Un autre compresseur SANDEN TRSA05 et un nouveau moteur électrique ont été adoptés et connectés directement par un système courroie poulie.

**Tableau 32 : Pertes mécaniques et électriques du système d'entraînement de la preuve de concept**

Vitesse arbre moteur (rpm)	Mode compresseur/turbine (W)
124	33
248	57
372	78
620	114
868	143
1117	171
1364	200
1612	224
1860	253
2108	277
2480	317

L'ensemble a été placé dans une structure détachée du banc et l'aspiration et le refoulement du compresseur ont été connectés aux lignes de basse et haute pression par le moyen de flexibles permettant d'éliminer toute vibration (Figure 118). Le changement de sens de rotation peut être effectué par le variateur de fréquence qui permet au moteur de tourner en sens inverse. Le système d'entraînement a été testé en roue libre (embrayage de la machine scroll non activé) à différentes vitesses pour pouvoir évaluer les pertes mécaniques et électriques de la chaîne. Les résultats sont montrés dans le Tableau 32.



**Figure 118 : Image du système d'entraînement dans la preuve de concept**

---

### 3.1.2 Résultats des essais

Une série de tests a été conduite pour évaluer les performances du système sur des points stabilisés et sur un régime transitoire en mode ORC. L'objectif des essais en mode ORC est de pouvoir évaluer le potentiel de récupération de chaleur du système. Le mode MAC ne présente pas un fort intérêt pour ReverCycle. Il s'agit en effet d'un système dont la conception et le dimensionnement ont été mis au point depuis plusieurs années dans l'industrie automobile. Les essais de ReverCycle se concentrent fortement sur le mode ORC. Le mode MAC a été testé pour s'assurer que le compresseur SANDEN TRSA05, une fois transformé en machine réversible, ne présente pas de mauvais fonctionnement.

#### 3.1.2.1 Mode MAC

Le fonctionnement en mode climatisation (Figure 103) prévoit la fermeture de quatre vannes : la vanne solénoïde SV01, les vannes automatiques AV02 et AV04 et la vanne du circuit de by-pass de la turbine NV01. Toutes les autres vannes sont ouvertes.

Les indicateurs de performance du compresseur sont :

- le rendement volumétrique :

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{compr}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (66)$$

Où  $\dot{m}_{ideal}$  est défini par l'équation :

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_{in,compr} V_{compr} n \quad (67)$$

- le rendement isentropique :

$$\eta_{is} = \frac{h_{compr,out,is} - h_{compr,in}}{h_{compr,out} - h_{compr,in}} \quad (68)$$

- le rendement du compresseur :

$$\eta_{compr} = \frac{W_{is}}{W_{elec}} \quad (69)$$

Où  $W_{elec}$  est la puissance électrique demandée par le compresseur et  $W_{is}$  est la puissance isentropique de la machine.

Enfin la performance du système est mesurée par le COP :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eau froide}}{W_{elec}} \quad (70)$$

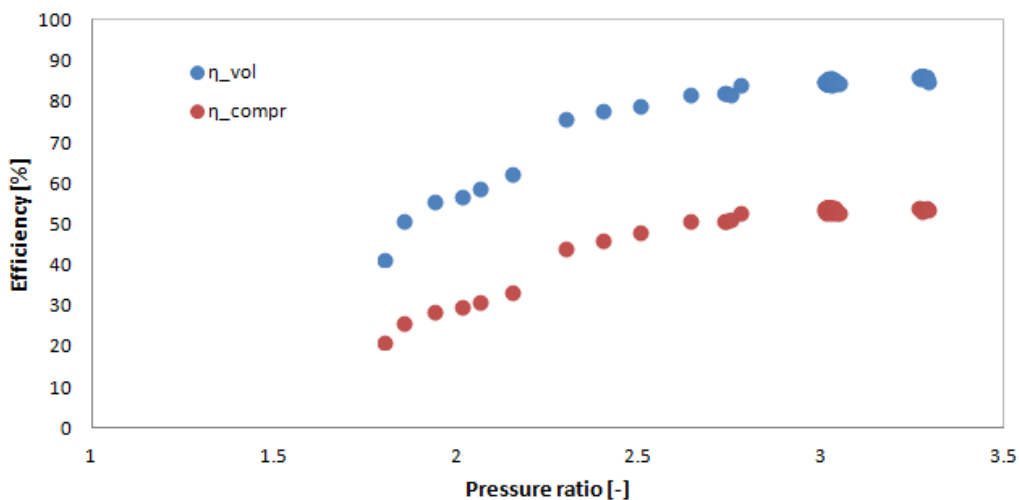
Le compresseur SANDEN TRSA05 a été testé sur un point similaire dans son état d'origine et après sa conversion en machine réversible. Les conditions des deux tests sont résumées dans le Tableau 33.

Les rendements sont similaires dans les deux essais. L'enlèvement du clapet n'a pas brusquement modifié les performances de la machine en mode compresseur pour un point de travail en surcompression. En effet le taux de compression lié à la géométrie du compresseur est d'environ 2.

Ce test sur un seul point stabilisé n'est pas exhaustif. Pour compléter l'analyse il faudrait pouvoir contrôler finement les conditions aux limites du compresseur pour arriver à tester différents points en sous-compression et surcompression dans les deux états de la machine (avant et après conversion en machine réversible). Le banc d'essais de la preuve de concept n'est pas très adapté pour une analyse de ce type. L'absence de contrôle de la température ambiante est notamment une forte limite.

**Tableau 33 : Comparaison sur un point de fonctionnement stabilisé du compresseur SANDEN TRSA05 à 1180 rpm avant et après sa modification en machine réversible**

	SANDEN TRSA05	Incertitudes	Machine réversible	Incertitudes	Unité
Rapport de compression	2,3	$\pm 0,2$	2,4	$\pm 0,2$	-
Température ambiante	16,3	$\pm 0,2$	18,1	$\pm 0,2$	°C
Puissance froide (fluide frigorigène)	2386	$\pm 12$	2448	$\pm 13$	W
Puissance froide (eau)	2492	$\pm 153$	2426	$\pm 149$	W
Rendement volumétrique	74	$\pm 1$	78	$\pm 1$	-
Rendement isentropique	73	$\pm 1$	77	$\pm 1$	-
Rendement compresseur	45	$\pm 1$	46	$\pm 1$	-
COP (fluide frigorigène)	4,86	$\pm 0,06$	4,65	$\pm 0,05$	-
COP (eau)	5,07	$\pm 0,31$	4,60	$\pm 0,29$	-



**Figure 119 : Performance de la machine réversible en mode compresseur pour différents rapports de pression (vitesse 1180 rpm)**

La machine réversible a été testée sur plusieurs points de fonctionnement. Ces points de fonctionnement ne couvrent pas tous les cas opératoires possibles, mais ils incluent des points de fonctionnement en sous-compression et en surcompression. Si un fort impact n'est pas remarqué sur ces points, il est attendu que cette conclusion puisse être étendue aux autres points de fonctionnement.

La Figure 119 montre la relation entre le rapport des pressions et les rendements volumétriques et du compresseur. Le rendement volumétrique à partir d'un rapport des pressions de 2,5 est supérieur à 80%. Le rendement isentropique mesuré lors des essais a été comparé à celui fourni par la formule proposée par (El Khoury, 2005) pour s'assurer (Tableau 34) que le comportement thermodynamique n'est pas impacté par l'externalisation du clapet anti-retour. Les valeurs montrent un fonctionnement correct en mode compresseur.

**Tableau 34 : Comparaison entre le rendement isentropique prévu par la formule de Khoury et le rendement fourni par la machine réversible en mode compresseur**

Rapport des pressions (-)	Vitesse rotation (rpm)	$\eta_{is,Khoury}$ (%)	$\eta_{is,EXP}$ (%)
2,2*	1180	69	70
2,4	1490	66	72
2,5	996	71	68
2,5	1485	66	85
2,7	1734	64	78
3	1980	62	76
3,2	2230	60	69
3,5	2500	59	68
3,7	2720	57	62

*\*Point en sous-compression*

### 3.1.2.2 Mode ORC

Le fonctionnement en mode ORC prévoit la fermeture de trois vannes (Figure 103): le détendeur EXV01, la vanne automatique AV03 et la vanne du circuit de by-pass de la turbine NV01. Toutes les autres vannes sont ouvertes. Le cycle ORC est composé de cinq composants principaux : pompe volumétrique, bouilleur, turbine, condenseur et réservoir liquide. Le réservoir liquide a été ajouté pour garantir la présence de liquide à l'entrée de la pompe volumétrique qui est à membranes et par conséquent très sensible à la cavitation.

#### Régime stabilisé

Le système ORC a été dimensionné pour un point stabilisé correspondant à une vitesse de 120 km/h de la voiture et une puissance thermique disponible de 13,4 kW. Il est donc intéressant d'analyser le

---

comportement du système ReverCycle sur différents points stabilisés pour comprendre son potentiel de récupération.

La puissance maximale de chauffe disponible par les résistances électriques est de 12 kW, le point stabilisé de référence à 120 km/h (13,4 kW) n'a pas pu être testé. En revanche, trois points stabilisés à 100 km/h, 85 km/h et 70 km/h ont été testés. Les puissances chaudes qui correspondent à ces trois points différents sont : 10,5 kW, 7 kW et 5 kW.

La température de l'eau dans le banc d'essai ne doit pas dépasser les 95°C pour éviter l'ébullition dans le grand réservoir d'eau qui est à pression atmosphérique. La température de la source chaude a été donc abaissée de 105°C à 90°C.

Le débit d'eau chaude a été imposé à 0,66 kg/s pendant tous les différents essais. La température ambiante a été gardée entre 16 et 18°C.

Une fois la fréquence de la pompe d'eau chaude maintenue constante, la puissance extraite au niveau du bouilleur est gérée par la fréquence de la pompe ORC.

La même analyse sur les trois points de fonctionnement a été menée avec une température de l'eau imposée à 70°C pour étudier la capacité de récupération à une température très faible correspondant à la température de l'eau moteur à l'ouverture du circuit de l'aérotherme dans le système de refroidissement moteur de la voiture. Dans ce cas, il a été décidé de tester le système sur les mêmes vitesses de rotation de la pompe et de la turbine. Par conséquent, les puissances extraites au bouilleur ne sont plus les mêmes.

L'intérêt des essais est d'arriver à trouver les rendements maximaux atteignables par ReverCycle sur une puissance disponible donnée. Il est aussi important d'identifier un rapport optimal entre la vitesse de la turbine et la fréquence de la pompe. Il a donc été décidé de tester un rapport de 1 entre la fréquence de la pompe et celle de la turbine. Une fréquence de 13 Hz correspond à 780 rpm, 8 Hz à 480 rpm et 6 Hz à 360 rpm. Puis, une vitesse plus élevée et une vitesse moins élevée que celle correspondant à un rapport de 1 ont été testées.

La démarche des calculs des performances ainsi que des incertitudes est montrée uniquement pour le premier point testé (Tableau 35), les autres résultats sont résumés dans le Tableau 36.

La fréquence de la pompe est de 13 Hz, tandis que la vitesse de la turbine a été fixée à 868 rpm.

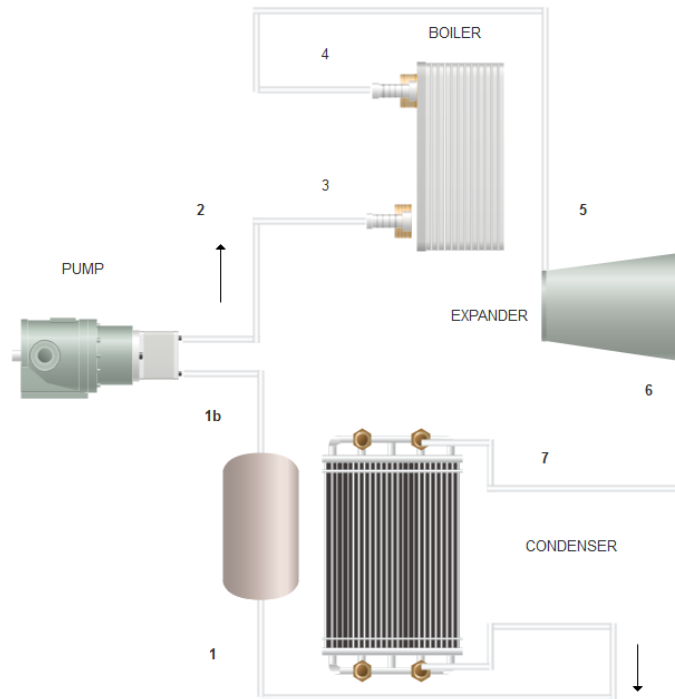
La température de l'eau à l'entrée du bouilleur étant de 91,7°C et celle en sortie de 88°C, la puissance absorbée par le bouilleur est donc :

$$Q_{chaude} = \dot{m}_{eau} c_{p,eau} (T_{out} - T_{in}) = -10,27 \pm 0,63 \text{ kW} \quad (71)$$

Le débit de fluide frigorigène mesuré par le débitmètre Coriolis à la sortie de la pompe ORC est égal à 0,049 kg/s.



**Tableau 35 : Point de fonctionnement stabilisé en mode ORC**



Point	Pression (bar)	Température (°C)	Enthalpie (kJ/kg)	Entropie (kJ/kg/K)
1	9,1	28,6	239,7	1,14
1b	9,1	26	236	1,12
2	21,8	26,9	237,3	1,12
3	20,5	26,6	236,9	1,12
4	20,4	90,4	458,2	1,78
5	19,8	85,5	453,1	1,77
6	0,99	58,3	440	1,78
6is	0,99	56	437,5	1,77
7	0,94	51,3	433,5	1,76

Les indices utilisés pour les différents calculs sur le circuit du fluide frigorigène sont ceux du Tableau 35.

La puissance chaude côté fluide frigorigène est :

$$Q_{chaude} = \dot{m}_{Cor} (h_4 - h_3) = 10,84 \pm 0,06 \text{ kW} \quad (72)$$

L'erreur au niveau du bilan du bouilleur est dans l'intervalle des incertitudes.

En connaissant le débit, il est possible de calculer le Filling Factor (la mesure du rendement volumétrique) de la turbine qui est :

$$FF = \frac{\dot{m}_{turbine}}{\dot{m}_{ideal}} = 1,33 \pm 0,02 \quad (73)$$

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_{in,turbine} \frac{V_{compr}}{BVR} n = 0,0369 \text{ kg/s} \quad (74)$$

Où la masse volumique à l'entrée de la turbine  $\rho_{in,turbine}$  est égale à  $89,6 \text{ kg/m}^3$ , la cylindrée  $V_{compresseur}$   $53,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ , le BVR 1,9 et la fréquence de rotation 14,5 Hz (868 rpm). Le débit de fluide frigorigène mesuré par le Coriolis est 0,049 kg/s.

La turbine génère 466 W d'électricité sur le variateur.

La puissance dégagée par le fluide frigorigène dans la turbine est égale à :

$$W_{turbine} = \dot{m}_{ref}(h_6 - h_5) = -649 \text{ W} \quad (75)$$

La puissance isentropique permet de calculer le rendement isentropique et le rendement de la turbine.

$$W_{is} = \dot{m}_{ref}(h_{6,is} - h_5) = -763 \text{ W} \quad (76)$$

$$\eta_{is} = \frac{h_6 - h_5}{h_{6,is} - h_5} = 85 \pm 2\% \quad (77)$$

$$\eta_{turbine} = \frac{W_{elec}}{W_{is}} = 61 \pm 1\% \quad (78)$$

Entre la sortie du réservoir liquide et l'entrée de la pompe, il n'y a pas de capteur de pression ni de température. La pression à l'entrée de la pompe est supposée égale à celle de la sortie du condenseur, tandis que la température dépend plutôt des conditions internes du réservoir. La température à l'entrée de la pompe est calculée grâce à un bilan énergétique sur la pompe pour déterminer l'enthalpie à l'entrée en connaissant son travail et son rendement estimé à 80% :

$$h_{1b} = h_2 - \frac{W_{pompe}}{\dot{m}_{ref}} = 236 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (79)$$

$$W_{pompe} = \frac{\dot{V}_{pompe} \Delta p}{\eta_{pompe}} = 65 \text{ W} \quad (80)$$

Où  $\dot{V}_{pompe}$  est le débit volumétrique traité par la pompe à 2,46 l/min et  $\Delta p$  est le saut de pression fourni par la pompe 12,7 bar. La pompe absorbe 120 W. La puissance nette électrique de ReverCycle est donc de 346 W. Le rendement électrique du cycle est :

$$\eta_{ORC,elec,eau} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_{CHAUDE,eau}} = 3,39 \pm 0,21\% \quad (81)$$

$$\eta_{ORC,elec,ref} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_{CHAUDE,ref}} = 3,19 \pm 0,04\% \quad (82)$$

En faisant une comparaison entre les différents régimes de la turbine testés, il est possible de voir la façon dont la vitesse de la turbine influence la haute pression du cycle : plus la vitesse est importante plus la haute pression baisse. Ce phénomène est lié au jeu de débit entre pompe et turbine, la pompe impose le débit qui reste fixe et la turbine doit respecter ce débit. Quand la vitesse de la turbine augmente, son débit augmente et de ce fait la masse volumique et la pression à l'admission baissent pour respecter le débit masse. Une vitesse de rotation moins importante favorise la montée de la haute pression et par conséquent augmente le potentiel de détente et de travail en améliorant le rendement de récupération du cycle.

Le maximum du rendement du cycle est atteint à des vitesses de turbine assez faibles. La machine réversible SANDEN a montré des performances satisfaisantes même à de très faibles vitesses. Pendant les essais, la vitesse minimale de la machine a été plus impactée par les protections du variateur sur le couple maximal que par la présence des fuites entre les chambres des spirales.

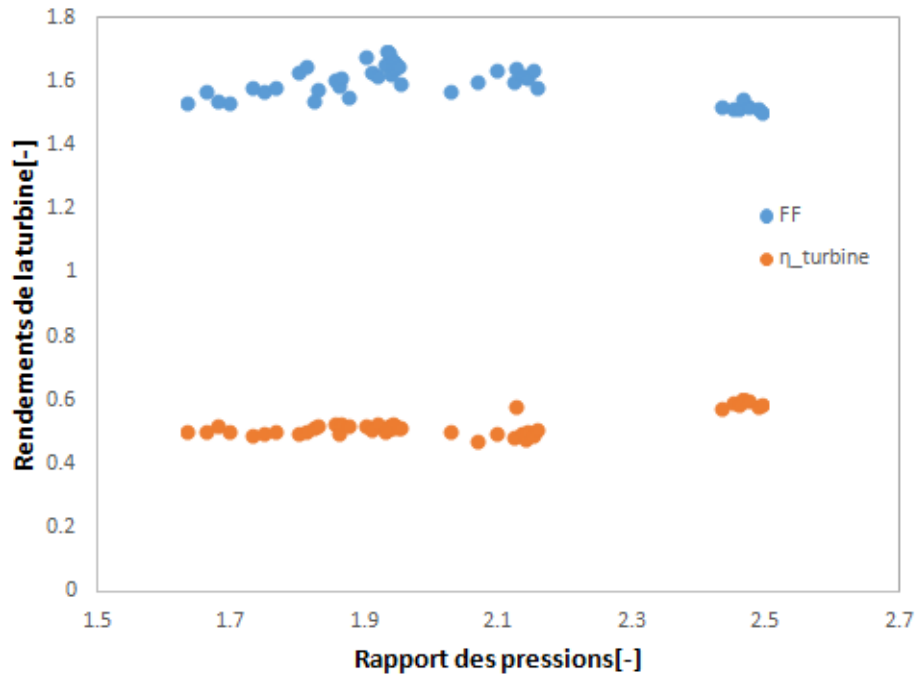
Une baisse de 20°C sur la température d'entrée de l'eau au bouilleur réduit le rendement du cycle de presque 50%, l'effet de la réduction de la haute pression est évident.

**Tableau 36 : Résultats de la preuve de concept de ReverCycle en mode ORC : fonctionnement stabilisé**

Pompe $f$ (Hz)	Turbine $\omega$ (rpm)	Bouilleur $T_{in,w}$ (°C)	Bouilleur $\dot{Q}_{boil,r}$ (kW)	Puissance Nette (W)	$\eta_{ORC}$ (%)	Turbine $p_{in}$ (bar)	Turbine $p_{out}$ (bar)
13	868	91,7	10.8	346	3,2	19,8	9,9
13	780	91,9	10.7	389	3,6	21	9,7
13	624	91,9	10.3	400	3,9	22,6	9,4
13	500	91,2	9.7	368	3,8	24,6	9,9
8	700	90,7	7.3	230	3,1	16,1	7,9
8	482	90,8	6.7	259	3,9	18,9	7,9
8	386	91	6.7	238	3,6	20,6	8
6	500	91,6	5	134	2,7	15,1	7,8
6	363	92,1	4.8	159	3,3	17,6	7,8
6	290	92,7	4.8	161	3,3	19	7,8
13	868	72,1	8.4	155	1,8	16,4	9,7
13	780	73,8	8.8	159	1,8	17,4	9,8
13	624	71,8	8.4	169	2	17,7	9,1
8	700	74	7	133	1,9	15	8
8	482	73,4	6.4	170	2,6	17,1	8,1
8	386	73	5.7	153	2,7	17,4	7,7
6	500	71,5	4.7	113	2,4	14,1	7,6
6	363	71,8	4.7	121	2,6	15,8	7,3
6	290	71,8	4.5	117	2,6	17	7,3

La Figure 120 montre les performances de la turbine à une vitesse de 500 rpm avec différents rapports de pression. Le Filling Factor est assez élevé, il est dans la fourchette 1,4-1,8.

Cette faible performance volumétrique s'explique par la faible vitesse de rotation de la turbine. A faible vitesse, les deux spirales sont incapables de garantir l'étanchéité ; le niveau de fuites est alors important. Malgré ce mauvais rendement volumétrique, le rendement global de la turbine est assez élevé entre 50 et 60%.



**Figure 120 : Performance de la machine réversible en mode turbine à une vitesse de 500 rpm**

Le compresseur scroll électrique du domaine automobile testé en mode turbine dans l'étude de (Dumont *et al.*, 2018) a en effet montré un rendement global entre 40 et 75% à de faibles rapports de pression. Dans la preuve de concept de ReverCycle, la machine réversible est couplée à l'arbre du moteur électrique par un système de courroie et de poulies. Ce système de transmission est bien moins efficace que celui du couplage direct entre l'arbre de la turbine et la génératrice comme dans (Dumont *et al.*, 2018). La perte mécanique liée au système courroie/poulies pourrait expliquer une performance maximale de 60% au lieu de 70%.

Le rendement global de la pompe est défini par l'équation suivante :

$$\eta_{pompe,is} = \frac{\dot{m}_{Coriolis}(p_{pompe,out} - p_{pompe,in})}{\rho_{pompe,in} \dot{W}_{pompe,el}} \quad (83)$$

La Figure 121 montre le rendement global de la pompe à une fréquence de rotation de 13 Hz pour différents sauts de pression. En examinant la base de données expérimentale de (Landelle *et al.*, 2017) sur

les pompes volumétriques avec une puissance hydraulique similaire, le meilleur rendement global est de l'ordre de 45%. La pompe à membranes utilisée dans la preuve de concept montre un pic d'efficacité égal à 48%. L'absence de capteur de température directement à l'entrée de la pompe nous oblige à considérer une importante incertitude sur sa valeur, mais l'incertitude relative sur la mesure du rendement global reste faible autour de 1%.

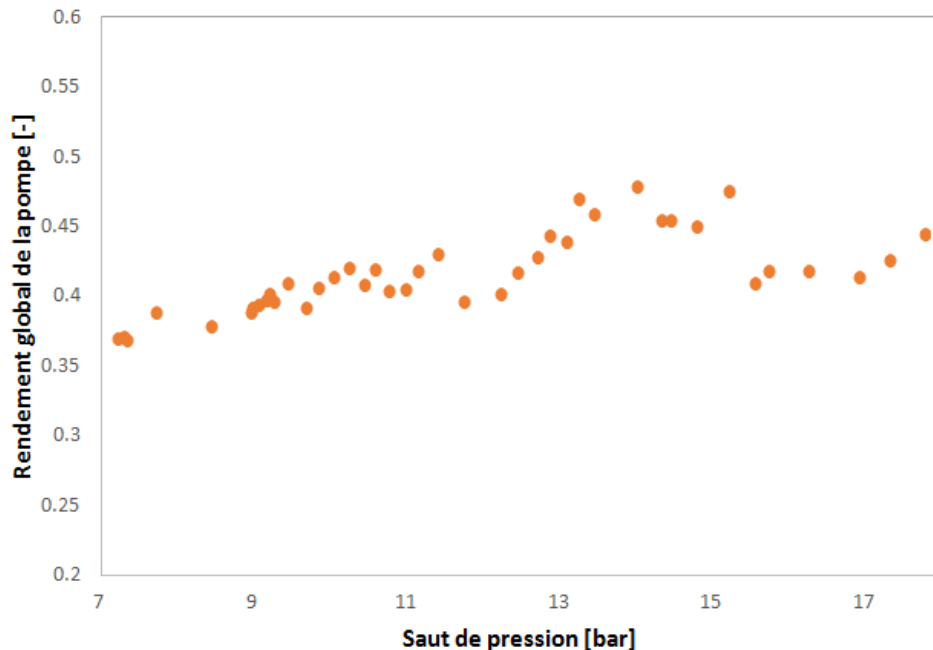


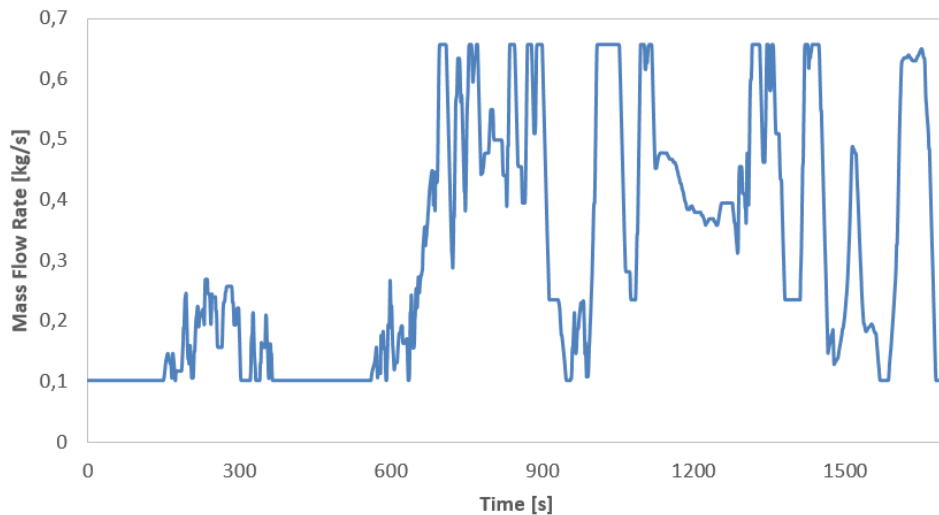
Figure 121 : Performance de la pompe à une fréquence de 13 Hz

### Régime dynamique

Les performances en consommation et émissions d'une voiture sont testées sur des cycles de conduite imposés par les autorités nationales et internationales. Le cycle WLTC est en train de devenir une référence internationale pour les tests des véhicules.

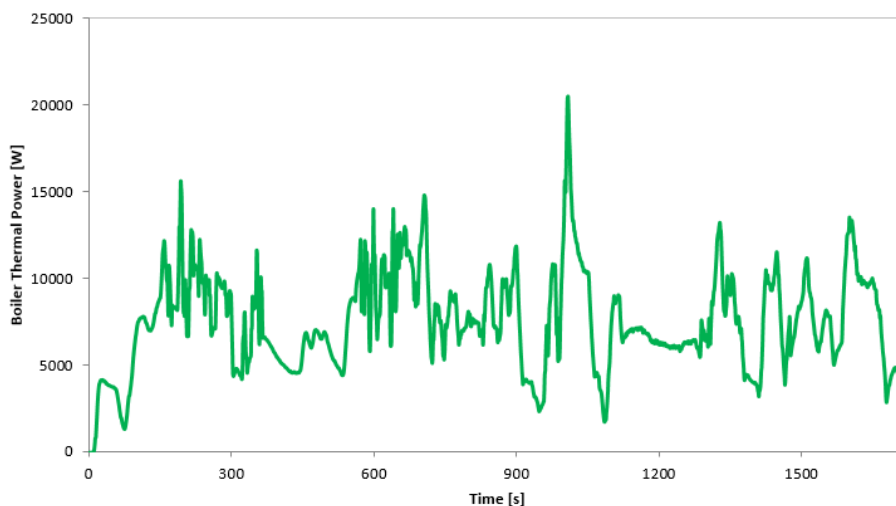
Le cycle d'une durée de 1800 s comporte des phases d'accélération et de décélération pour simuler un trajet habituel en voiture. Pour pouvoir juger de la performance de ReverCycle, il devient impératif de le tester sur un cycle WLTC. Les changements rapides de régime, provenant des phases d'accélération et de décélération, doivent être reproduits sur le banc d'essai. La pompe d'eau chaude doit reproduire le débit d'eau provenant de l'ouverture du thermostat. L'évolution de ce débit a été estimée grâce aux simulations sur Dymola.

La présence du variateur de fréquence permet à la pompe de l'eau chaude de traiter ce débit. Dans les phases du cycle où le thermostat est fermé (Figure 122) un débit minimal de 0,1 kg/s a été imposé pour assurer un refroidissement des résistances électriques qui chauffent en continu l'eau allant au bouilleur.



**Figure 122 : Débit de la source chaude lors des essais sur cycle WLTC**

Ce débit comporte une disponibilité de puissance thermique au bouilleur montrée à la Figure 123.



**Figure 123 : Evolution de la puissance thermique disponible au bouilleur sur cycle WLTC  
(Turbine/Moteur=0,4, Pompe/Moteur=0,6)**

Dans l'architecture de référence de ReverCycle, les régimes de la pompe et de la turbine sont liés au régime moteur par un rapport d'entraînement. Suite aux simulations sur Dymola, trois rapports entre la fréquence de la pompe et la fréquence du moteur ont été choisis (0,6, 1, 1,4). La pompe de la preuve de concept n'a pas la même cylindrée que celle prévue lors du dimensionnement. La présence du variateur de fréquence permet de pallier cette différence en adaptant la fréquence de rotation de façon à obtenir le débit volumétrique souhaité.

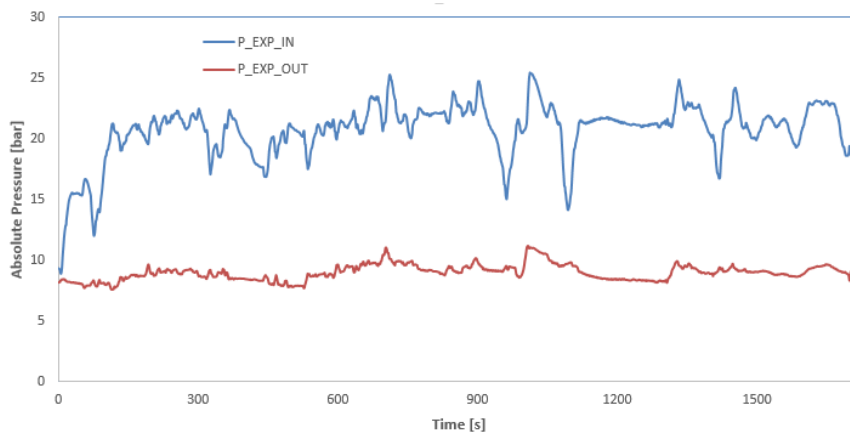
Les résultats de la simulation et des essais sur des points stabilisés nous ont conduits à sélectionner pour la turbine les rapports suivants : 0,4, 0,5, 0,6.

Une matrice de neuf essais (Tableau 37) a été donc créée et le cas optimal a été déterminé : un rapport avec la fréquence de rotation du moteur de 0,6 pour la pompe et 0,4 pour la turbine.

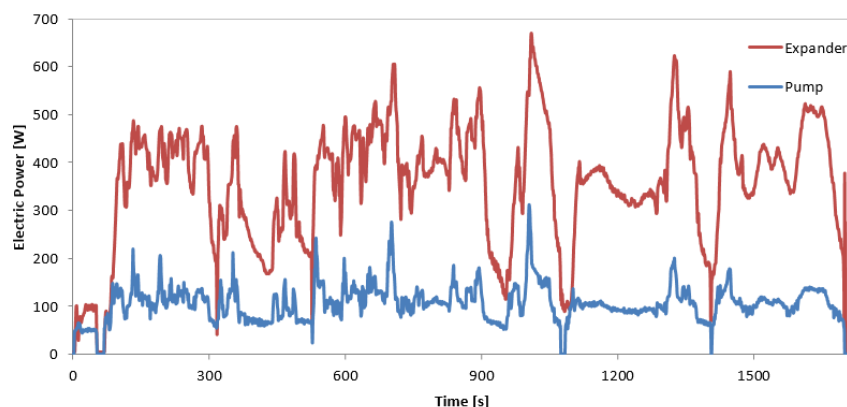
**Tableau 37 : Rendement de récupération sur un cycle WLTC de la preuve de concept de ReverCycle pour différents rapports de vitesse**

	Turbine/Moteur <b>0,4</b>	Turbine/Moteur <b>0,5</b>	Turbine/Moteur <b>0,6</b>
<b>Pompe/Moteur 0,6</b>	3,3%	2,7%	2,3%
<b>Pompe/Moteur 1</b>	3,1%	3,1%	3%
<b>Pompe/Moteur 1,4</b>	x	2,6 %	2,5%

Avec ces rapports d'entraînement, ReverCycle récupère 0,42 MJ sur les 12,73 MJ extraits au bouilleur. L'évolution des puissances électriques à la pompe et à la turbine ainsi que l'évolution de la haute pression et de la basse pression dans le circuit sont montrées à la Figure 125 et Figure 124.

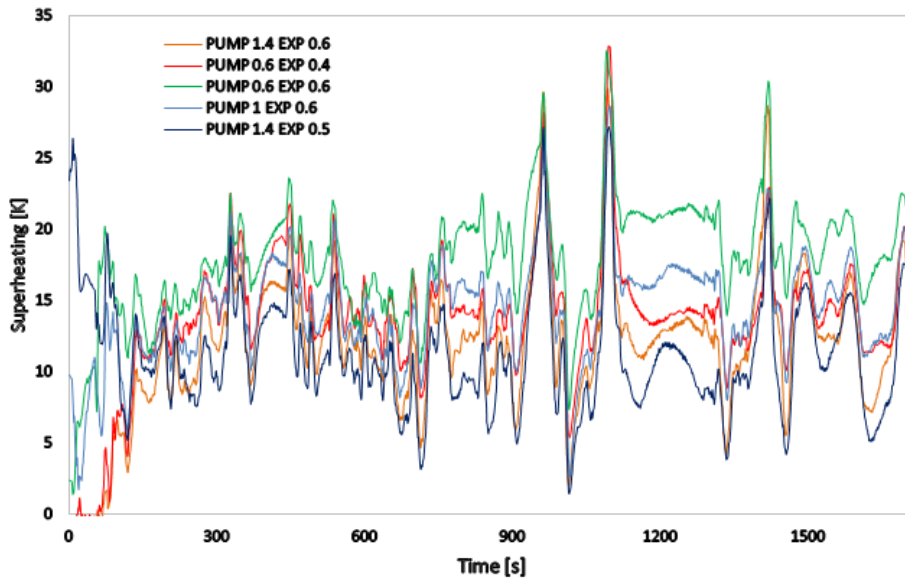


**Figure 124 : Evolution des pressions à l'entrée et à la sortie de la turbine sur cycle WLTC (Turbine/Moteur=0,4, Pompe/Moteur=0,6)**



**Figure 125 : Evolution des puissances électriques de la turbine et de la pompe sur cycle WLTC (Turbine/Moteur=0,4, Pompe/Moteur=0,6)**

Le test avec un rapport de 1,4 pour la pompe et 0,4 pour la turbine n'a pas été réalisé pour éviter le risque de faible sous-refroidissement au condenseur et une faible surchauffe à l'admission de la turbine. La faible vitesse de la turbine augmente la haute pression, une fréquence élevée de la pompe envoie trop de débit au bouilleur. Dans ces conditions de fonctionnement, le fluide à l'entrée de la turbine peut être diphasique. La présence de surchauffe à l'entrée de la turbine est toujours garantie (Figure 126).



**Figure 126 : Evolution de la surchauffe à l'entrée de la turbine sur cycle WLTC pour différents rapports de vitesse.**

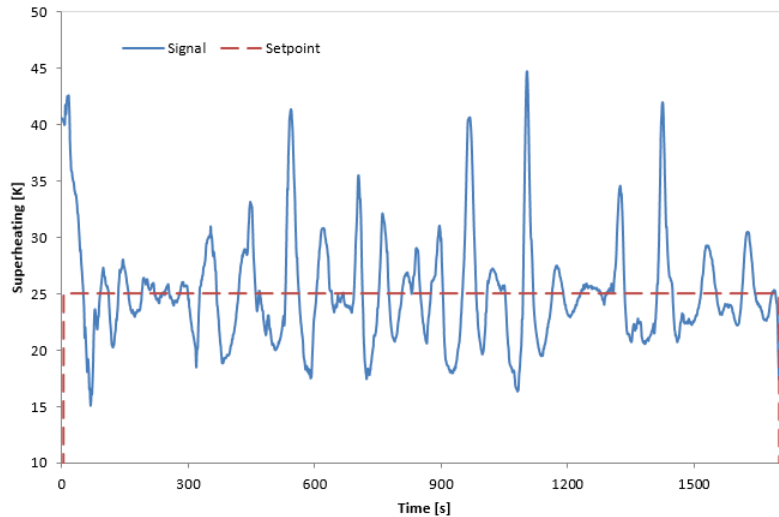
La preuve de concept de ReverCycle permet grâce aux variateurs sur la pompe ORC et sur la turbine de tester également deux autres architectures : celle où la pompe ORC est contrôlée en vitesse par un PI et celle où la turbine est contrôlée en vitesse par un PI. La variable contrôlée dans les deux cas est la surchauffe à la sortie du bouilleur pour éviter la présence de liquide diphasique à l'admission de la turbine. Les paramètres du PI ont été déterminés avec la méthode à circuit ouvert de Cohen-Coon (Cohen and Coon, 1953). Le paramétrage pour le PI sur la pompe et le PI sur la turbine est résumé dans le Tableau 38.

**Tableau 38 : Paramètres des PI utilisés sur la pompe et sur la turbine**

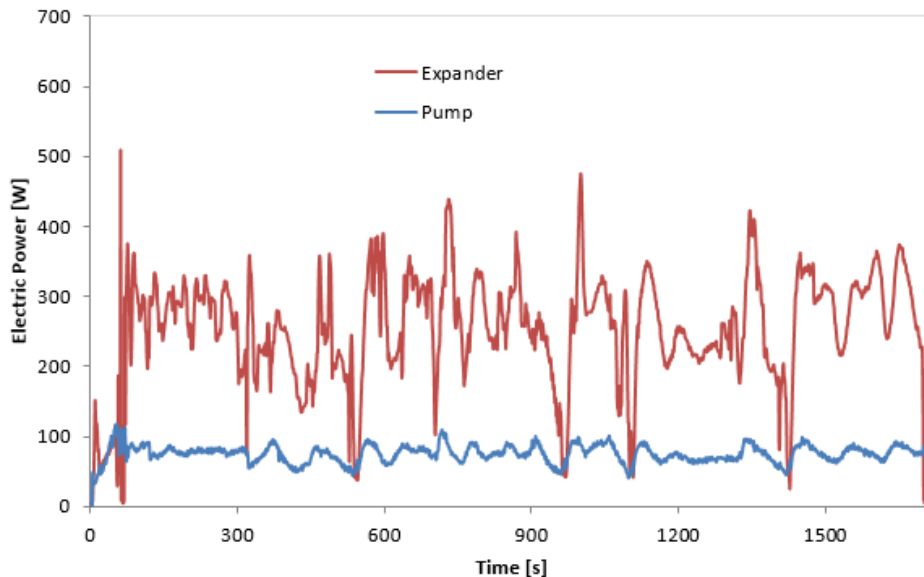
Paramètres PI Pompe	
Gain proportionnel	-0,240
Temps d'intégration	0,153 min
Paramètres PI Turbine	
Gain proportionnel	29,3
Temps d'intégration	0,08 min



Dans le cas du PI sur la pompe la surchauffe a été fixée à 25 K durant tout l'essai, la fréquence de la turbine a été liée à celle du moteur avec un rapport de 0,4. Le contrôle n'arrive pas à stabiliser la surchauffe autour de la consigne (Figure 127), mais arrive néanmoins à récupérer de l'énergie pendant une large partie du cycle (Figure 128).

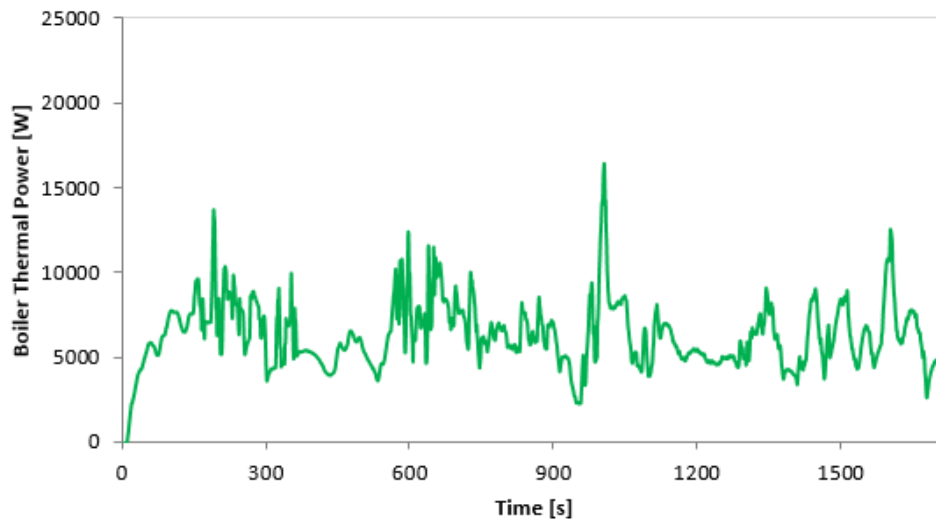


**Figure 127 : Evolution de la surchauffe à l'entrée de la turbine sur cycle WLTC avec un PI qui contrôle la vitesse de la pompe.**



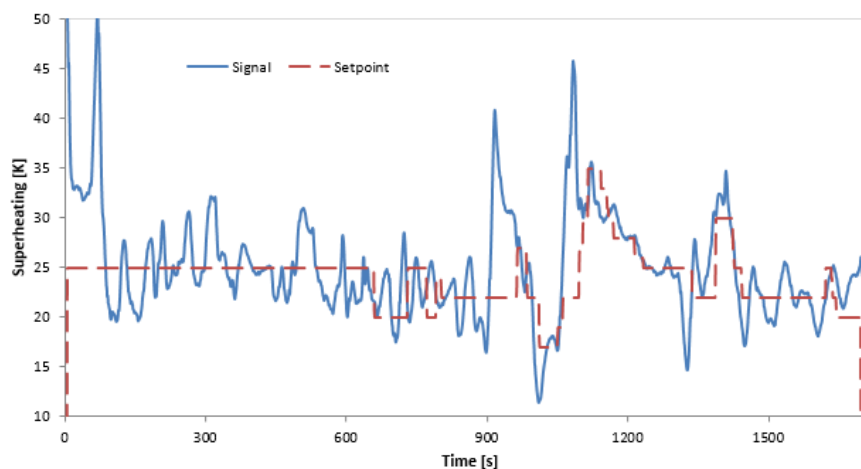
**Figure 128 : Evolution des puissances électriques de la turbine et de la pompe sur cycle WLTC avec un PI qui contrôle la vitesse de la pompe.**

La puissance extraite au bouilleur (Figure 129) est faible à cause du PI réglant la pompe sur des basses fréquences de rotation.



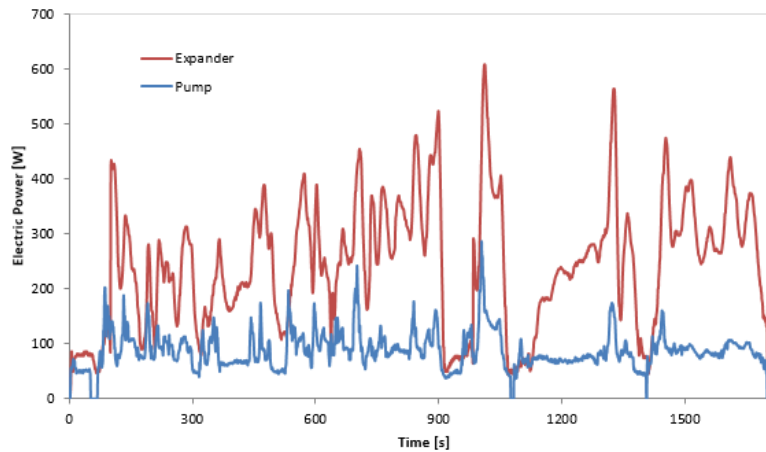
**Figure 129 : Evolution de la puissance chaude au bouilleur sur cycle WLTC avec un PI qui contrôle la vitesse de la pompe.**

Dans l'essai avec le PI sur la turbine, la consigne de la surchauffe a dû être changée pendant l'essai (Figure 130) pour obtenir une production positive d'énergie pendant tout le cycle. Le rapport entre les fréquences de la pompe et du moteur est de 0,4.



**Figure 130 : Evolution de la surchauffe à l'entrée de la turbine sur cycle WLTC avec un PI qui contrôle la vitesse de la turbine.**

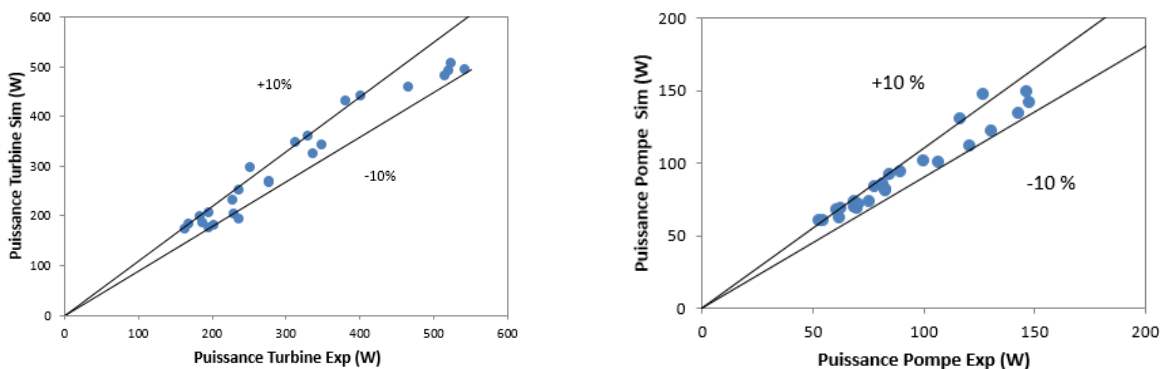
L'introduction d'un contrôle simple avec un PI sur la pompe ou sur la turbine n'améliore pas la capacité de récupération de ReverCycle (Figure 131). La variation du régime moteur, dans le cycle WLTC, et par conséquent, la variation du régime de la turbine ou de la pompe est trop rapide pour permettre un contrôle efficace avec un PI. L'introduction d'un contrôle prédictif ou d'un paramétrage variable du PI serait nécessaire.



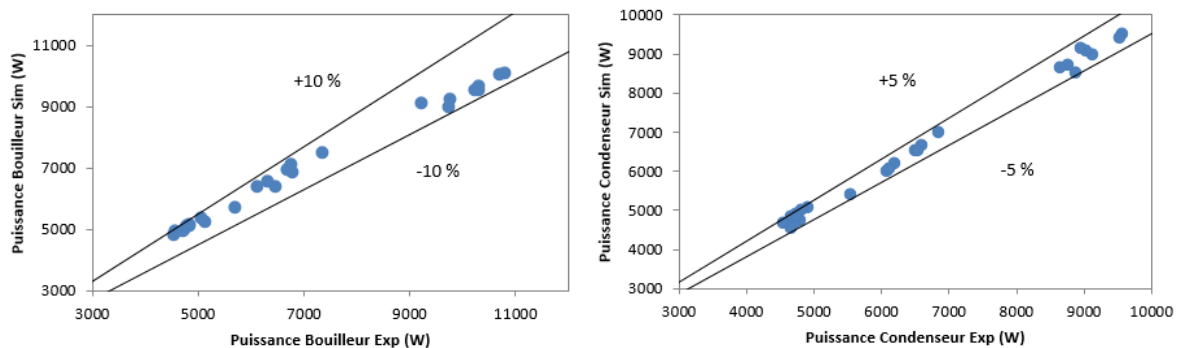
**Figure 131 : Evolution des puissances électriques de la turbine et de la pompe sur cycle WLTC avec un PI qui contrôle la vitesse de la turbine.**

### Validation du modèle ORC

Les essais réalisés ont permis la validation du modèle de l'ORC soit sur un régime permanent (Figures 131 et 132), soit dans un régime dynamique (Figures 133, 134, 135 et 136).



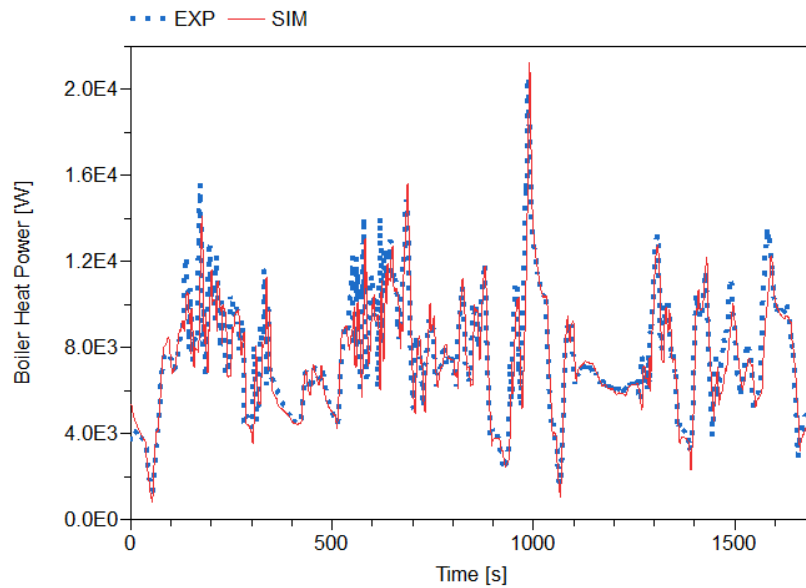
**Figure 132 : Validation du modèle ORC en régime permanent : puissances électriques turbine et pompe**



**Figure 133 : Validation du modèle ORC en régime permanent : échangeurs**

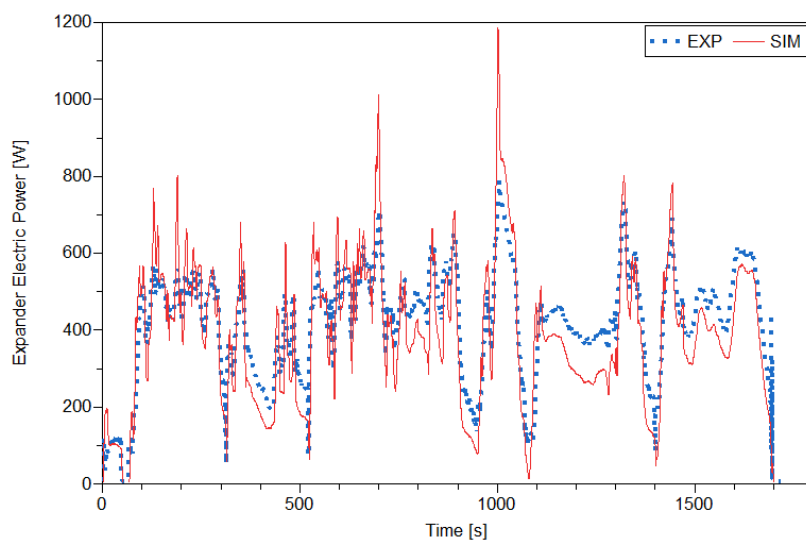
Le modèle dynamique estime l'énergie nette récupérée sur le cycle WLTC avec une erreur de 7%. Le modèle sous-estime la capacité de récupération du système.

La différence entre les résultats expérimentaux et ceux fournis par la simulation est faible pour la puissance au bouilleur avec un NRMSD de 5% (Figure 134).



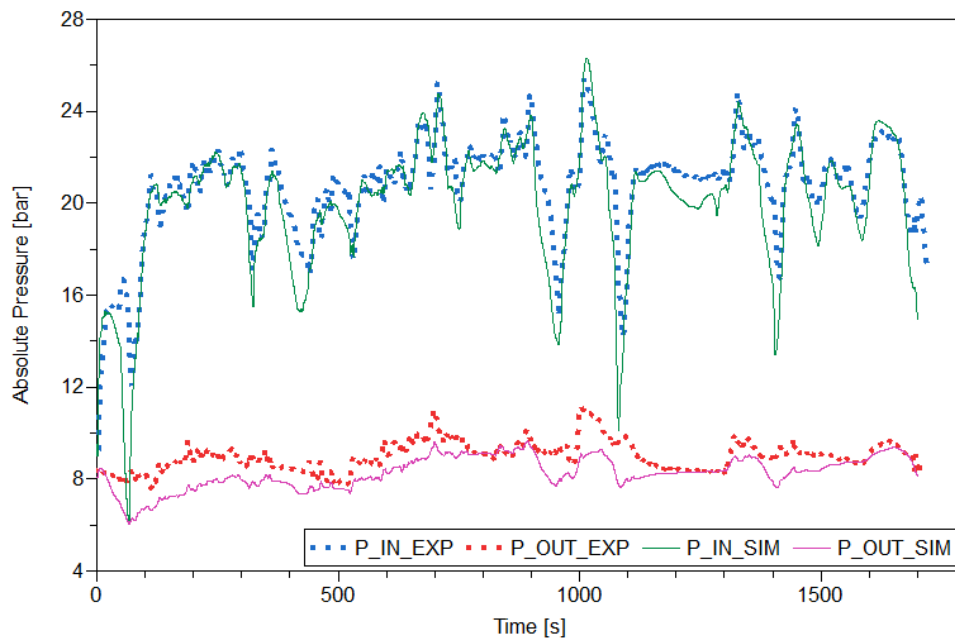
**Figure 134 : Validation du modèle ORC en régime dynamique : puissance bouilleur**

Cette différence est plus importante (NRMSD égal à 11%) dans le cas de la puissance électrique générée par la turbine (Figure 135).



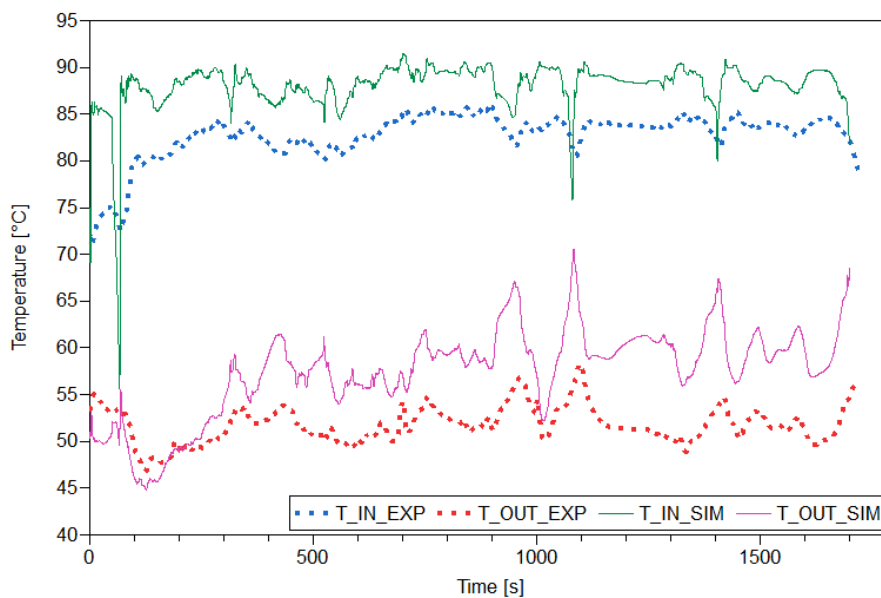
**Figure 135 : Validation du modèle ORC en régime dynamique : puissance électrique turbine**

La Figure 136 montre que le modèle de simulation de l'ORC n'est pas précis dans l'évaluation des pressions à l'entrée de la turbine (NRMSD égal à 6%) et à la sortie (NRMSD égal à 8%). Une mauvaise estimation du taux de détente impacte le calcul de la puissance électrique générée par la turbine.



**Figure 136 : Validation du modèle ORC en régime dynamique : pressions turbine**

La différence entre les résultats expérimentaux et ceux fournis par la simulation en termes de températures à l'entrée et sortie de la turbine (Figure 137) est amplifiée par l'emplacement des capteurs de température. Les capteurs ne sont pas proches de la machine et des pertes thermiques sont présentes à cause de l'absence d'isolation.



**Figure 137 : Validation du modèle ORC en régime dynamique : températures turbine**

Les valeurs du NRMSD pour les différentes variables calculées en régime dynamique sont résumées dans le Tableau 39.

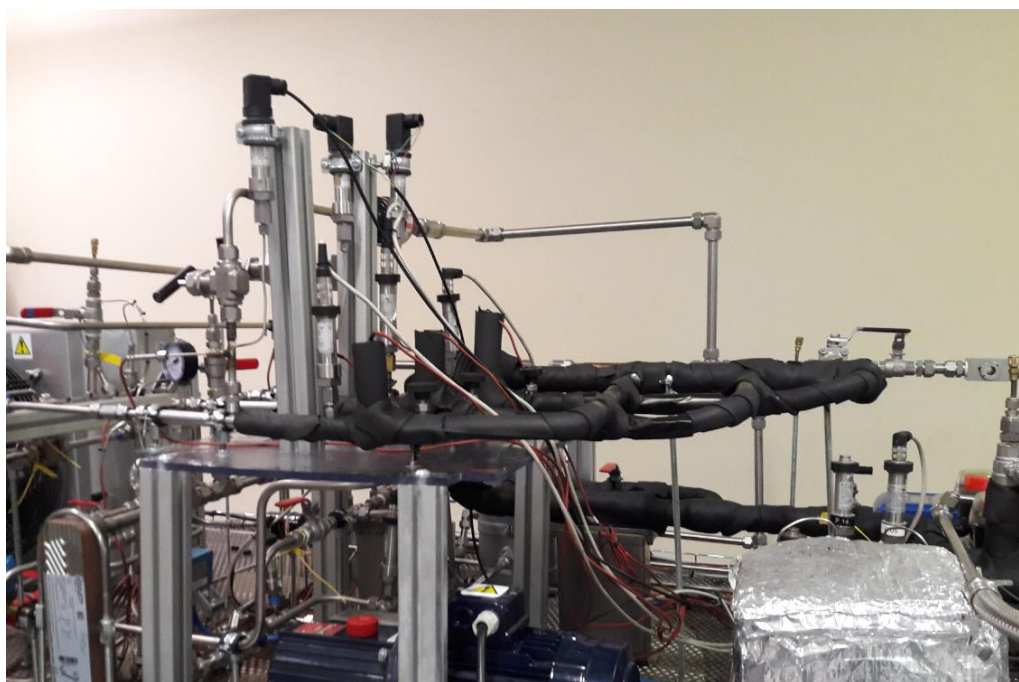
**Tableau 39 : NRMSD pour les différentes variables examinées lors de la validation du modèle de simulation de l'ORC**

<b>Variable</b>	<b>NRMSD</b>
Puissance électrique Turbine	11%
Puissance électrique Pompe	9%
Puissance thermique Bouilleur	5%
Pression entrée Turbine	6%
Pression sortie Turbine	8%

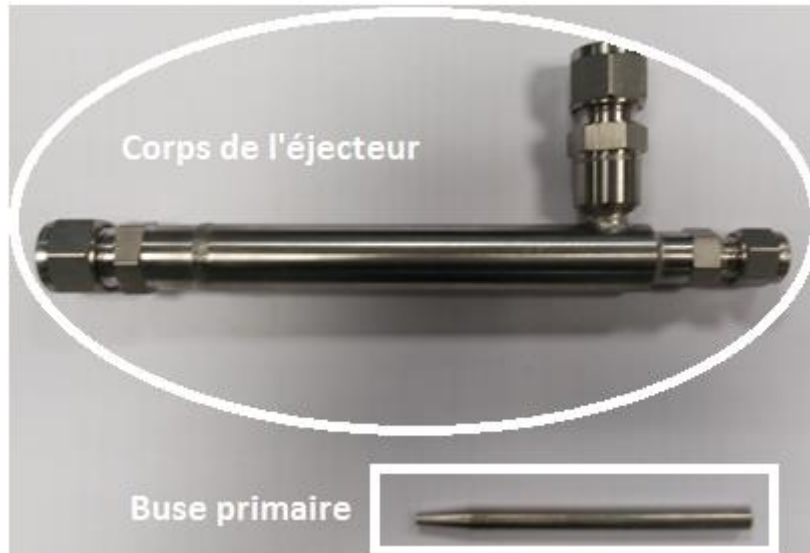
## **3.2 Preuve de concept ReverCycle ERC**

### **3.2.1 Description du banc d'essais**

Une campagne d'essais a été réalisée pour démontrer la faisabilité technologique de ReverCycle en mode éjecteur. Trois éjecteurs différents ont été testés. Les éjecteurs ont été installés dans une configuration en parallèle (Figure 138), mais ont été testés individuellement. Seul l'éjecteur 1 (Figure 139) a permis un fonctionnement correct du système.



**Figure 138 : Les trois éjecteurs installés en parallèle**



**Figure 139 : L'éjecteur 1 testé : corps de l'éjecteur et buse primaire**

Les principaux paramètres géométriques des éjecteurs 1, 2 et 3 sont résumés dans le Tableau 40 .

**Tableau 40 : Géométrie des éjecteurs testés**

Paramètre géométrique	Ejecteur 1	Ejecteur 2	Ejecteur 3
Diamètre col de la buse (mm)	1,5	1,4	1,6
Diamètre chambre de mélange (mm)	2,9	2,7	3,08
Longueur chambre de mélange (mm)	15	21,6	24,6
Position de sortie de la buse (NXP) (mm)	2,9	2,9	2,9

Le banc d'essais utilisé est celui de ReverCycle. Les éjecteurs ont été installés en parallèle du compresseur/turbine. Le P&ID du banc d'essais est montré à la Figure 140.

Les trois éjecteurs testés sont des prototypes réalisés pour une application automobile, mais n'ont pas été conçus pour l'application ReverCycle. Grâce au modèle de (Chen, Havtun and Palm, 2014b) il a été possible d'estimer le débit nominal pour chaque éjecteur. Dans le cas de l'éjecteur 1, ce débit nominal est de 0,018 kg/s.

La pompe de ReverCycle est surdimensionnée par rapport au besoin de l'éjecteur. En effet, la pompe envoie le débit nécessaire pour l'application à une fréquence autour de 5 Hz, dans une zone déconseillée de fonctionnement du variateur de vitesse.

### 3.2.2 Résultats des essais

La preuve de concept de ReverCycle ne permet pas un contrôle efficace des performances par la variation de la vitesse de rotation de la pompe. La vitesse de rotation a été donc maintenue constante. La variation des points de fonctionnement peut être obtenue par l'ouverture/fermeture du détendeur et/ou par la variation de la vitesse du condenseur.

La Figure 141 montre la variation de la consigne d'ouverture du détendeur, tandis que les Figures 141 et 142 montrent la dynamique induite dans les pressions du système et dans le taux d'entraînement. Le détendeur est également surdimensionné pour l'application. Il permet de tester différents points, sans pouvoir avoir un contrôle précis sur la pression au secondaire de l'éjecteur (la pression d'évaporation).

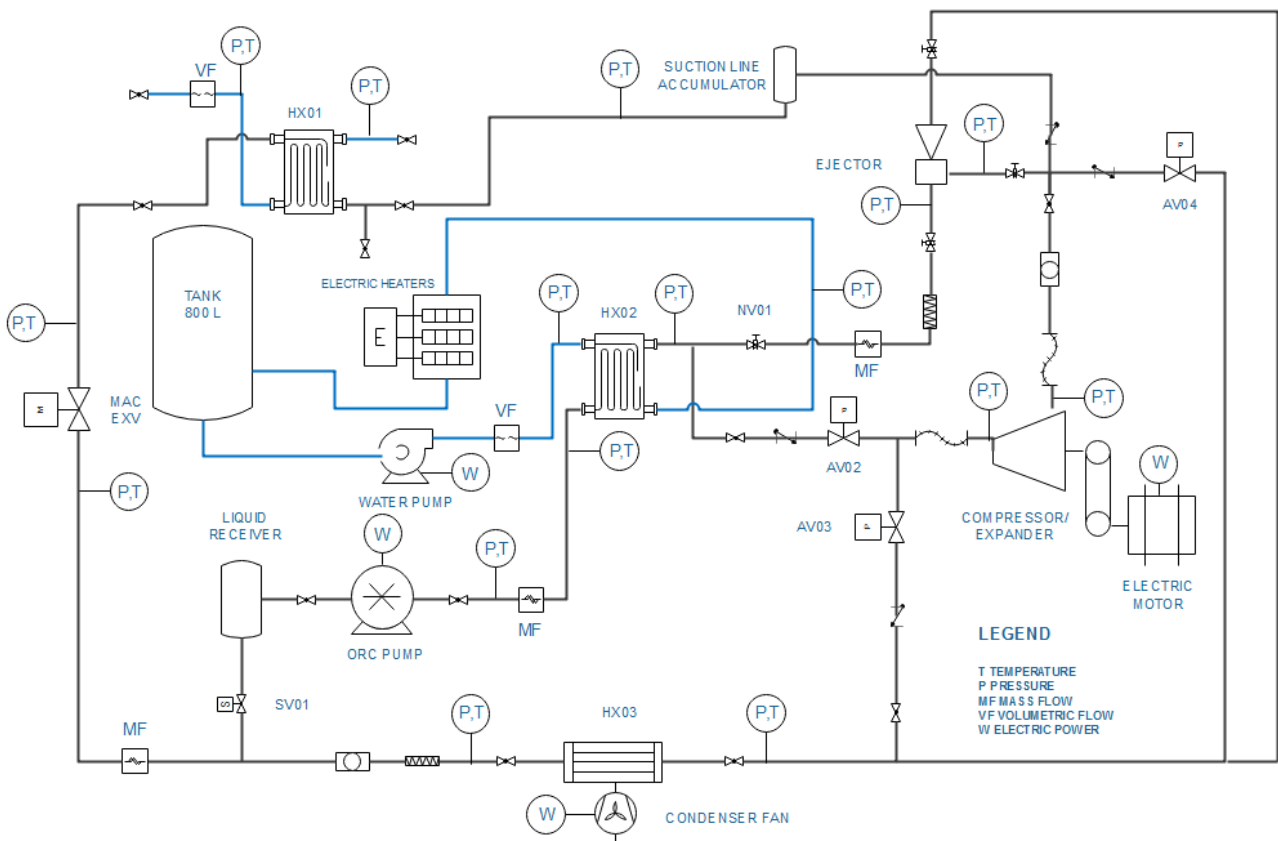


Figure 140 : P&ID de la preuve de concept ReverCycle avec éjecteur



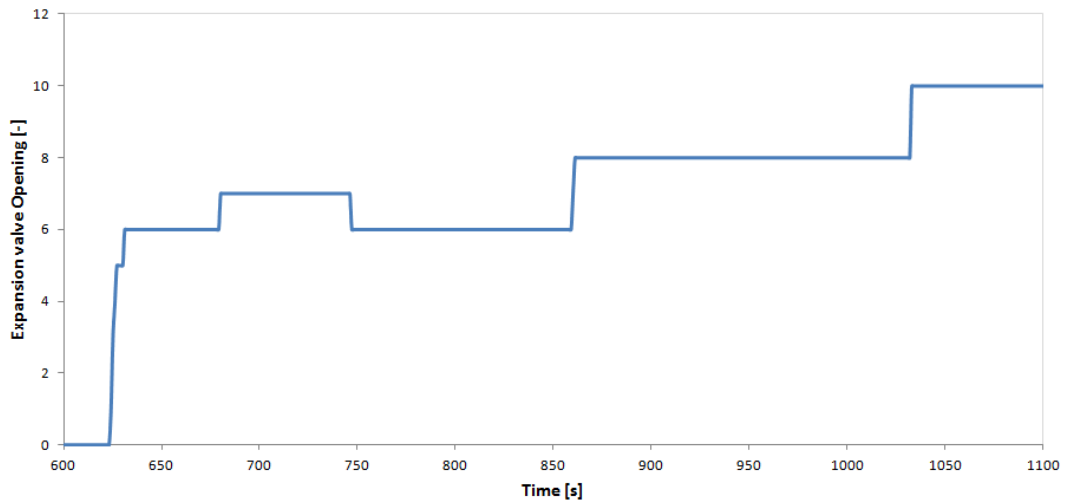


Figure 141 : Ouverture du détendeur pendant un essai en mode ERC

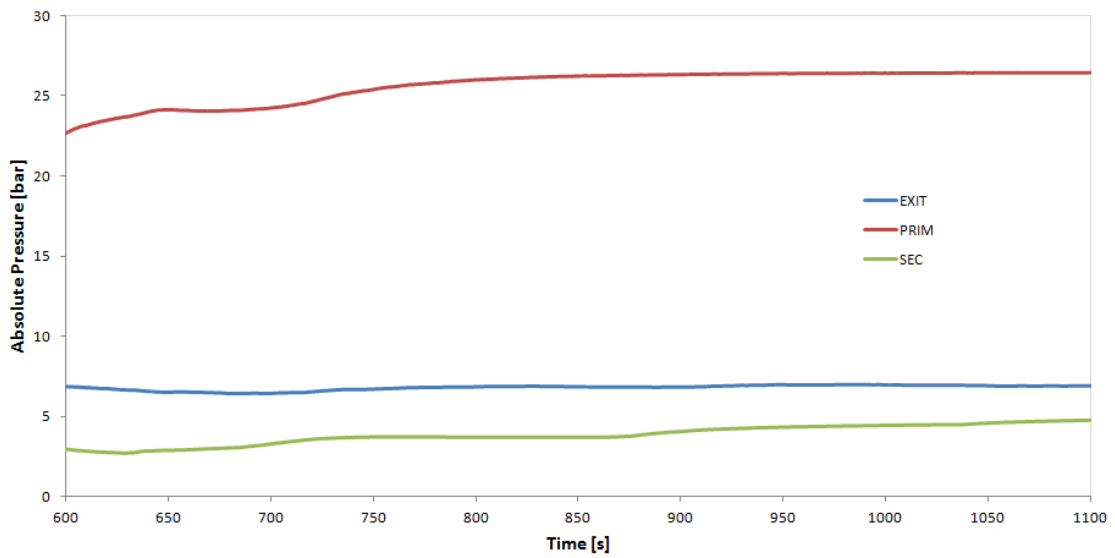


Figure 142 : Evolution des pressions au sein de l'éjecteur pendant un essai en mode ERC

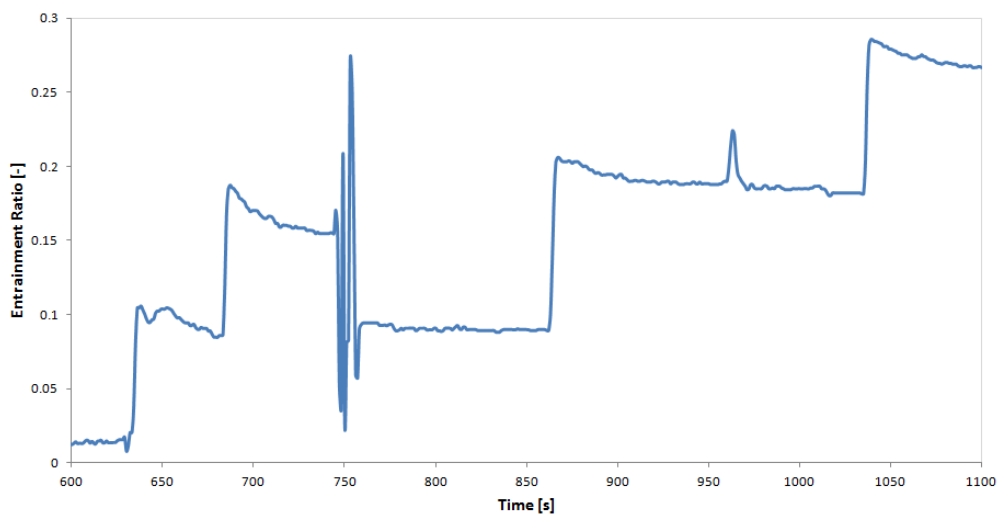


Figure 143 : Evolution du taux d'entrainement de l'éjecteur pendant un essai en mode ERC

Les résultats des essais sur le banc ReverCycle sont résumés dans le Tableau 41.

**Tableau 41 : Résumé des essais sur éjecteur banc ReverCycle**

Essais	T_sat_Bouilleur [°C]	T_sat_Condenseur [°C]	T_sat_Evaporateur [°C]	Taux entraînement [-]	Surchauffe Primaire [K]
A	79,6	26,2	6,6	0,09	1,2
B	80,1	26,7	11,8	0,19	1,6
C	80,1	26,2	14,5	0,27	2
D	80,7	32,2	7,2	0,07	0,1
E	79	33,5	11	0,15	3,2
F	79,3	39,8	22,1	0,22	6,7

Les résultats des essais ont ensuite été comparés aux résultats du modèle de simulation avec ajustement sur les données des essais de (Li *et al.*, 2018) .

**Tableau 42 : Comparaison des résultats des essais avec les résultats de la simulation**

Taux entraînement Exp [-]	Taux entraînement Simu [-]	Rapport Taux Exp sur Taux Simu [%]
0,09	0,39	23
0,19	0,5	38
0,27	0,66	41
0,07	0,21	33
0,15	0,24	63
0,22	0,3	73

L'écart entre le modèle et les essais E et F est moindre par rapport aux essais A, B, C et D.

Cet écart entre les essais A, B, C, D et les essais E, F peut être expliqué par la surchauffe à l'entrée du primaire qui est plus élevée pour les essais E et F. La surchauffe est nécessaire pour éviter la formation de liquide pendant la détente du fluide primaire dans le convergent divergent. Le modèle de simulation prévoit une surchauffe minimale d'environ 8 K pour éviter la formation de liquide.

Tous les essais réalisés ont une surchauffe inférieure à celle requise, mais les essais avec une surchauffe plus élevée (E, F) ont un meilleur rendement. Pour cette raison, il est possible que les rendements mesurés, inférieurs à ceux des essais de (Li *et al.*, 2018), soient impactés par ce problème de faible surchauffe et par conséquent de détente diphasique dans le convergent divergent.

**Tableau 43 : Données complémentaires sur les essais avec ReverCycle éjecteur**

Essais	Débit primaire [g/s]	Puissance Bouilleur (réf) [W]	Puissance Evaporateur (réf) [W]	Température Eau entrée Evap [°C]	Débit Eau Evap [g/s]
A	14,4	2605	238	18,6	108
B	14,2	2549	476	18,9	108
C	14,2	2539	681	18,9	108
D	13,3	2514	173	19,1	108
E	13,7	2357	372	19,2	107
F	15,3	2447	572	24	100

Toutefois il est assez difficile de pouvoir comprendre ce mauvais fonctionnement de l'éjecteur car il n'est pas possible de savoir si l'éjecteur fonctionne en mode subcritique ou critique. Le modèle de simulation est valide uniquement pour un fonctionnement critique. Le banc d'essais, à cause de la pompe et du détendeur surdimensionnés et de sa complexité, ne permet pas de caractériser le fonctionnement de l'éjecteur.

Il existe trois raisons possibles pour expliquer l'écart entre la simulation et les résultats des essais :

- Mauvaise fabrication de l'éjecteur : écart entre la géométrie demandée au fabricant et la géométrie réalisée ;
- Mauvaises performances des sous-systèmes du banc : en particulier pertes de pression plus élevées que prévu ;
- Faible surchauffe du fluide primaire.

Les deux premiers points pourraient conduire à un fonctionnement subcritique de l'éjecteur. Cette analyse nous fait comprendre qu'il est nécessaire, avant de considérer le système, d'étudier en détail l'éjecteur seul. Un nouveau banc d'essais spécifique pour la caractérisation des performances de l'éjecteur doit être mis en place avant d'étudier le système ERC.

Cependant, la faisabilité technologique d'un système multi-génération avec trois modes opératoires a été démontrée. Les calculs du gain en mode ERC n'ont pas été validés, mais les résultats expérimentaux ont montré la capacité du système ERC de satisfaire de faibles besoins de climatisation à partir d'une puissance disponible au bouilleur de 3 kW. Les points de fonctionnement des essais D et E pourraient, par exemple, répondre à des besoins de désembuage.

Si on prend comme exemple le point E, la puissance isentropique de la pompe est inférieure de 30% à celle d'un compresseur travaillant sur le même point de fonctionnement que l'éjecteur (Tableau 44). Le gain entre le mode ERC et le mode MAC dépendra des rendements de la pompe et du compresseur. Si le rapport d'entraînement est faible et inférieur à 0,1, voir le point D par exemple, le cycle à éjecteur n'est pas compétitif par rapport au cycle de compression de vapeur.

---

**Tableau 44 : Comparaison entre la puissance isentropique de la pompe de ReverCycle en mode ERC et de la puissance isentropique d'un compresseur travaillant sur le même point de fonctionnement que l'éjecteur**

<b>Essais</b>	<b>Puissance isentropique Pompe [W]</b>	<b>Puissance isentropique Compr [W]</b>
A	24	17
B	25	26
C	24	30
D	20	10
E	21	31
F	27	59

---

### 3.3 Conclusions

La preuve de concept de ReverCycle a été présentée dans ce chapitre. Les trois modes de fonctionnement ont été testés. Les essais en mode MAC ont montré que la conversion du compresseur en machine réversible ne semble pas affecter ses performances. Une campagne d'essais spécifique et complète sur la machine réversible sera, par contre, nécessaire pour valider ces premiers résultats.

Le mode de fonctionnement ORC a été l'objet d'une analyse détaillée. Le comportement du système a été étudié en mode stabilisé et en mode dynamique. Dans les deux cas les rendements de récupération maximaux de ReverCycle ont été de l'ordre de 3%.

Les essais ont permis de valider les modèles de simulations développés dans le chapitre précédent. Les modèles sont capables de reproduire le comportement du système avec une erreur relative moyenne de 10%.

Le mode ERC a été également testé, mais le banc d'essais s'est révélé inadapté pour l'investigation. Les résultats expérimentaux obtenus sont inférieurs aux résultats obtenus avec la simulation. Le résultat principal a été de montrer que le système de réfrigération à éjecteur sur des faibles puissances froides (372 W) et des faibles puissances absorbées au bouilleur (2,4 kW) est compétitif par rapport au système de climatisation à compression de vapeur. Il est possible d'obtenir de meilleures performances, mais il faut d'abord arriver à bien caractériser le comportement de l'éjecteur. Un banc d'essai spécifique pour l'éjecteur est nécessaire pour comprendre le fonctionnement du composant avant de considérer le fonctionnement du système.

La preuve de concept a démontré la faisabilité technologique d'un système multi-génération à trois modes de fonctionnement. La validation des simulations en mode ORC a permis de valider le calcul du gain en mode ORC. Le gain lié au mode ERC reste encore un calcul théorique.

Plusieurs aspects du fonctionnement de ReverCycle restent à étudier. Il s'agira en premier lieu de la gestion de la lubrification de la machine réversible. En mode MAC le séparateur d'huile intégré dans la machine va permettre une lubrification correcte, mais l'efficacité de ce séparateur est inconnue en mode ORC. Plusieurs solutions ont été proposées dans ce chapitre, mais une investigation expérimentale est nécessaire pour sélectionner la meilleure solution.

L'optimisation et la gestion de la charge de fluide frigorigène est également un point de haute importance. Il existe en effet une différence de charge entre les trois modes de fonctionnement. Quel est la charge optimale du système ? Comment gérer de façon optimale la charge lors du basculement du mode opératoire ? Est-ce que les transitoires de masse vont affecter le rendement du système ? Ces aspects devront être traités dans la suite.

Enfin les composants de la preuve de concept ne sont pas optimaux pour une intégration dans le véhicule. La pompe à membranes de l'ORC est trop encombrante et lourde et le poids du bouilleur devrait également être réduit. Le développement d'une pompe à engrenages permettrait une meilleure compacité et une

---

réduction de poids. Son rendement pourrait, par contre, être moins élevé. Les échangeurs à plaques en acier inoxydables pourraient être remplacés par des échangeurs en aluminium.

Dans le cas de ReverCycle mécanique, la machine réversible devrait être modifiée pour tester le système d'inversion du sens de rotation. Son rendement mécanique reste à quantifier.



---

# Conclusion

Ce travail de thèse s'est intéressé au système ReverCycle, un système multi-génération innovant qui vise à introduire la récupération de chaleur dans le véhicule. Après avoir étudié le contexte des axes de réduction de la consommation du véhicule, l'attention s'est portée sur les systèmes de multi-génération qui permettent, grâce à leur flexibilité et leur compacité, de répondre aux critères très stricts du domaine automobile en termes d'espace disponible et de coût. Le concept de ReverCycle a donc été présenté. Une analyse détaillée du système de climatisation, du cycle Rankine Organique et du cycle de réfrigération à éjecteur a été menée.

La récupération de chaleur sur le circuit de refroidissement moteur au lieu d'être faite sur les gaz d'échappement permet de garder, pour l'ORC et l'ERC, le même fluide de travail et les mêmes composants que ceux du système de climatisation. Il est en effet possible d'utiliser un compresseur automobile scroll comme machine réversible qui fonctionne comme compresseur ou comme turbine.

Le cycle de réfrigération à éjecteur dans le véhicule ne peut pas remplacer le cycle à compression de vapeur. Il est très difficile pour un système de récupération à éjecteur de satisfaire le besoin maximal de climatisation. De plus le comportement de l'éjecteur, très sensible aux variations des conditions opératoires, ne facilite pas le contrôle du système. C'est pourquoi un système de récupération à éjecteur doit être vu comme un complément au système de climatisation classique plutôt qu'un substitut. Le système ReverCycle devient donc le moyen idéal pour introduire le cycle de réfrigération à éjecteur. Une fois que le système peut fonctionner comme climatisation ou comme ORC, il suffit d'ajouter seulement l'éjecteur aux composants déjà présents pour avoir tout le cycle ERC.

Le résultat de cette analyse est d'avoir réussi à trouver une architecture de ReverCycle qui permette d'exploiter au maximum les synergies entre ces trois systèmes tout en limitant l'encombrement.

Une fois l'architecture définie, il est important de calculer correctement le gain en consommation. Deux applications possibles sont envisagées pour ReverCycle : une voiture conventionnelle et une voiture hybride série. Dans le cas de la voiture conventionnelle, ReverCycle présente un entraînement mécanique de la machine réversible et de la pompe de l'ORC/ERC. Dans le cas de la voiture hybride, la pompe et la machine réversible sont entraînées par un moteur électrique. Une démarche de modélisation système, au niveau de la voiture, est proposée pour quantifier correctement les effets de ReverCycle sur la consommation du véhicule.

La réalisation d'un modèle global pour la voiture conventionnelle a été un processus par étape. La première partie consiste en le module de traction qui permet de décrire la puissance mécanique du moteur sur un



---

cycle de conduite quelconque. Une fois ce modèle validé sur des données expérimentales, il a été possible de mettre en place un modèle du circuit de refroidissement moteur. Le modèle est capable de calculer la puissance thermique transmise, par le moteur, au liquide de refroidissement à partir de la puissance mécanique demandée. Il est en outre capable de décrire la dynamique des températures d'entrée et sortie moteur ainsi que du débit disponible au radiateur. Ce modèle permet donc de caractériser la source de chaleur fatale que ReverCycle devra exploiter.

La validation de ce modèle a permis de comprendre ses limites. Le recours à un modèle simplifié du moteur ne permet pas de quantifier avec précision les rejets thermiques du moteur et des différences apparaissent entre la simulation et l'expérimental dans la montée en température du moteur. Ces écarts diminuent une fois que le contrôle du thermostat est en place. La modélisation au niveau du système de la voiture ne permet pas le développement de modèles plus détaillés et les données expérimentales ne permettent pas d'améliorer le modèle. Malgré ces écarts le modèle est capable de décrire qualitativement le comportement des rejets thermiques et la dynamique du système. Il s'agit d'un résultat très important, d'une part pour poursuivre dans la simulation du couplage avec le système ReverCycle, mais aussi pour le développement de la preuve de concept. En effet la connaissance de la dynamique du système de refroidissement permet de simplifier le banc d'essai et de ne pas être obligé d'utiliser un moteur thermique pour reproduire ses rejets thermiques dans un cycle de conduite.

La dernière étape du développement du modèle de voiture global a été la réalisation d'un modèle d'ORC qui a permis de calculer l'énergie nette pouvant être récupérée par ReverCycle. Dans le cas de la voiture conventionnelle, l'architecture de ReverCycle prévoit que la pompe et la turbine de l'ORC sont couplées mécaniquement à l'arbre moteur. Grâce au modèle de simulation, il a été possible d'optimiser le rapport de vitesses entre le moteur et la pompe et le rapport de vitesse entre le moteur et la turbine.

Une fois ces rapports fixés, il a été possible de calculer le gain en consommation de ReverCycle. Ce gain a été estimé pour différents climats, ceux des villes de Paris, Moscou, Brasilia et Valencia. sur une simulation annuelle en considérant le cycle WLTC, comme cycle de référence. La ville de Paris offre le meilleur gain en consommation égal à 2% avec un démarrage à chaud et 1,3% avec un démarrage à froid, tandis que la ville de Brasilia offre les pires conditions avec 1,3% pour le démarrage à chaud et 1% pour le démarrage à froid. En effet, le climat est un facteur très important pour ReverCycle car si la température externe est trop froide, les rejets thermiques du moteur sont exploités pour le chauffage de l'habitacle plutôt que pour la récupération de la chaleur. Du coup si la température externe est trop élevée, l'activation du système de climatisation empêchera le fonctionnement en mode ORC. Cet aspect marque donc une forte différence entre un système ORC embarqué classique et ReverCycle. Il est alors impératif de quantifier la disponibilité de l'ORC pour différents climats. Dans le cas de climats froids ou tempérés, ReverCycle a un gain en consommation inférieur de 25% par rapport à un ORC, pour des climats plus chauds la différence s'élève à 50%. La solution ReverCycle sera donc plus rentable pour des climats froids ou tempérés.

Une idée d'amélioration de la performance de ReverCycle consiste à exploiter la récupération de chaleur pour produire du froid grâce à un système de réfrigération à éjecteur. Pour pouvoir gérer les conditions opératoires variables liées à l'entraînement mécanique de la pompe, un système multi-éjecteur doit être mis en place. Grâce à cette solution, ReverCycle pourrait produire un gain en consommation même dans

---

des climats chauds. Le cycle à éjecteur permet de satisfaire des faibles besoins de climatisation. Le gain en consommation n'est donc pas très important car la puissance mécanique consommée par le système de climatisation sur ces points de fonctionnement n'est pas très élevée. L'augmentation relative du gain en consommation est de l'ordre de 5%.

L'analyse se porte donc sur la voiture hybride série. Dans ce cas, le fonctionnement de ReverCycle est simplifié car il n'y a pas de lien entre la vitesse de rotation du moteur et les vitesses de rotation de la pompe et de la machine réversible. En outre, les rejets thermiques présentent une dynamique beaucoup moins importante que dans le cas d'une voiture conventionnelle. En contrepartie et en raison de la présence d'un moteur électrique, le moteur thermique a une durée de fonctionnement réduite. Ce mode de fonctionnement est pénalisant pour l'hypothèse de démarrage à froid. Si à un fonctionnement limité du moteur on ajoute le temps de mise en température, la fenêtre de disponibilité des rejets thermiques se réduit drastiquement et le gain en consommation en subit les conséquences. Avec un démarrage à froid, le gain en consommation maximal est de 1,19% dans la ville de Paris, le minimum est de 0,69% dans la ville de Brasilia. Dans le cas d'un démarrage à chaud, la situation s'améliore nettement : un gain maximal de 2,12% est estimé à Moscou, le minimum est de 1,13% à Brasilia. Le fonctionnement en mode éjecteur est bien plus simple dans la configuration électrique et une solution multi-éjecteur n'est pas nécessaire grâce à la possibilité de réguler le débit de la pompe. L'augmentation relative du gain en consommation reste également limitée à 5% par l'impossibilité de satisfaire des besoins de froid plus importants. Le moteur thermique de la voiture hybride série sera surtout exploité sur des phases de roulage en autoroute. Le problème du démarrage à froid n'aura donc pas de conséquences majeures. ReverCycle électrique est donc une solution à faible coût qui peut améliorer le rendement du moteur thermique de la voiture hybride série. La performance de ce moteur est en effet affectée par la double conversion de l'énergie de combustion.

Le dimensionnement de ReverCycle dans les deux applications a été réalisé sur des points de fonctionnement stabilisés. Dans un véhicule conventionnel ou hybride, le fonctionnement présente toujours une dynamique plus ou moins importante. Il se peut que le dimensionnement considéré ne soit pas optimal. Le choix de la machine réversible a été limité à des compresseurs scroll, du domaine automobile, déjà présents sur le marché. Un nombre réduit de compresseurs est adapté pour respecter les débits volumétriques demandés par les modes MAC et ORC. Les compresseurs sélectionnés sont souvent le seul choix possible. Le choix de la cylindrée de la pompe suit celui du compresseur.

Par contre, la dimension des échangeurs peut être optimisée. L'optimisation de la taille des échangeurs comporte une optimisation multi-objectif pour ReverCycle car il faut tenir compte non seulement du gain en consommation, mais aussi de l'encombrement et du prix du système. L'encombrement est lié à la surface d'échange, le prix du système également. Deux courbes de Pareto ont été calculées à l'aide de plans factoriels pour ReverCycle électrique et pour ReverCycle mécanique. Les courbes montrent que pour des encombrements acceptables pour le domaine automobile la solution électrique est plus performante ; tandis que pour des surfaces plus importantes la solution mécanique présente des meilleures performances grâce à une disponibilité plus importante de rejets thermiques dans la voiture conventionnelle.

---

Le passage de la solution mécanique à celle électrique conduit à un prix plus élevé à cause du moteur électrique de la pompe. L'avantage en termes de prix se réduit. Aucune estimation des coûts du système n'a été réalisée. Bien que des corrélations existent en littérature, les résultats ne sont pas très fiables. Il est préférable de chercher un compromis entre le gain en consommation et la surface d'échange.

Le dernier chapitre présente la preuve de concept de ReverCycle. Celle-ci démontre uniquement la faisabilité technologique du système multi-génération avec trois modes de fonctionnement. La possibilité d'intégration dans le véhicule n'a pas été validée, car certains choix de composants ne respectent pas les limites de poids et d'encombrement du véhicule, notamment celui de la pompe. Les essais se sont focalisés surtout sur le mode ORC.

Le mode MAC a été testé uniquement pour s'assurer d'un fonctionnement correct de la machine réversible en mode compresseur. Sur la plage de fonctionnement testée, aucune anomalie n'a été détectée. Le mode ERC a permis de valider la faisabilité des trois modes de fonctionnement, mais les performances de l'éjecteur ont été inférieures aux attentes. Par rapport à la simulation, des chutes de performances entre 70% et 40% ont été enregistrées. Le banc d'essai s'est montrée inadapté pour l'analyse du fonctionnement en mode éjecteur. Cependant un point de fonctionnement mesuré permet de valider l'utilisation du cycle à éjecteur pour des conditions de désembuage. Il est en effet possible de produire de faibles puissances de froid, de l'ordre de 300 W, en dépensant moins d'énergie que le système de climatisation à compression de vapeur.

Les tests sur le mode ORC ont permis de valider le fonctionnement aussi bien en régime stabilisé que pour des conditions dynamiques. Dans le cas du régime stabilisé, le rendement de récupération maximal a été de 3,9 %, tandis que sur un cycle dynamique il a été de 3,3%.

Les essais ont permis de valider les modèles de simulation développés dans le deuxième chapitre. Les modèles sont capables de reproduire le comportement du système avec une erreur relative moyenne de 10%.

Plusieurs aspects du fonctionnement de ReverCycle restent à étudier : en premier lieu, le fonctionnement en mode éjecteur. Un banc d'essais spécifique pour l'éjecteur doit être mis en place pour bien caractériser son fonctionnement. Si le mauvais fonctionnement est lié aux conditions opératoires, le banc de ReverCycle pourra être amélioré pour permettre un fonctionnement sur les points optimaux. Si le problème vient de la fabrication de l'éjecteur, l'impression 3D pourrait être utilisée pour obtenir des formes optimisées.

La gestion de la lubrification de la machine réversible est aussi un aspect à étudier. En mode MAC, le séparateur d'huile intégré dans la machine permet une correcte lubrification, mais en mode ORC l'efficacité de ce séparateur est inconnue. Plusieurs solutions ont été proposées dans le troisième chapitre, mais une investigation expérimentale est nécessaire pour sélectionner la meilleure solution.

L'optimisation et la gestion de la charge de fluide frigorigène est également un point de haute importance. Il existe, en effet, une différence de charge entre les trois modes de fonctionnement. Quelle est la charge optimale du système ? Quelle est la façon optimale pour gérer la charge lors du basculement du mode

---

opérateur ? Est-ce que les transitoires de masse vont affecter le rendement du système ? Ces aspects devront être traités par la suite.

Enfin, il faudra réaliser un prototype prêt pour l'intégration dans le véhicule. Le système devra être couplé à un vrai moteur pour bien caractériser les rejets thermiques du moteur. Un retour à la modélisation permettra d'améliorer les résultats et d'être encore plus précis sur le calcul du gain.



---

# Bibliographie

- Aghaali, H. and Ångström, H. E. (2015) 'A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. doi: 10.1016/j.rser.2015.04.144.
- Aladayleh, W. and Alahmer, A. (2015) 'Recovery of Exhaust Waste Heat for ICE Using the Beta Type Stirling Engine', *Journal of Energy*. doi: 10.1155/2015/495418.
- Aldhufairi, H. S. and Olatunbosun, O. A. (2018) 'Developments in tyre design for lower rolling resistance: A state of the art review', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. doi: 10.1177/0954407017727195.
- Alimohammadi, S. *et al.* (2013) 'A Validated Numerical-Experimental Design Methodology for a Movable Supersonic Ejector Compressor for Waste-Heat Recovery', *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 6(2), p. 021001. doi: 10.1115/1.4025090.
- AP, N. S. (2010) 'A Simple Engine Cooling System Simulation Model', *SAE Technical Paper Series*, 1(724). doi: 10.4271/1999-01-0237.
- Aphornratana, S. and Eames, I. W. (1997) 'A small capacity steam-ejector refrigerator: Experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle', *International Journal of Refrigeration*, 20(5), pp. 352–358. doi: 10.1016/S0140-7007(97)00008-X.
- Arias, D. A., Shedd, T. A. and Jester, R. K. (2010) 'Theoretical Analysis of Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine in a Hybrid Vehicle', *SAE Technical Paper Series*, 1(724). doi: 10.4271/2006-01-1605.
- ASHRAE (2009) *ASHRAE Handbook Fundamentals*.
- Aungier, R. H. (2010) *Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis*, *Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis*. doi: 10.1115/1.802418.
- Banasiak, K. *et al.* (2015) 'Développement et cartographie de performance du pack de récupération du travail de détente à multi éjecteur pour des unités de compression de vapeur de R744', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd and IIR, 57, pp. 265–276. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.05.016.
- Bari, S. and Hossain, S. N. (2013) 'Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 61(2), pp. 355–363. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.08.020.
- Bartosiewicz, Y. *et al.* (2005) 'Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors', *International Journal of Heat and Fluid Flow*. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.07.003.
- Batteh, J., Gohl, J. and Sureshkumar, C. (2014) 'Integrated Vehicle Thermal Management in Modelica:

---

Overview and Applications', *Proceedings of the 10th International Modelica Conference, March 10-12, 2014, Lund, Sweden*, 96, pp. 409–418. doi: 10.3384/ecp14096409.

Bell, I. H. (2011) *Theoretical and Experimental analysis of Liquid Flooded compression in Scroll compressors*. University of Purdue: Herrick Laboratories.

Benajes, J. *et al.* (2019) 'Optimization of the parallel and mild hybrid vehicle platforms operating under conventional and advanced combustion modes', *Energy Conversion and Management*. Elsevier, 190(March), pp. 73–90. doi: 10.1016/j.enconman.2019.04.010.

Benouali, J. (2002) *Etude Et Minimisation Des Consommations Des Systemes De Climatisation Automobile*. PhD Thesis at Ecole des Mine de Paris.

Bentrcia, M., Alshatewi, M. and Omar, H. (2017) 'Developments of vapor-compression systems for vehicle air-conditioning: A review', *Advances in Mechanical Engineering*, 9(8), pp. 1–15. doi: 10.1177/1687814017717186.

Besagni, G. *et al.* (2015) 'A study of working fluids for heat driven ejector refrigeration using lumped parameter models', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd and IIR, 58, pp. 154–171. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.06.015.

Besagni, G., Mereu, R. and Inzoli, F. (2016) 'Ejector refrigeration: A comprehensive review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, pp. 373–407. doi: 10.1016/j.rser.2015.08.059.

Blunier, B. *et al.* (2009) 'A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd and IIR, 32(5), pp. 874–891. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.11.009.

Bou Nader, W. (2016) *Communication privé*.

Bou Nader, W. *et al.* (2018) 'Brayton cycles as waste heat recovery systems on series hybrid electric vehicles', *Energy Conversion and Management*. Elsevier, 168(May), pp. 200–214. doi: 10.1016/j.enconman.2018.05.004.

Bourhis, G. and Leduc, P. (2010) 'Energy and Exergy Balances for Modern Diesel and Gasoline Engines', *Oil & Gas Science and Technology – Revue de l'Institut Français du Pétrole*. doi: 10.2516/ogst/2009051.

Brace, C. J. *et al.* (2010) 'Integrated Cooling Systems for Passenger Vehicles', *SAE Technical Paper Series*, 1. doi: 10.4271/2001-01-1248.

Breque, F. (2017) *Étude et Amélioration d'une Pompe à Chaleur pour Véhicule Électrique en Conditions de Givrage*. PSL.

Brèque, F. and Nemer, M. (2017) 'Cabin Thermal Needs: Modeling and Assumption Analysis', pp. 771–781. doi: 10.3384/ecp17132771.

Brogli, L., Autefage, G. and Ponchant, M. (2012) 'EVS26 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium Impact of passenger thermal comfort and electric devices temperature on range: a system simulation approach', *World Elec*, pp. 1082–1089. Available at: *World Electric Vehicle Journal Vol. 5* - ISSN 2032-6653 - © 2012 WEVA.

Caresana, F., Bilancia, M. and Bartolini, C. M. (2011) 'Numerical method for assessing the potential of smart engine thermal management: Application to a medium-upper segment passenger car', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 31(16), pp. 3559–3568. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.07.017.

Carey, C. *et al.* (2011) *Extreme engine downsizing, Innovations in Fuel Economy and Sustainable Road Transport*. Woodhead Publishing Limited. doi: 10.1533/9780857095879.

El Chammas, R. (2005) *Rankine Cycle for hybrid vehicles, simulation and design of a first prototype*. PhD Thesis at Ecole des Mine de Paris.

Chang, J. C. *et al.* (2014) 'Experimental study and CFD approach for scroll type expander used in low-

- 
- temperature organic Rankine cycle', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 73(2), pp. 1444–1452. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.08.050.
- Chen, J. *et al.* (2015) 'A review on versatile ejector applications in refrigeration systems', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, 49, pp. 67–90. doi: 10.1016/j.rser.2015.04.073.
- Chen, J., Havtun, H. and Palm, B. (2014a) 'Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 64(1–2), pp. 182–191. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.034.
- Chen, J., Havtun, H. and Palm, B. (2014b) 'Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 64(1–2), pp. 182–191. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.12.034.
- Chen, J., Havtun, H. and Palm, B. (2014c) 'Screening of working fluids for the ejector refrigeration system', *International Journal of Refrigeration*, 47(0), pp. 1–14. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.07.016.
- Chen, L. T. (1978) 'A heat driven mobile refrigeration cycle analysis', *Energy Conversion*, 18(1), pp. 25–29. doi: 10.1016/0013-7480(78)90085-2.
- Chen, W. *et al.* (2013) 'A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd and IIR, 36(6), pp. 1750–1761. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.04.009.
- Chen, Y. *et al.* (2002) 'Mathematical modeling of scroll compressors — part II : overall scroll compressor modeling', *International Journal of Refrigeration*, 25, pp. 751–764.
- Chen, Y. M. and Sun, C. Y. (1997) 'Experimental Study of the Performance Characteristics of a Steam-Ejector Refrigeration System', *Experimental Thermal and Fluid Science*, 15(4), pp. 384–394. doi: 10.1016/S0894-1777(97)00006-X.
- Chiara, F. and Canova, M. (2013) 'A review of energy consumption, management, and recovery in automotive systems, with considerations of future trends', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. doi: 10.1177/0954407012471294.
- Choukroun, A. and Chanfreau, M. (2010) 'Automatic Control of Electronic Actuators for an Optimized Engine Cooling Thermal Management', *SAE Technical Paper Series*, 1(724). doi: 10.4271/2001-01-1758.
- Clemente, S. (2013) *Small Scale Cogeneration Systems Based on Organic Rankine Cycle Technology*. University of Trieste.
- Cohen, G. H. and Coon, G. A. (1953) 'Theoretical Consideration of Retarded Control', *Trans. ASME*.
- Colonna, P. *et al.* (2015) 'Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future', *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137(10), p. 100801. doi: 10.1115/1.4029884.
- Cortona, E. and Onder, C. H. (2010) 'Engine Thermal Management with Electric Cooling Pump', *SAE Technical Paper Series*, 1(724). doi: 10.4271/2000-01-0965.
- Crawley, D. B. *et al.* (2000) 'Energy plus: Energy simulation program', *ASHRAE Journal*.
- Croquer, S., Poncet, S. and Aidoun, Z. (2016) 'Turbulence modeling of a single-phase R134a supersonic ejector. Part 1: Numerical benchmark', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd, 61, pp. 140–152. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.07.030.
- Cui, M. M. (2006) 'Numerical Study of Unsteady Flows in a Scroll Compressor', *Journal of Fluids Engineering*, 128(5), p. 947. doi: 10.1115/1.2243300.
- Daccord, R. (2017) 'Cost to benefit ratio of an exhaust heat recovery system on a long haul truck', *Energy Procedia*. Elsevier B.V., 129, pp. 740–745. doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.108.
-



- 
- Dai, Y., Wang, J. and Gao, L. (2009) 'Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 29(10), pp. 1983–1990. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.09.016.
- DeMarco, K. *et al.* (2017) 'The Effects of Mass and Wheel Aerodynamics on Vehicle Fuel Economy', *SAE Technical Paper Series*, 1. doi: 10.4271/2017-01-1533.
- Dempsey, M. (2006) 'Dymola for multi-engineering modelling and simulation', *2006 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC 2006*. doi: 10.1109/VPPC.2006.364294.
- Dorantes, R., Estrada, C. A. and Pilatowsky, I. (2002) 'Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system', *Applied Thermal Engineering*. doi: 10.1016/1359-4311(95)00079-8.
- Dumont, O. *et al.* (2018) 'Experimental investigation and optimal performance assessment of four volumetric expanders (scroll, screw, piston and roots) tested in a small-scale organic Rankine cycle system', *Energy*, 165, pp. 1119–1127. doi: 10.1016/j.energy.2018.06.182.
- Dumont, O., Quoilin, S. and Lemort, V. (2014) 'Design Modeling and Experimentation of a Reversible HP-ORC Prototype', *ASME Turbo Expo*, pp. 1–10. doi: 10.1115/GT2014-26854.
- Dumont, O., Quoilin, S. and Lemort, V. (2015) 'Experimental investigation of a reversible heat pump/organic Rankine cycle unit designed to be coupled with a passive house to get a Net Zero Energy Building', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd and IIR, 54, pp. 190–203. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.03.008.
- Everitt, P. and Riffat, S. B. (1999) 'Steam jet ejector system for vehicle air conditioning', *International Journal of Ambient Energy*, 20(1), pp. 14–20. doi: 10.1080/01430750.1999.9675312.
- Fanger, P. O. (1973) 'Assessment of thermal comfort practice', *Occupational and Environmental Medicine*, 30, pp. 313–324. doi: 10.1136/oem.30.4.313.
- Feng, H., Wei, J. and Zhang, J. (2019) 'Numerical analysis of knock combustion with methanol-isooctane blends in downsized SI engine', *Fuel*. Elsevier, 236(September 2018), pp. 394–403. doi: 10.1016/j.fuel.2018.09.026.
- Ferrari, G. (2016) *Motori a combustione interna*. Edited by Esculapio.
- Fontana, G. and Galloni, E. (2009) 'Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine', *Applied Energy*, 86(1), pp. 96–105. doi: 10.1016/j.apenergy.2008.04.009.
- Freyman, R. *et al.* (2012) 'Der Turbosteamer der Zweiten Generation', *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 73(2), pp. 114–119. doi: 10.1365/s35146-012-0245-1.
- Freyman, R., Strobl, W. and Obieglo, A. (2008) 'The turbosteamer: A system introducing the principle of cogeneration in automotive applications', *MTZ worldwide*, 69(5), pp. 20–27. doi: 10.1007/bf03226909.
- Galanis, N. and Sorin, M. (2016) 'Ejector design and performance prediction', *International Journal of Thermal Sciences*. Elsevier Masson SAS, 104, pp. 315–329. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2015.12.022.
- Gall, J. *et al.* (2015) 'Modeling of R-410A variable capacity compressor with Modelica and experimental validation', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd, 58, pp. 90–109. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.05.019.
- Gao, H., Ding, H. and Jiang, Y. (2015) '3D Transient CFD Simulation of Scroll Compressors with the Tip Seal', *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 90(1). doi: 10.1088/1757-899X/90/1/012034.
- García Del Valle, J. *et al.* (2014) 'An experimental investigation of a R-134a ejector refrigeration system', *International Journal of Refrigeration*. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.05.028.
- Graber, M. *et al.* (2010) 'Modelling of heat pumps with an object-oriented model library for thermodynamic systems', *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*. doi: 10.1080/13873954.2010.506799.
-

- 
- Guillaume, L. (2017) *On the design of waste heat recovery Organic Rankine Cycle systems for engines of long-haul trucks*. ULg.
- Halderman, J. D. (2012) *Automotive Technology Principles, Diagnosis and Practice*. Prentice Hall.
- Hansen, J. et al. (2010) 'Global surface temperature change', *Reviews of Geophysics*. doi: 10.1029/2010RG000345.
- Heidrich, P. and Krisch, T. (2015) 'Assessment of Waste Heat Recovery Options in Passenger Car Applications by Various Rankine Cycles', *Heat Transfer Engineering*. doi: 10.1080/01457632.2015.995027.
- Hill, N. et al. (2012) 'A review of the efficiency and cost assumptions for road transport vehicles to 2050', *AEA Technology plc*, (1), pp. 1–145.
- Hillel, D. et al. (2004) *Encyclopedia of Soils in the Environment*. Academic Press; 1 edition (November 8, 2004).
- Hogerwaard, J., Dincer, I. and Zamfirescu, C. (2013) 'Analysis and assessment of a new organic Rankine based heat engine system with/without cogeneration', *Energy*. doi: 10.1016/j.energy.2013.09.002.
- Holmberg, K., Andersson, P. and Erdemir, A. (2012) 'Global energy consumption due to friction in passenger cars', *Tribology International*. doi: 10.1016/j.triboint.2011.11.022.
- Horst, T. A. et al. (2014) 'Prediction of dynamic Rankine Cycle waste heat recovery performance and fuel saving potential in passenger car applications considering interactions with vehicles' energy management', *Energy Conversion and Management*. doi: 10.1016/j.enconman.2013.10.074.
- Huang, B. (1999) 'A 1-D analysis of ejector performance Analyse unidimensionnelle de la performance d'un éjecteur', *International Journal of Refrigeration*, 22(5), pp. 354–364. doi: 10.1016/S0140-7007(99)00004-3.
- Ishizaka, N. et al. (2009) 'Next-generation ejector cycle for car air conditioning systems', *ATZ worldwide*, 111(11), pp. 34–38. doi: 10.1007/bf03225330.
- Jia, Y. and Wenjian, C. (2012) 'Area ratio effects to the performance of air-cooled ejector refrigeration cycle with R134a refrigerant', *Energy Conversion and Management*. Elsevier Ltd, 53(1), pp. 240–246. doi: 10.1016/j.enconman.2011.09.002.
- Johnson, T. V. (2015) 'Review of Vehicular Emissions Trends', *SAE International Journal of Engines*. doi: 10.4271/2015-01-0993.
- Johnson, V. H. (2010a) 'Fuel Used for Vehicle Air Conditioning: A State-by-State Thermal Comfort-Based Approach', *SAE Technical Paper Series*, 1. doi: 10.4271/2002-01-1957.
- Johnson, V. H. (2010b) 'Heat-Generated Cooling Opportunities in Vehicles', in *SAE Technical Paper Series*. doi: 10.4271/2002-01-1969.
- Kane, M. et al. (2003) 'Small hybrid solar power system', *Energy*, 28(14), pp. 1427–1443. doi: 10.1016/S0360-5442(03)00127-0.
- Kapoor, H. S., Paramane, S. and Arora, G. (2004) 'Application of Energy Efficient Scroll Compressor for Small Cars', *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Available at: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc>.
- Karlsson, M. et al. (2016) 'A Note on the Applicability of Thermo-Acoustic Engines for Automotive Waste Heat Recovery', *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 9(2), pp. 286–293. doi: 10.4271/2016-01-0223.
- Keenan, J. and Neumann, E. (1942) 'A simple air ejector', *ASME Journal of Applied Mechanics*, 64(2), pp. A75–A81.
- Key World Energy Statistics 2016* (2016). doi: 10.1787/key\_energ\_stat-2016-en.
- El Khoury, G. (2005) *Etude Et Simulation De Systemes De Climatisation Adaptes Aux Vehicules Hybrides*.
-

---

Ecole des Mines de Paris.

Kiyofumi, I. (2003) 'Compressors including a plurality of oil storage chambers which are in fluid communication with each other'. Available at: <https://patents.google.com/patent/US7438536B2/>.

Konstantinov, M. and Wagner, C. (2016) 'Numerical simulation of the thermal comfort in a model of a passenger car cabin', in *Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design*. doi: 10.1007/978-3-319-27279-5\_34.

Kosmadakis, G. M. *et al.* (2018) 'CFD-based method with an improved ignition model for estimating cyclic variability in a spark-ignition engine fueled with methane', *Energy Conversion and Management*. Elsevier, 174(August), pp. 769–778. doi: 10.1016/j.enconman.2018.08.093.

Kruppok, K. *et al.* (2018) 'Validation of a 5-zone-car-cabin model to predict the energy saving potentials of a battery electric vehicle's HVAC system', in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. doi: 10.1088/1757-899X/383/1/012037.

Laboe, K. and Canova, M. (2013) 'Powertrain Waste Heat Recovery: A Systems Approach to Maximize Drivetrain Efficiency', in. doi: 10.1115/ices2012-81160.

Landelle, A. *et al.* (2017) 'Organic Rankine cycle design and performance comparison based on experimental database', *Applied Energy*. Elsevier Ltd, 204, pp. 1172–1187. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.04.012.

Leduc, P. *et al.* (2017) 'Low temperature heat recovery in engine coolant for stationary and road transport applications', *Energy Procedia*. Elsevier B.V., 129, pp. 834–842. doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.197.

Lee, H. *et al.* (2015) 'Transient thermal model of passenger car's cabin and implementation to saturation cycle with alternative working fluids', *Energy*, 90, pp. 1859–1868. doi: 10.1016/j.energy.2015.07.016.

Lee, J. *et al.* (2013) 'Effect of the air-conditioning system on the fuel economy in a gasoline engine vehicle', in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. doi: 10.1177/0954407012455973.

Legros, A. (2014) *Conception d'un expanseur scroll adapté à la récupération d'énergie à l'échappement pour une application automobile : Aspects thermodynamiques et tribologiques*. Université de Liège.

Legros, A. *et al.* (2015) 'Modelling, sizing and testing a scroll expander for a waste heat recovery application on a gasoline engine', *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 90(1). doi: 10.1088/1757-899X/90/1/012065.

Lei, B. *et al.* (2014) 'A study on lubricant oil supply for positive-displacement expanders in small-scale organic Rankine cycles', *Energy*. Elsevier Ltd, 78, pp. 846–853. doi: 10.1016/j.energy.2014.10.079.

Lemmens, S. (2016) 'Cost engineering techniques & their applicability for cost estimation of organic rankine cycle systems', *Energies*. doi: 10.3390/en9070485.

Lemort, V., Guillaume, L., Legros, A., Declaye, S., Quiilin, S. (2013) 'A COMPARISON OF PISTON , SCREW AND SCROLL EXPANDERS FOR SMALL- SCALE RANKINE CYCLE SYSTEMS Thermodynamics Laboratory , University of Liège , Campus du Sart Tilman , B49 , STATE OF THE ART', *The 3rd International Conference on Microgeneration and Related Technologies*.

Lemort, V. (2008) *Contribution to the charcterization of scroll machines in compressor and expander modes*. Université de Liège.

Lemort, V. *et al.* (2009) 'Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 29(14–15), pp. 3094–3102. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.04.013.

Li, F. *et al.* (2018) 'Experimental investigation on a R134a ejector refrigeration system under overall modes', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier, 137(December 2017), pp. 784–791. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.03.102.

- 
- Liu, X. and Hrnjak, P. (2016) 'Oil Effect on Performance of Automobile A / C System ACRC , University of Illinois at Urbana-Champaign , Mechanical Science and Engineering , CTS – Creative Thermal Solutions , Urbana , IL , USA', *International Compressor Engineering, Refrigeration and Air Conditioning, and High Performance Buildings Conferences*, (2005), pp. 1–12.
- M. F. Ayachi (2013) 'Intégration des cycles de Rankine organiques dans la valorisation de la chaleur fatale industrielle à basses et moyennes températures', *Theses*.
- Mansour, C. (2009) *Modélisation et validation des modèles de véhicules hybrides: étude de cas de la Toyota Prius*. Ecole des Mines de Paris.
- Mansour, C. *et al.* (2018) 'Assessing additional fuel consumption from cabin thermal comfort and auxiliary needs on the worldwide harmonized light vehicles test cycle', *Transportation Research Part D: Transport and Environment*. Elsevier, 62(September 2017), pp. 139–151. doi: 10.1016/j.trd.2018.02.012.
- von Manstein, A., Limperich, D. and Banakar, S. (2017) 'Simulative Comparison of Mobile Air-Conditioning Concepts for Mechanical and Electrical Driven Systems', *Proceedings of the 12th International Modelica Conference, Prague, Czech Republic, May 15-17, 2017*, 132, pp. 783–790. doi: 10.3384/ecp17132783.
- Marcos, D. *et al.* (2014) 'The development and validation of a thermal model for the cabin of a vehicle', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 66(1–2), pp. 646–656. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.02.054.
- Mayer, W. and Wickern, G. (2011) 'The New Audi A6/A7 Family - Aerodynamic Development of Different Body Types on One Platform', *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 4(1), pp. 197–206. doi: 10.4271/2011-01-0175.
- Mayyas, A. *et al.* (2018) 'Vehicle's lightweight design vs. electrification from life cycle assessment perspective', *Journal of Cleaner Production*. Elsevier Ltd, 167, pp. 687–701. doi: 10.1016/j.jclepro.2017.08.145.
- Mendoza, L. C. *et al.* (2014a) 'Characterization and modeling of a scroll expander with air and ammonia as working fluid', *Applied Thermal Engineering*. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.05.069.
- Mendoza, L. C. *et al.* (2014b) 'Characterization and modeling of a scroll expander with air and ammonia as working fluid', *Applied Thermal Engineering*, 70(1), pp. 630–640. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.05.069.
- MikiPulley (2019) *ELECTROMAGNETIC CLUTCHES & BRAKES ELECTROMAGNETIC CLUTCHES & BRAKES*. Available at: <https://www.mikipulley.co.jp/EN/Products/ElectromagneticClutchesAndBrakes/index.html>.
- Monday, J. T. and Bagster, D. F. (1977) 'A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration', *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development*. doi: 10.1021/i260064a003.
- Morgan, T. J. (1973) 'Laboratory test results low emission rankine cycle engine with organic based working fluid and reciprocating expander for automobiles', *Proceedings of the 8th Intersociety energy conversion engineering conference*.
- Morini, M. *et al.* (2015) 'Analysis of a scroll machine for micro ORC applications by means of a RE/CFD methodology', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 80, pp. 132–140. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.039.
- Morishita, E. *et al.* (1984) 'Scroll Compressor Analytical Model', *International Compressor Engineering Conference*, p. Paper 495. Available at: <http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1494&context=icec>.
- Nasir, M. T. *et al.* (2019) 'Performance assessment and multi objective optimization of an Organic Rankine Cycle driven cooling air conditioning system', *Energy and Buildings*. doi: 10.1016/j.enbuild.2019.03.012.
- Newman, C., Batteh, J. and Tiller, M. (2002) 'Spark-Ignited-Engine Cycle Simulation in Modelica', *2nd International Modelica Conference*, 3, p. 11.
-

- 
- Nicholson, K. W. and Keller, G. W. (1963) 'Fan Reversing'. Available at: <https://patents.google.com/patent/US3202144A/>.
- Nickstadt, G. (1974) 'Gear drive reversing mechanism'. Available at: <https://patents.google.com/patent/US3851537>.
- Oomori, H. and Ogino, S. (2010) 'Waste Heat Recovery of Passenger Car Using a Combination of Rankine Bottoming Cycle and Evaporative Engine Cooling System', in *SAE Technical Paper Series*. doi: 10.4271/930880.
- Otter, M., Dempsey, M. and Schlegel, C. (2000) 'Powertrain - A Modelica library for modeling and simulation of vehicle powertrains', *Modelica Workshop 2000 Proceedings*.
- Panesar, A. S. (2017) 'An innovative Organic Rankine Cycle system for integrated cooling and heat recovery', *Applied Energy*. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.03.011.
- Pang, S. C. *et al.* (2012) 'A review on air flow and coolant flow circuit in vehicles' cooling system', *International Journal of Heat and Mass Transfer*. Elsevier Ltd, 55(23–24), pp. 6295–6306. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.07.002.
- Pereira, E. L. L. and Deschamps, C. J. (2010) 'A Lumped Thermodynamic Model for Scroll Compressors with Special Attention to the Geometric Characterization during the Discharge Process', in *International Compressor Engineering Conference*, pp. 1–8. Available at: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2007>.
- Pereira, P. R. *et al.* (2014) 'Experimental results with a variable geometry ejector using R600a as working fluid', *International Journal of Refrigeration*. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.06.016.
- Pizzonia, F., Castiglione, T. and Bova, S. (2016) 'A Robust Model Predictive Control for efficient thermal management of internal combustion engines', *Applied Energy*. Elsevier Ltd, 169, pp. 555–566. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.02.063.
- Quoilin, S. (2011) *Sustainable energy conversion through the use of ORC for Waste Heat Recovery and Solar applications*. Université de Liège.
- Quoilin, S. *et al.* (2012) 'Working Fluid Selection and Operating Maps for Organic Rankine Cycle Expansion Machines', *International Compressor Engineering Conference*, pp. 1–10. doi: 10.1126/science.aam9868.
- Quoilin, S. *et al.* (2013) 'Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, pp. 168–186. doi: 10.1016/j.rser.2013.01.028.
- Quoilin, S. *et al.* (2014) 'ThermoCycle: A Modelica library for the simulation of thermodynamic systems', *Proceedings of the 10th International Modelica Conference, March 10-12, 2014, Lund, Sweden*, 96, pp. 683–692. doi: 10.3384/ecp14096683.
- Quoilin, S. and Lemort, V. (2009) 'Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems', *5th European Conference Economics and Management of Energy in Industry*. doi: [hdl.handle.net/2268/14609](https://hdl.handle.net/2268/14609).
- Rahbar, K. *et al.* (2017) 'Review of organic Rankine cycle for small-scale applications', *Energy Conversion and Management*. Elsevier Ltd, 134, pp. 135–155. doi: 10.1016/j.enconman.2016.12.023.
- RedexAdantex (2019) *Spiral bevel gearboxes*. Available at: <http://www.redex-andantex.com/products.php>.
- Reichelt, J. (2017) 'CO2 as a Refrigerant — A Start Has Been Made', *ATZ worldwide*, 119(7–8), pp. 74–74. doi: 10.1007/s38311-017-0073-5.
- Ringler, J. *et al.* (2009) 'Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines', *SAE International Journal of Engines*, 2(1), pp. 67–76. doi: 10.4271/2009-01-0174.
- Rosset, K. *et al.* (2018) 'Multi-objective optimization of turbo-ORC systems for waste heat recovery on passenger car engines', *Energy*, 159, pp. 751–765. doi: 10.1016/j.energy.2018.06.193.
- Saidur, R. *et al.* (2012) 'Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines',

- 
- Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Elsevier, 16(8), pp. 5649–5659. doi: 10.1016/j.rser.2012.05.018.
- Salek, F., Moghaddam, A. N. and Naserian, M. M. (2017) 'Thermodynamic analysis of diesel engine coupled with ORC and absorption refrigeration cycle', *Energy Conversion and Management*. doi: 10.1016/j.enconman.2017.03.009.
- Salim, M. (2010) 'Technical Potential for Thermally Driven Mobile A/C Systems', *SAE Technical Paper Series*, 1(724). doi: 10.4271/2001-01-0297.
- Sanden (2018) *Press release*. Available at: [http://exoes.com/site\\_v2/wp-content/uploads/2018/09/20180917\\_PressRelease\\_SANDEN\\_EXOES.pdf](http://exoes.com/site_v2/wp-content/uploads/2018/09/20180917_PressRelease_SANDEN_EXOES.pdf).
- Sanden (2019) *Sanden scroll compressors*. Available at: <https://www.sanden.com/scrollcompressors.html>.
- Saxena, S. and Ahmed, M. (2017) 'Automobile Exhaust Gas Heat Energy Recovery Using Stirling Engine: Thermodynamic Model', in *SAE Technical Papers*. doi: 10.4271/2017-26-0029.
- Schnubel, M. (2012) *Today's Technician: classroom manual for automotive Heating & Air Conditioning 5th Edition*. Clifton Park, United States: Cengage Learning, Inc.
- Schulze, C. et al. (2011) 'Real-Time Simulation of Vapour Compression Cycles', in *Proceedings from the 8th International Modelica Conference, Technical University, Dresden, Germany*. doi: 10.3384/ecp1106348.
- Selvaraju, A. and Mani, A. (2006) 'Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system', *International Journal of Refrigeration*, 29(7), pp. 1160–1166. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.01.004.
- Sever, M. (2018) 'Transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration systems in all climates', in *Proceedings of the ATMOsphere Japan*.
- Shah, R. K. (2009) 'Automotive air-conditioning systems-historical developments, the state of technology, and future trends', *Heat Transfer Engineering*, 30(9), pp. 720–735. doi: 10.1080/01457630802678193.
- Shi, J. et al. (2011) 'Investigating performance of microchannel evaporators with different manifold structures', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd and IIR, 34(1), pp. 292–302. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.08.008.
- Simic, D. et al. (2007) 'Modeling, simulation and evaluation of a cooler model in modelica using dymola', in *VPPC 2007 - Proceedings of the 2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. doi: 10.1109/VPPC.2007.4544198.
- Singh, S., Singh, A. and Dasgupta, M. S. (2017) 'CFD Modeling of a Scroll Work Recovery Expander for Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration System', *Energy Procedia*. The Author(s), 109(November 2016), pp. 146–152. doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.081.
- Sokolov, M. and Hershgal, D. (1990) 'Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization', *International Journal of Refrigeration*. doi: 10.1016/0140-7007(90)90023-P.
- Song, P. et al. (2015) 'Effects of suction port arrangements on a scroll expander for a small scale ORC system based on CFD approach', *Applied Energy*. Elsevier Ltd, 150, pp. 274–285. doi: 10.1016/j.apenergy.2015.04.046.
- Sriveerakul, T., Aphornratana, S. and Chunnanond, K. (2007) 'Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries', *International Journal of Thermal Sciences*, 46(8), pp. 823–833. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.012.
- Stobart, R. and Weerasinghe, R. (2010) 'Heat Recovery and Bottoming Cycles for SI and CI Engines - A Perspective', in *SAE Technical Paper Series*. doi: 10.4271/2006-01-0662.
- Sun, D. and Eames, I. (1995) 'Recent developments in the design theories and application of ejectors: a review', *Journal of the Institute of Energy*. doi: 10.1016/0140-6701(95)96874-C.
-

- 
- Sun, D. W. and Eames, I. W. (1996) 'Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles', *International Journal of Energy Research*, 20(10), pp. 871–885. doi: 10.1002/(SICI)1099-114X(199610)20:10<871::AID-ER201>3.0.CO;2-4.
- Swift, G. W. (2003) 'Streaming in thermoacoustic engines and refrigerators', in. doi: 10.1063/1.1309184.
- T. Yanagisawa, M. Fukuta, Y. Ogi, T. H. (2001) 'Performance of an oilfree scroll-type air expander', *International Conference on Compressors and their Systems*, (March), pp. 167–174.
- Tiller, M. *et al.* (2000) 'Detailed Vehicle Powertrain Modeling in Modelica', *Modelica Workshop*.
- Torregrosa-Jaime, B. *et al.* (2015) 'Transient thermal model of a vehicle's cabin validated under variable ambient conditions', *Applied Thermal Engineering*, 75, pp. 45–53. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.05.074.
- Twomey, B., Jacobs, P. A. and Gurgenci, H. (2013) 'Dynamic performance estimation of small-scale solar cogeneration with an organic Rankine cycle using a scroll expander', *Applied Thermal Engineering*. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.06.054.
- Usman, M. *et al.* (2016) 'Impact of organic Rankine cycle system installation on light duty vehicle considering both positive and negative aspects', *Energy Conversion and Management*. doi: 10.1016/j.enconman.2016.01.044.
- Vittorini, D., Di Battista, D. and Cipollone, R. (2018) 'Engine oil warm-up through heat recovery on exhaust gases – Emissions reduction assessment during homologation cycles', *Thermal Science and Engineering Progress*. doi: 10.1016/j.tsep.2018.01.010.
- Wang, B., Li, X. and Shi, W. (2005) 'A general geometrical model of scroll compressors based on discretional initial angles of involute', *International Journal of Refrigeration*, 28(6), pp. 958–966. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.01.015.
- Wang, D. *et al.* (2013) 'Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation', *Energy*. doi: 10.1016/j.energy.2012.11.010.
- Wang, L. *et al.* (2016) 'Experimentation and cycle performance prediction of hybrid A/C system using automobile exhaust waste heat', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 94, pp. 314–323. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.10.051.
- Wei, M. *et al.* (2015) 'Unsteady flow in the suction process of a scroll expander for an ORC waste heat recovery system', *Applied Thermal Engineering*. Elsevier Ltd, 78, pp. 460–470. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.010.
- Winandy, E., Saavedra O, C. and Lebrun, J. (2002) 'Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor', *International Journal of Thermal Sciences*, 41(2), pp. 183–192. doi: 10.1016/S1290-0729(01)01296-0.
- Wipke, K. B., Cuddy, M. R. and Burch, S. D. (1999) 'ADVISOR 2.1: A user-friendly advanced powertrain simulation using a combined backward/forward approach', *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 48(6), pp. 1751–1761. doi: 10.1109/25.806767.
- Wolff, E. *et al.* (2014) 'Climate Change Evidence & Causes', *National Academy of Sciences*.
- Xiao, G. and Liu, G. (2014) 'Computer simulation for transient flow in oil-free scroll compressor', *International Journal of Control and Automation*, 7(9), pp. 317–328. doi: 10.14257/ijca.2014.7.9.28.
- Yakhot, V. *et al.* (1992) 'Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique', *Physics of Fluids A*. doi: 10.1063/1.858424.
- Yan, J. *et al.* (2016) 'Experimental study on key geometric parameters of an R134A ejector cooling system', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd, 67, pp. 102–108. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.04.001.
- Yang, F. *et al.* (2015) 'Parametric optimization and performance analysis of ORC (organic Rankine cycle) for
-

---

diesel engine waste heat recovery with a fin-and-tube evaporator', *Energy*. doi: 10.1016/j.energy.2015.08.034.

Yoo, I. K. *et al.* (2010) 'An Engine Coolant Temperature Model and Application for Cooling System Diagnosis', *SAE Technical Paper Series*, 1(724). doi: 10.4271/2000-01-0939.

Yue, C., You, F. and Huang, Y. (2016) 'Thermal and economic analysis of an energy system of an ORC coupled with vehicle air conditioning', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd, 64, pp. 152–167. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.01.005.

Zhou, F. *et al.* (2017) 'A review and future application of Rankine Cycle to passenger vehicles for waste heat recovery', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. doi: 10.1016/j.rser.2016.11.080.

Zhu, Y. *et al.* (2007) 'Shock circle model for ejector performance evaluation', *Energy Conversion and Management*, 48(9), pp. 2533–2541. doi: 10.1016/j.enconman.2007.03.024.

Zhu, Y. *et al.* (2008) 'Simplified ejector model for control and optimization', *Energy Conversion and Management*, 49(6), pp. 1424–1432. doi: 10.1016/j.enconman.2007.12.025.

Zhu, Y. and Jiang, P. (2014) 'Experimental and numerical investigation of the effect of shock wave characteristics on the ejector performance', *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd, 40, pp. 31–42. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.11.008.



## RÉSUMÉ

---

La récupération de chaleur dans les véhicules est une solution prometteuse permettant de réduire la consommation du moteur et de ses émissions. Les fortes contraintes de poids, compacité et coût présentes dans le domaine automobile empêchent l'intégration d'un système de récupération de chaleur dans le véhicule. Une solution proposée dans ce travail consiste en un système de multi-génération appelé ReverCycle. Ce dernier fonctionne avec trois modes: climatisation à compression de vapeur, cycle de Rankine Organique (ORC) et cycle de réfrigération à éjecteur. Le système peut assurer un seul mode de fonctionnement à la fois. Les avantages du système sont sa compacité et son coût réduit étant donné la possibilité d'exploiter les composants du système de climatisation déjà présents dans le véhicule. En effet, le compresseur scroll de la climatisation peut être converti en machine réversible compresseur/turbine et le condenseur peut être mutualisé pour les trois modes de fonctionnement. Une double démarche de modélisation et d'expérimentation a été menée pour évaluer le potentiel de réduction de la consommation de ReverCycle et pour vérifier sa faisabilité technique. Un modèle global du véhicule a été développé pour reproduire les conditions de fonctionnement dynamique du véhicule et pour décrire l'interaction entre ses différents sous-systèmes. Le modèle a ensuite permis de calculer le gain en consommation moyenné sur une année pour différentes régions climatiques. Deux différentes architectures de véhicules ont été étudiées : un véhicule conventionnel et un véhicule hybride série. Pour un véhicule conventionnel, le gain en consommation maximal est obtenu dans un climat océanique (e.g. Paris) avec une valeur de 2,1% avec un démarrage à chaud du moteur et 1,3% avec un démarrage à froid. Le cycle de conduite de référence pour l'évaluation du gain est le cycle WLTC (Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles). Dans le cas du véhicule hybride série, le gain en consommation maximal est obtenu dans un climat continental (e.g. Moscou) avec une valeur de 2,2% avec un démarrage à chaud du moteur et 1,2% avec un démarrage à froid. La réalisation d'une preuve de concept de ReverCycle a permis de valider sa faisabilité technique. Les essais se sont focalisés surtout sur le mode de fonctionnement en ORC. Les résultats des essais ont montré un rendement maximal de récupération pour le cycle de 3,9% sur un point de fonctionnement stabilisé. Le rendement maximal moyenné sur un cycle dynamique, représentatif des conditions opératoires sur un véhicule conventionnel, a été de 3,3%.

## MOTS CLÉS

---

*Récupération de chaleur, Cycle Rankine Organique, Climatisation automobile, compresseur, turbine, éjecteur*

## ABSTRACT

---

In a light duty vehicle, waste heat recovery is a promising solution for reducing engine fuel consumption and emissions. The strong compactness, weight and cost requirements of the automotive sector are preventing the integration of waste heat recovery systems in vehicles. This work is proposing as a possible solution a multi-generation system called hereafter ReverCycle. ReverCycle is a system with three operating modes: vapor compression air conditioning, Organic Rankine Cycle (ORC) and ejector refrigeration cycle. The system can provide one function at a time. ReverCycle advantages are its compactness and cost since it is possible to exploit the vehicle air conditioning components. This means that the air conditioning scroll compressor is converted into a reversible compressor/expander machine and the condenser is mutualized for the three operating modes. The calculation of the fuel economy and the technical feasibility of the system are investigated combining a modeling approach with experimental activity. A global vehicle model reproduces the vehicle dynamic working conditions and the interaction between the different vehicle sub-systems. The model estimates the annual average fuel economy for different climatic regions. Two different vehicle architectures are investigated: a conventional vehicle and a series hybrid vehicle. For a conventional vehicle the maximum fuel economy is obtained in an oceanic climate ( e.g. Paris) with a 2.1% improvement at a hot start initial condition for the engine and 1.3% improvement at a cold start initial condition. The reference driving cycle for the fuel economy evaluation is the WLTC (Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycles). For a series hybrid vehicle the maximum fuel economy is obtained in a continental climate ( e.g. Moscow) with a 2.2% improvement at a hot start initial condition for the engine and 1.2% improvement at a cold start initial condition. The realization of ReverCycle proof of concept has allowed validating its technical feasibility. Experimental tests have mainly focused on the ORC operating mode. The experimental results show that the maximum cycle efficiency is 3.9% for a steady-state point. The average maximum cycle efficiency over a dynamic cycle, equivalent to a typical conventional vehicle operating mode, is 3.3%.

## KEYWORDS

---

*Waste heat recovery, Organic Rankine Cycle, Automotive Air Conditioning, compressor, expander, ejector*