



HAL
open science

Réduction des émissions de polluants automobiles par une approche thermique globale

Julien Métayer

► **To cite this version:**

Julien Métayer. Réduction des émissions de polluants automobiles par une approche thermique globale. Autre. Institut National Polytechnique de Lorraine, 2011. Français. NNT : 2011INPL057N . tel-01751644

HAL Id: tel-01751644

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01751644v1>

Submitted on 14 Jan 2025

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.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

DOCUMENT CONFIDENTIEL – NE PAS DIFFUSER



INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE

ÉCOLE DOCTORALE: *EMMA*

Thèse

Présentée pour l'obtention du titre de

Docteur de l'Institut National Polytechnique de Lorraine

En mécanique et énergétique

Par

Julien Métayer

Réduction des émissions de polluants automobiles par une approche thermique globale

Soutenance prévue le 5 octobre 2011 devant la commission d'examen :

Directeur de thèse :

Olivier Lottin

Professeur, Université Henri Poincaré

Rapporteurs :

Georges Descombes

Professeur, CNAM

Souad Harmand

Professeur, Université de Valenciennes

Examineurs :

Michel Feidt

Professeur, Université Henri Poincaré

Philippe Ngendakumana

Lecturer, Université de Liège

Pascal Archer

Ingénieur de Recherche, Renault

DOCUMENT CONFIDENTIEL – NE PAS DIFFUSER

SOMMAIRE

I.	contexte, objectifs et démarche de l'étude	- 7 -
1.	la réduction des émissions du moteur Diesel.....	- 7 -
1.1.	les émissions du moteur diesel	- 7 -
1.2.	les émissions de CO_2	- 10 -
1.3.	Contexte réglementaire	- 11 -
1.4.	la dépollution du moteur Diesel	- 14 -
1.5.	la réduction de la consommation.....	- 16 -
2.	Problématiques thermiques	- 18 -
2.1.	le système thermique du véhicule.....	- 18 -
2.2.	Le circuit de gaz du moteur.....	- 21 -
2.3.	la condensation des gaz d'admission	- 23 -
3.	objectifs et démarche de l'étude	- 25 -
3.1.	Objectifs de l'étude.....	- 25 -
3.2.	Démarche de l'étude	- 26 -
II.	Le refroidissement des gaz d'admission par la climatisation	- 29 -
1.	Le remplissage du moteur diesel	- 29 -
1.1.	caractérisation du moteur Diesel	- 29 -
1.2.	performances du moteur Diesel.....	- 40 -
1.3.	La suralimentation du moteur Diesel	- 45 -
2.	la boucle de climatisation	- 54 -
2.1.	principe de fonctionnement	- 54 -
2.2.	Fonctionnement de la boucle.....	- 62 -
2.3.	Le rendement	- 68 -
3.	Le refroidissement de l'admission par la boucle de climatisation	- 71 -
3.1.	Le refroidisseur de gaz	- 71 -
III.	Modélisation du système	- 87 -
1.	La modélisation énergétique	- 87 -

1.1.	Le système thermodynamique	- 87 -
1.2.	Modélisation dynamique :	- 95 -
2.	Les graph de lien	- 105 -
2.1.	le langage	- 105 -
2.2.	Applications	- 113 -
3.	Simulation de la condensation de l'air humide	- 115 -
3.1.	la condensation de l'air humide	- 115 -
3.2.	modelisation de la condensation	- 123 -
3.3.	modelisation de l'échangeur de suralimentation	- 134 -
IV.	validation expérimentale.....	- 141 -
1.	Validation expérimentale du modèle de ras	- 141 -
1.1.	moyens d'essais:.....	- 141 -
1.2.	la préparation du plan d'essais	- 145 -
1.3.	Analyse des résultats	- 149 -
2.	le démonstrateur hybridation thermique	- 151 -
2.1.	le système complet.....	- 151 -
2.2.	le circuit d'air moteur.....	- 153 -
2.3.	la boucle de climatisation	- 156 -
2.4.	le circuit d'eau	- 161 -
3.	Mise au point et essais du démonstrateur	- 163 -
3.1.	essais a vitesse stabilisée	- 164 -
3.2.	Essais dynamiques	- 170 -

Introduction Générale :

Les travaux développés dans ce mémoire ont été effectués à la direction des technologies avancées du groupe Renault, au sein de l'équipe thermique véhicule, sous la direction conjointe du Professeur Olivier Lottin et de Pascal Archer. Du point de vue scientifique cette recherche se situe dans la continuité d'un ensemble de travaux relatifs à la mise en place d'une méthodologie de conception des systèmes thermiques innovants appelée « la gestion thermique globale ». Du point de vue industriel l'objectif est de répondre à trois problématiques thermiques nouvelles:

- Un des procédés de dépollution les plus simples consiste à faire recirculer des gaz d'échappement à l'admission du moteur. Cependant ces gaz sont chargés en vapeur d'eau qui se condense dans la ligne d'admission en provoquant la corrosion puis la perforation des échangeurs. Le besoin exprimé par l'ingénierie moteur avancée était simple : prédire l'apparition du phénomène et le quantifier.
- En plus des phénomènes de corrosion, la recirculation des gaz d'échappement entraîne une hausse de la température du mélange admis dans les cylindres, ce qui a pour conséquence de dégrader les performances du moteur (rendement et émission de polluants). Constatant le peu de bibliographie disponible sur le sujet nous avons entrepris de clarifier le rôle de la température admission, particulièrement pour les points de roulage où le moteur fonctionne à charge partielle.
- Que ce soit pour refroidir les batteries lors du chargement rapide d'un véhicule électrique ou réduire l'encombrement de la valise de refroidissement, un besoin d'étude au niveau de la boucle de climatisation était exprimé. Il s'agissait de modéliser et mettre en œuvre un circuit d'eau froide refroidi par la boucle de climatisation. Au lieu de ne contribuer qu'au conditionnement de l'air destiné aux passagers, celle-ci est ramenée à sa fonction principale : « produire du froid ».

L'originalité de la démarche réside dans le fait que les trois problématiques sont abordées simultanément dans un projet unique. Supposant que le refroidissement des gaz d'admission améliore le rendement du moteur, nous avons en effet entrepris de le faire avec un circuit d'eau refroidi par la boucle de climatisation. Ainsi c'est au travers de la conception d'un système innovant que les réponses sont apportées. Du cahier des charges à la réalisation d'un démonstrateur, l'intérêt réside dans le fait de s'appuyer sur la méthodologie et les outils de la gestion thermique globale; permettant ainsi de l'étoffer et de contribuer à sa promotion.

Le premier chapitre sera justement consacré à la présentation détaillée des problématiques et la démarche mise en place. Le deuxième chapitre retrace l'établissement du cahier des charges système au travers de l'étude du remplissage en air d'un moteur Diesel et de la simulation numérique d'une boucle de climatisation. Le troisième chapitre est plus théorique et a pour vocation de résoudre le problème de la condensation qui s'avèrera être une thématique particulièrement complexe. Le quatrième chapitre est consacré aux travaux expérimentaux c'est-à-dire la validation expérimentale d'un démonstrateur technologique et l'analyse d'essais de condensation.

I. CONTEXTE, OBJECTIFS ET DEMARCHE DE L'ETUDE

Dans ce chapitre nous présentons les problématiques rencontrées et les réponses apportées. Les deux premiers paragraphes rassemblent des connaissances relatives à la dépollution du moteur Diesel, la thermique globale du véhicule ou encore la ligne d'admission. L'objectif est d'une part de cerner des gisements potentiels de réduction des émissions polluants et d'autre part identifier des problématiques sur lesquelles travailler. Finalement dans la troisième partie nous synthétisons les trois problématiques identifiées en un concept innovant de refroidissement des gaz d'admission par la boucle de climatisation. Ce chapitre permet également de formaliser la méthodologie d'étude mise en place ; c'est à dire un cycle de conception en V assisté numériquement.

1. LA REDUCTION DES EMISSIONS DU MOTEUR DIESEL

Les mécanismes de combustion qui s'opèrent dans les moteurs à combustion interne se caractérisent par des processus chimiques complexes au sein d'un mélange carburé souvent inhomogène. Le cas idéal qui permettrait de générer uniquement du dioxyde de carbone et de la vapeur d'eau laisse la place à une réalité beaucoup moins favorable : la présence à l'échappement de produits de combustion incomplète ainsi que de molécules recomposées. Dans ce paragraphe nous présentons les principaux polluants réglementés, les normes qui leur sont associées ainsi que les solutions envisagées pour en réduire la quantité émise dans l'atmosphère.

1.1. LES EMISSIONS DU MOTEUR DIESEL

De manière générale, les polluants émis par les moteurs à combustion interne sont les mêmes quel que soit le type de combustion considérée, moteur à allumage commandé ou à allumage par compression. Les polluants atmosphériques réglementés sont aux nombres de cinq : Le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures imbrûlés (HC), les oxydes d'azote (NOx), les particules et le dioxyde de carbone. Si leurs mécanismes de formation respectifs sont très complexes et dépassent le cadre de cette étude, trois paramètres principaux permettent d'en appréhender macroscopiquement la formation : la température de combustion, la dilution de l'oxygène et l'homogénéité du mélange.

- **Le monoxyde de carbone** est une molécule composée d'un atome de carbone et d'un atome d'oxygène ; c'est un gaz incolore, inodore et très toxique pour les mammifères. Il s'agit d'un produit intermédiaire de combustion formé au cours des phases où la température de flamme est suffisamment élevée pour briser les liaisons des molécules de dioxyde de carbone (CO₂). Cependant, la majeure partie des molécules produites est ensuite réduite en CO₂ au cours de la phase de détente des gaz. Deux paramètres majeurs influencent donc la quantité de monoxyde de carbone à l'échappement : *la température de combustion* dont l'augmentation provoque une augmentation de la production de monoxyde de carbone et la *dilution des molécules d'oxygène* à l'échappement qui détermine la quantité d'oxygène disponible pour la réduction du CO formé.
- **Les hydrocarbures imbrûlés** se composent d'hydrocarbures simples et d'aromatiques comme le toluène ou le benzène. Ceux-ci qui ont un caractère cancérigène sur l'organisme, participent à l'effet de serre et

produisent des polluants secondaires tels que l’ozone. La formation d’hydrocarbures imbrûlés est consécutive à une combustion incomplète ou tout simplement à l’absence de combustion. Elle est donc favorisée par *l’inhomogénéité du mélange* ainsi que par *une vitesse de combustion faible*.

- **Les oxydes d’azote** (NO_x) sont généralement regroupés le monoxyde d’azote (NO) et le dioxyde d’azote (NO₂). Ce sont des gaz irritants qui peuvent occasionner des troubles respiratoires. Ils se combinent avec les hydrocarbures imbrûlés pour former de l’ozone et affectent également les écosystèmes terrestres et aquatiques au travers de pluies acides. Plusieurs modes de formation des NO_x dans une chambre de combustion sont généralement cités. Le mécanisme le plus connu est la formation des « NO_x thermiques » (mécanisme de Zeldovich [1]). L’énergie d’activation de ce processus étant très élevée, la production d’oxydes d’azote est favorisée par *une température de combustion élevée et un temps de réaction long*. En tant que réactif, *la dilution des molécules d’oxygène* est également un facteur important de la production des oxydes d’azote.
- **Les particules** incluent tout matériau s’échappant du moteur à l’état solide ou liquide. D’autres espèces sont absorbées sur ces particules telles que les hydrocarbures aromatiques issus du carburant ou de l’huile de lubrification. Ces particules, principalement émises par le moteur Diesel, sont responsables de pathologies respiratoires et cardio-vasculaires. Leurs effets sur l’organisme sont de plus en plus étudiés, en particulier l’influence de leur taille qui n’est pas encore réglementée (une limitation en nombre sera mise en place via une étape normative intermédiaire Euro 5+ en 2011). Elles sont produites en grande quantité dans les foyers de combustion il y a localement un déficit de molécules d’oxygène (mélange localement trop riche). La formation des particules est ainsi favorisée par *la dilution des molécules d’oxygène* et par *l’inhomogénéité du mélange*.

Dans le cas du moteur Diesel, la combustion a pour origine un allumage par compression du mélange air/carburant. L’air est comprimé indépendamment du carburant qui est ensuite injecté à haute pression dans le cylindre par jets liquides. Ce procédé d’injection provoque des inhomogénéités locales dans le mélange source de particules. Si les émissions de particules sont principalement liées aux caractéristiques du spray de carburant, les émissions des autres polluants sont elles influencées par les concentrations en oxygène et la température de combustion. En première approche il est possible d’appréhender ces deux derniers paramètres avec une seule variable : la richesse du mélange. Il s’agit d’un paramètre qui compare la quantité d’air dans le mélange à la quantité théoriquement nécessaire et suffisante. Un **mélange pauvre** présentera un excès de molécules d’air, un **mélange riche** un excès de molécules de carburant :

$$Richesse = \frac{\left(\frac{m_{\text{carburant}}}{m_{\text{air}}} \right)}{\left(\frac{m_{\text{carburant}}}{m_{\text{air}}} \right)_{\text{stoechiométrie}}} \quad \begin{cases} R < 1 \text{ mélange pauvre} \\ R > 1 \text{ mélange riche} \end{cases}$$

Comme le montre la figure 1.1, il n’existe aucune zone de réglage susceptible de réduire simultanément l’ensemble des polluants. Fonctionnant en mélange pauvre les émissions de monoxyde de carbone du moteur Diesel sont faibles car il y a un excès d’oxygène disponible pour la réaction de réduction du CO. De même la production d’imbrûlés est réduite car l’excès d’oxygène favorise une combustion complète (une richesse trop faible aura par contre pour conséquence de diminuer la vitesse de combustion). En mélange pauvre, c’est surtout la production de NO_x qui est favorisée. La courbe d’émission en cloche décrit la compétition entre les

deux facteurs principaux de production: la température de combustion (maximale pour une richesse de 0,95) et la dilution de l'oxygène disponible (décroissante avec la richesse).

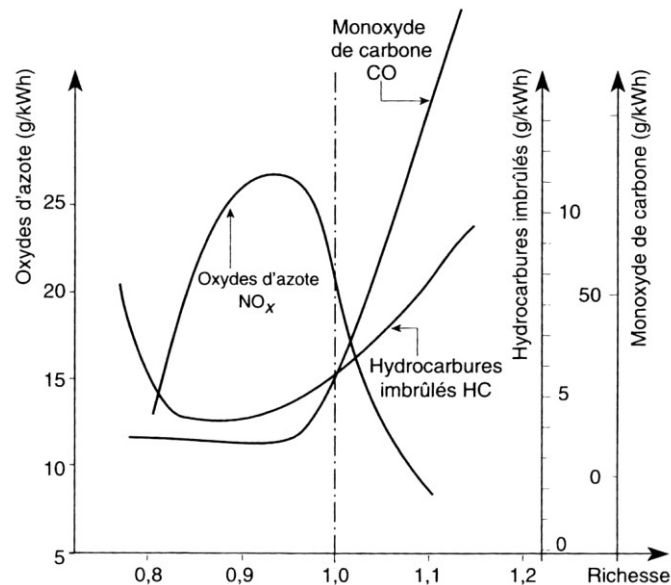


Figure 1.1 : évolution des émissions de polluants en fonction de la richesse [2]

Le mode d'injection du carburant dans un moteur diesel ne permet pas un mélange optimum du carburant et de l'air, favorisant ainsi la production de particules. Le développement des systèmes d'injection et de la compréhension des mouvements du mélange est donc une voie d'amélioration principale des moteurs Diesel en termes d'émissions de particules. Ainsi, les systèmes d'injections directes à fortes pressions d'injection permettent une pulvérisation très fine du carburant, une meilleure homogénéité du mélange et donc une meilleure combustion. Cependant, cette amélioration de l'homogénéité et donc de la combustion du mélange provoque également une augmentation de la température dans la chambre et donc des NO_x. A l'inverse, réduire les oxydes d'azote suppose une dégradation de la qualité de la combustion, qui s'accompagnera alors de la formation de particules en plus grande quantité.

Cette interdépendance entre l'homogénéité du mélange et la température de combustion est plus connue sous le nom de **compromis NO_x/particules**. Cet exemple, qui est un critère d'homologation des véhicules européens, montre à quel point la réduction des émissions d'un moteur est complexe. Dans le cadre de cette étude nous retiendrons principalement que la température de combustion, et donc indirectement la température d'admission du mélange dans le cylindre, influe sur la production des NO_x.

Réduire la température d'admission permet de réduire la production de NO_x [3] ;[4] mais également la production de particules en offrant un degré de liberté sur la gestion du compromis.

1.2. LES EMISSIONS DE CO₂

Le dioxyde de carbone (CO₂) étant perméable au rayonnement terrestre, il participe au réchauffement de l'atmosphère. Considéré comme un polluant atmosphérique, il est un produit de la combustion et dépend presque uniquement de la quantité et de la teneur en carbone du carburant injecté (**1L/100km Diesel= 26,48 g CO₂/km**). Parmi les carburants à faible teneur en carbone on citera particulièrement le méthane dont la combustion, à même dégagement d'énergie, produit près de 23% d'émissions de CO₂ en moins. Les biocarburants sont également intéressants dans la mesure où la croissance de la plante qui en est à l'origine consomme du CO₂ atmosphérique. Pour donner quelques repères, les voitures particulières représentent 18 % des émissions totales de CO₂ en Europe ; en France, 57 % des émissions de CO₂ du secteur routier proviennent des voitures, 40 % viennent des véhicules utilitaires et des poids lourds.

Ainsi pour envisager les émissions de CO₂ d'un moteur il est plus direct de s'intéresser à sa consommation ou plutôt à son rendement effectif, η_{eff} . Celui-ci inclue toutes les pertes, qu'elles soient d'origine thermique ou mécanique, et il est égal au rapport entre le travail mécanique effectif sur l'arbre moteur, P_{eff} , et l'énergie chimique contenue dans le carburant. Cependant, historiquement, on préfère utiliser la consommation spécifique CSE [g/(kW.h)]; c'est à dire la quantité de carburant nécessaire au moteur pour produire la puissance de 1 kW pendant une heure.

$$CSE = \frac{3,6 * 10^6}{\eta_{eff} * PCI_c} \quad [g/kW.h]$$

La consommation sur l'ensemble du champ d'utilisation (régime couple) est donnée par les courbes « d'iso-consommation ». Nous observons sur la figure 1.2 que la CSE augmente à haut régime et diminue lorsque le couple augmente, les meilleurs rendements 210 g/(kW.h) étant atteints sur les pleines charges. Ceci s'explique par le fait que les frottements mécaniques augmentent avec la vitesse de rotation du moteur. D'un côté le rendement est dégradé à fort régime et de l'autre les frottements prennent proportionnellement moins d'importance lorsque le couple augmente d'où une amélioration du rendement avec la charge.

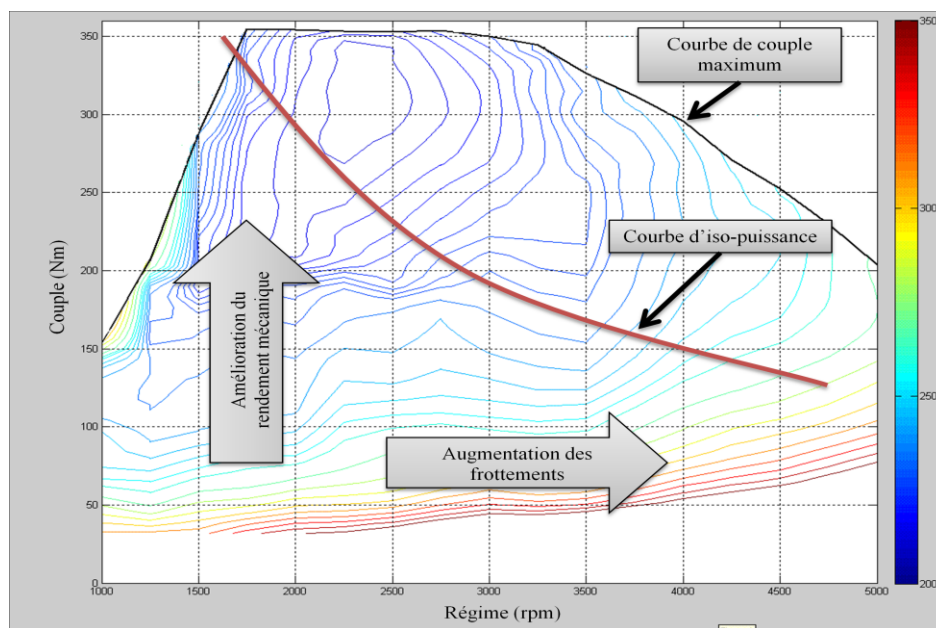


Figure 1.2 : Courbes d'iso-consommation M9Rb : 1.9L dCi (essais banc moteur).

Dans le diagramme d'iso-consommation de la figure 1.2 on a tracé une courbe d'équipuissance (en rouge) qui correspond à 30 kW, soit la puissance nécessaire pour maintenir un véhicule à 130 km/h sur autoroute. Le moteur est capable de développer cette puissance à partir de 1750 tr/min et jusqu'à son régime maxi. C'est à 2200 tr/mn qu'il le fera avec le meilleur rendement, soit une CSE de 222 g/kW/h, il consommera 320 g/kW/h à 4000 tr/min et même 430 g/kW/h à 6000 tr/min. Hors en fonctionnement opérationnel, c'est le système de transmission qui fixe le régime. Ainsi, disposer d'un système de transmission qui permet de découpler de façon plus ou moins poussée la vitesse du véhicule et le régime de rotation du moteur permet une plus grande optimisation du point de fonctionnement du moteur. C'est le principe de l'hybridation électrique et de la transmission continue.

1.3. CONTEXTE RÉGLEMENTAIRE

Avant sa commercialisation, tout nouveau modèle de véhicule doit être conforme aux normes limitant les émissions en vigueur dans son pays de circulation. Pour les états membres de l'Union Européenne, les voitures particulières en circulation doivent impérativement respecter les limitations préconisées par la norme EURO. L'évolution de ces normes a également été accompagnée d'améliorations de la qualité des carburants, améliorations sans lesquelles de nouveaux systèmes de réduction des polluants n'auraient pu être implantés. L'objectif de ce paragraphe est de présenter la norme EURO 6 qui s'appliquera aux véhicules de l'union européenne en 2014 et qui constitue donc un horizon de travail pour les équipes de recherche et développement.

Le véhicule est jugé suivant la quantité moyenne émise de quatre polluants (HC, CO, NO_x et particules) au cours d'un cycle de conduite standard. Celui-ci se décompose en deux parties : la première correspond à la répétition (quatre fois) d'un parcours urbain caractérisé par des vitesses inférieures à 60 km/h, la deuxième partie est un parcours périurbain caractérisé par des vitesses plus importantes. Le cycle d'essai débute sans préchauffage du moteur (ce qui pénalise les émissions) et les changements de rapport de boîte de vitesses sont effectués à des instants précis.

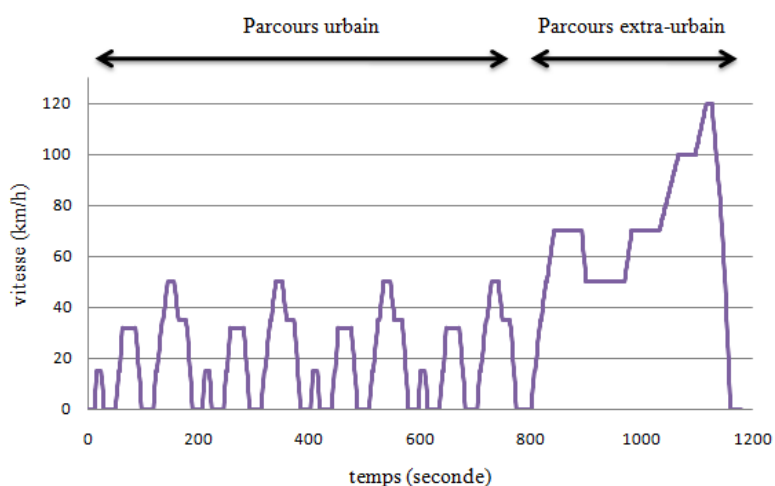


Figure 1.3: cycle européen d'homologation (NEDC)

Comme le montre la figure 1.4, les réglementations imposées aux véhicules Diesel ont été fortement révisées depuis l'Euro 1 en 1992 jusqu'aux limites proposées dans l'Euro 6. La première version, Euro 1, concernait principalement les émissions du moteur essence et a vu la généralisation de la catalyse à l'échappement. En 1996, les normes Euro 2 entraînent des normes d'émissions de CO plus strictes et la réduction du taux de soufre dans le carburant. Dans les années suivantes, les normes d'émissions Euro 3 et Euro 4 ont nécessité une réduction importante des émissions de NOx et particules rendant nécessaires des systèmes d'optimisation de la combustion tels que l'injection haute pression et la recirculation des gaz d'échappement. Les nouvelles normes Euro 5 et Euro 6, qui représentent jusqu'à 90% de réduction par rapport à Euro 1, verront la généralisation des systèmes de dépollution de la ligne d'échappement tel que le filtre à particule ou le piège à NOx afin de respecter un compromis NOx particules de plus en plus sévère.

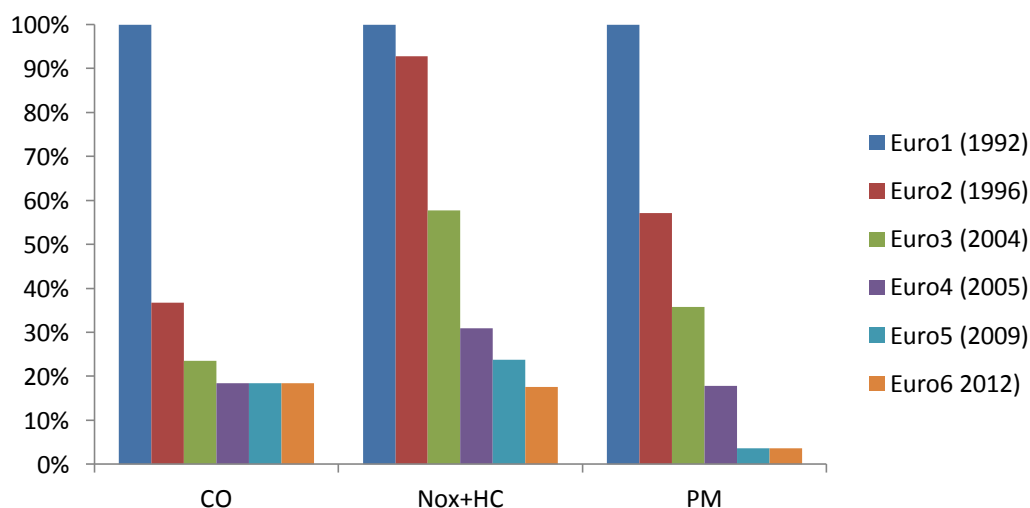


Figure 1.4 : Evolution des normes d'émission de l'union européenne

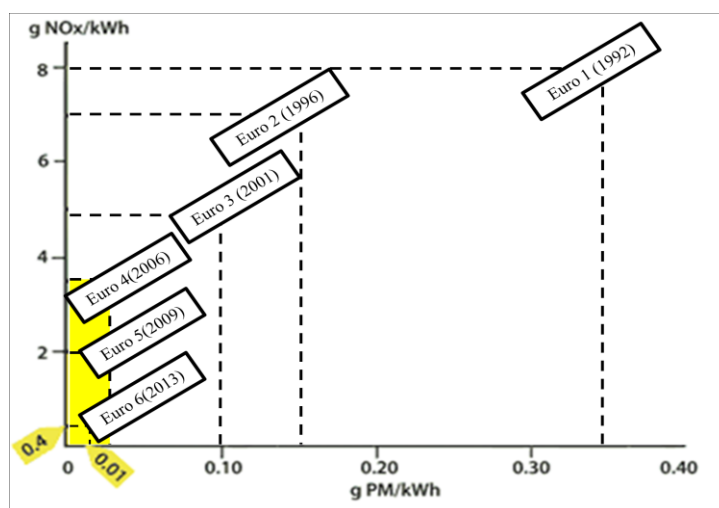


Figure 1.5 : Evolution du compromis NO_x particules.

Pour s'attaquer au problème de l'impact des activités sur le climat, les Nations Unies ont adopté leur convention cadre sur les changements climatiques (CCCC) en mai 1992. Cette convention, qui est entrée en vigueur le 21 mars 1994, a pour objectif :

« de stabiliser les concentrations de gaz à effet de serre dans l'atmosphère à un niveau qui empêche toute perturbation anthropique dangereuse du système climatique...dans un délai suffisant pour que les écosystèmes puissent s'adapter naturellement aux changements climatiques, que la production alimentaire ne soit pas menacée et que le développement économique puisse se conduire d'une manière durable »

Au cours de la troisième réunion qu'ils ont tenue à Kyoto en 1997, les pays partis à la CCC sont convenus de réduire les émissions de gaz à effet de serre dans les pays développés. Ils ont pour ce faire adopté un accord connu sous le nom de protocole de Kyoto dont l'objectif premier est de fixer les niveaux auxquels les niveaux de 1990 doivent avoir été ramenés au cours de la première « période d'engagement » fin 2012. Comme le montre le figure 1.6, la part des émissions imputables aux transports retient l'attention des responsables car elle représente une part importante des émissions globales :

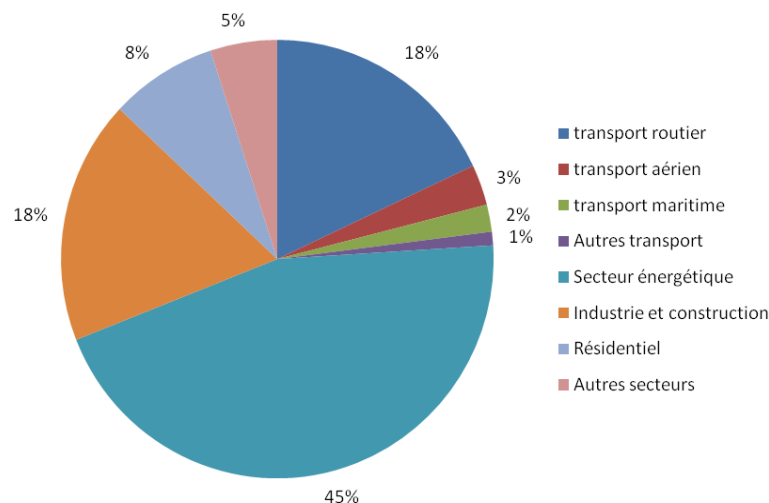


Figure 1.6 : Secteurs d'émissions de CO₂ dans la zone Europe en 2006 [5]

En signant le protocole de Kyoto, l'Europe s'était fixé un objectif de réduction de ces émissions globales de 8%. La stratégie spécifique aux émissions automobiles était alors fondée sur l'engagement volontaire des constructeurs, l'information des consommateurs via l'étiquetage des véhicules et le recours à la fiscalité pour promouvoir les véhicules à faible consommation de carburant. Ainsi, dans le cadre d'un accord volontaire conclu entre l'ACEA (Association des Constructeurs Européens d'Automobiles) et la Commission Européenne, les constructeurs se sont engagés à atteindre un objectif d'émission moyen de 120 g/km de CO₂ par véhicule (calculé sur le total des ventes de voitures neuves en Europe par marque) en 2012, soit une consommation en cycle NEDC de 5,8 l/100 km pour les véhicules à essence et de 5,25 l pour ceux à moteur Diesel. Cependant, comme l'a montré l'examen à mi-parcours et tendent à le prouver les chiffres actuels, l'engagement ne sera pas tenu. Ainsi, alors qu'entre 1990 et 2004, l'Union Européenne a réduit de près de 5% ces émissions de gaz à effet de serre, les émissions de CO₂ provenant du transport routier ont, elles, augmenté de 26%. Cette tendance observée au cours des dernières années, et cela malgré l'amélioration du rendement des moteurs, s'explique par plusieurs facteurs : l'accroissement du parc, l'augmentation du poids des véhicules du fait de l'amélioration des systèmes de sécurité et l'augmentation de la consommation des accessoires auxiliaires (entre autre la généralisation des systèmes de dépollution et de climatisation de l'habitacle).

1.4. LA DEPOLLUTION DU MOTEUR DIESEL

La réglementation européenne a donc contribué à l'apparition de procédés de dépollution afin de rendre efficace la lutte contre la pollution atmosphérique urbaine. Les solutions adoptées mettent en jeu l'amélioration de la combustion, mais également le développement de système de post-traitement des effluents gazeux ou encore des avancés dans le domaine du contrôle chargé de coordonner tous ces actionneurs. Si l'efficacité de ces systèmes est certaine, leur coût est généralement élevé et ils s'accompagnent souvent de nouveaux compromis à trouver sur les réglages.

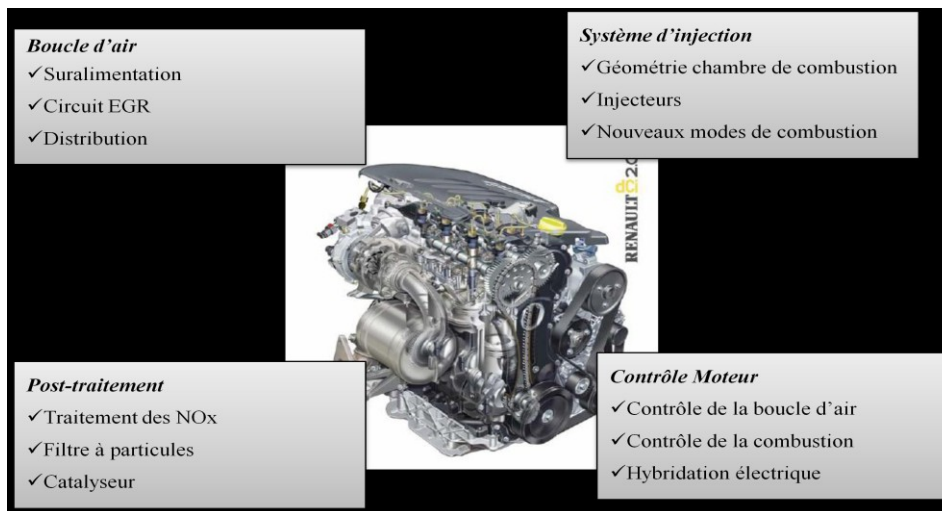


Figure 1.7 : principaux systèmes de dépollution du moteur Diesel

La qualité de la combustion du mélange dans un moteur est fonction de multiples paramètres. En premier lieu la richesse du mélange dont il est primordial de gérer finement le dosage et l'homogénéité. Mais le savoir-faire ne se limite pas à cet unique point, le contrôle de température de combustion est également décisif pour l'apparition d'oxydes d'azote et la maîtrise du bruit représente une prestation majeure de tout moteur. Différents systèmes ont donc été progressivement introduits en fonction de l'évolution des normes et des progrès dans le domaine du contrôle moteur :

- **La recirculation des gaz d'échappement (EGR):** La solution consiste à réintroduire des gaz brûlés dans les cylindres dans le but de réduire les émissions de NO_x. Lorsque le système est mis en action, le collecteur d'admission contient un mélange d'air frais et de gaz brûlés. La conséquence directe est une réduction du taux d'oxygène des gaz admis dans les cylindres. La carence en oxygène se traduit par une diminution du taux d'oxydation du combustible, une réduction de la vitesse de combustion et un abaissement de la température de flamme.
- **L'injection haute pression :** Le carburant est injecté dans le cylindre à haute pression : environ 2000 bars. Le carburant est pulvérisé, ce qui permet d'optimiser sensiblement le contact entre l'oxygène et le carburant. Cette technique permet, en modulant le processus de combustion et en améliorant la pulvérisation du carburant, de réduire très fortement les émissions de particules mais a pour effet d'augmenter la production de NO_x. Le niveau sonore du moteur demeure par ailleurs réduit puisque le carburant pulvérisé assure une combustion uniforme et exempte de vibrations.

- **L'aérodynamique interne** : Parallèlement à l'introduction de ces systèmes, l'amélioration des connaissances en mécanique des fluides et les progrès de la simulation numérique tridimensionnelle ont permis une optimisation des mouvements du mélange dans la chambre de combustion. En découle une meilleure homogénéité du mélange, une réduction des pertes d'énergie par transvasement des gaz ainsi que des pertes de carburant par mélange avec le lubrifiant.
- **Les nouveaux modes de combustion** : La combinaison de toutes ces innovations ouvre la voie à de nouveaux procédés de combustion. Le principe est de rendre le mélange air-carburant beaucoup plus homogène dans la chambre de combustion afin de réduire simultanément la formation des NO_x et des suies. Les études portant sur cette solution sont connues sous différents noms : HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), CCS (Combined Combustion System), LTC (Low Temperature Combustion).

Le principe des systèmes qui viennent d'être présentés consiste à prévenir la formation des polluants. Cependant l'apport de ces systèmes reste insuffisant dans l'optique des futures exigences normatives et plus particulièrement dans la gestion du compromis NO_x / particules. C'est pourquoi les normes Euro 5 et Euro 6 voient l'apparition de solutions curatives pour traiter les gaz d'échappements avant leur rejet dans l'atmosphère :

- **Le filtre à Particules** : Il est utilisé pour réduire les rejets de particules. L'efficacité de filtration de ces systèmes, en général basés sur des monolithes en céramique (carbure de silicium, cordiérite..), est supérieure à 95%. La principale difficulté réside dans l'accumulation des particules qui bouchent le filtre, lequel exerce alors une contre-pression élevée sur le moteur qui perd en efficacité. Les particules sont donc éliminées au cours de périodes de « régénération » (notamment par injection d'une petite quantité de carburant dans les gaz d'échappement en amont du filtre). L'utilisation du filtre à particules est une conséquence des améliorations du système d'injection et de l'utilisation du procédé d'EGR qui provoquent une augmentation de l'émission des particules.
- **Réduction catalytique sélective (SCR)** : De l'urée est injectée sur catalyseur qui libère de l'ammoniac suite à une réaction d'hydrolyse. L'ammoniac élimine ensuite les NO_x par réduction chimique. L'efficacité de ce système est assez importante : plus de 90% des NO_x lorsque les gaz d'échappement sont situés dans la bonne fenêtre de températures (200°C -550°C). Cependant, il est nécessaire d'embarquer un réservoir supplémentaire relativement volumineux qu'il faudra remplir régulièrement. Il est également nécessaire d'utiliser un capteur de NO_x pour injecter la juste quantité d'ammoniac (suffisante pour réduire complètement les NO_x sans qu'il ne subsiste d'ammoniac en sortie).
- **Le piège à NO_x** : il fonctionne sur la base d'une alternance entre des périodes où le piège stocke les NO_x sous forme de nitrates et des périodes pendant lesquelles les NO_x sont désorbés pour être réduits sur un catalyseur. Une des difficultés du système réside dans la phase de réduction puisque la richesse de la combustion doit être stœchiométrique à ce moment là (contrairement au reste du temps où le moteur diesel fonctionne exclusivement en richesse pauvre). Le contrôle moteur joue donc ici un rôle fondamental puisqu'il doit assurer que la succession de ces périodes ne se traduise ni par une augmentation des émissions des autres polluants ni par des à-coups sur le couple moteur. Dans les conditions optimales, l'élimination des NO_x est supérieure à 90%.

Comme on peut le constater, ces systèmes de dépollution sont relativement complexes à mettre en œuvre car ils nécessitent des stratégies de contrôle moteur avancées et représentent un défi en terme d'intégration. L'utilisation de catalyseur et de système d'injection dédié rendent également ces systèmes coûteux. De plus, à

cause des processus de régénération ou de la contre pression qu'ils exercent sur le moteur, ces systèmes entraînent une légère augmentation de la consommation et, par conséquent, des émissions de CO₂.

Apparaît ici le **compromis dépollution / consommation**. Autrement dit **tout gain en consommation peut être converti en dépollution**, et vice versa.

1.5. LA REDUCTION DE LA CONSOMMATION

La réduction de la consommation d'un moteur passe par la réduction des pertes qui affectent son rendement. Ainsi toutes les améliorations qui consistent à réduire les frottements mécaniques internes, améliorer le remplissage des cylindres ou encore optimiser le rendement thermodynamique contribuent individuellement à cet objectif. D'un point de vue plus global, c'est-à-dire en considérant le moteur dans son environnement véhicule, d'autres voies d'amélioration sont également envisageables :

- **Le thermomanagement** : L'analyse de la surconsommation des moteurs à combustion interne corrobore le caractère prédominant des paramètres thermiques. Ainsi, accélérer la montée en température de l'huile de lubrification lors d'un démarrage à froid permet de réduire les frottements. De même, un contrôle plus fin de la température du liquide de refroidissement améliore le rendement thermodynamique en minimisant les pertes de chaleur pariétales dans la chambre de combustion. Ce conditionnement thermique est devenu un enjeu de premier ordre pour le passage des normes européennes dans la mesure où le cycle de roulage démarre maintenant moteur à froid. Le thermomanagement apporte donc des solutions pour générer, contrôler et dissiper l'énergie thermique de façon optimale.
- **Le downsizing** : Longtemps considérée comme un moyen d'accroître les performances pures d'un moteur, l'amélioration de la puissance spécifique (puissance maximum rapportée au litre de cylindrée) est aujourd'hui considérée comme l'un des moyens les plus efficaces de réduire la consommation. Par exemple, la suralimentation qui accroît la quantité d'air dans les cylindres peut être vue comme un moyen de brûler plus de carburant (augmentant alors puissance maxi) ou comme un moyen de diminuer la taille des cylindres en conservant la quantité de carburant injectée. Favorisé par la généralisation de technologies telles que l'injection haute pression ou la suralimentation, il s'agit d'un axe de progrès majeur pour tous les constructeurs.
- **Le downspeeding** : L'évolution du système de transmission est également un moyen très efficace pour réduire la consommation en optimisant le point de fonctionnement du moteur. Car si la puissance à produire est figée par la demande du véhicule, cela ne définit pas complètement le point de fonctionnement du moteur. Comme le montre la courbe d'iso-puissance (figure 1.8), le moteur est en effet capable de produire une puissance de 12kW depuis un régime de 1500tr/mn jusqu'au régime max. Les pertes par frottement étant fortement influencées par le régime de rotation, l'idée du downspeeding est donc de diminuer le régime de fonctionnement pour améliorer l'efficacité du moteur à produire la puissance désirée (d'où l'intérêt d'une transmission variable).

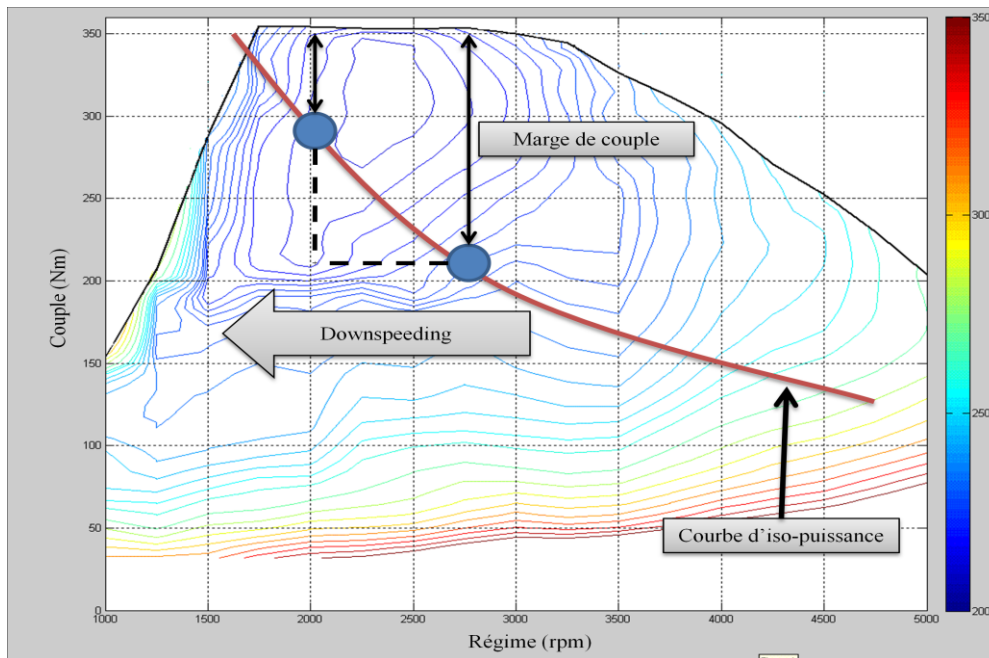


Figure 1.8 : Réduction de la vitesse de rotation du moteur

- L'hybridation électrique:** La solution consiste à coupler un moteur thermique et un moteur électrique au travers d'un stock d'énergie électrique (une batterie). Cette démarche offre des possibilités d'optimisations de fonctionnement du moteur thermique puisqu'une grande part des situations défavorables (ralenti, faibles charges du moteur thermique) peuvent être réalisées en mode tout électrique. Le premier système d'hybridation légère et à faible surcoût, *stop&start*, qui commence à se développer consiste à stopper le moteur thermique lors des arrêts du véhicule. Le gain en consommation est de l'ordre de 5 à 7 % en cycle mixte et de 10 à 15 % en conduite urbaine [6]. Une deuxième configuration, plus ambitieuse, baptisée *mild hybrid*, permet d'assister le moteur thermique pendant les phases de pleine charge. La puissance supplémentaire apportée par le moteur électrique lors de ces phases permet de réduire la puissance demandée au moteur thermique et donc d'envisager du downsizing. Enfin, la configuration *full hybrid*, celle de la Toyota Prius qui reste le modèle hybride par excellence, permet au véhicule de fonctionner en mode tout électrique sur de très courtes distances. En plus des effets cités au-dessus, ce système permet également de découpler le régime du moteur thermique et la vitesse véhicule et donc d'envisager des stratégies de downspeeding. Les gains en consommation atteignent 40 % en conditions urbaines, 10 à 20 % [7] sur route mais restent quasi nuls sur autoroute.

Un gain en puissance maximale permet de réduire la cylindrée (downsizing) ou bien de modifier le rapport de transmission (downspeeding) tout en conservant l'agrément de conduite ; ceci dans le but de réduire les frottements mécaniques et donc la consommation du moteur.

2. PROBLEMATIQUES THERMIQUES

L'analyse de la surconsommation des moteurs à combustion interne corrobore le caractère prédominant des paramètres thermiques associés aux trajets courts, de distance inférieure à 3 km (47 % de l'utilisation courante d'un véhicule) conduisant à une surconsommation de 80 % par rapport à un trajet de 10 à 50 km. Pour répondre à ce défi, l'ingénierie thermique automobile apporte des solutions pour générer, contrôler et dissiper l'énergie thermique en optimisant à la fois le refroidissement moteur du véhicule, en améliorant le confort thermique de ses occupants et en assurant le contrôle de la température de divers équipements (batteries, systèmes de dépollution à l'échappement, électronique...). Dans ce paragraphe nous présentons dans un premier temps le système thermique global du véhicule avant de mettre en évidence les nouvelles problématiques thermiques spécifiques aux nouvelles définitions techniques de la ligne d'admission.

2.1. LE SYSTEME THERMIQUE DU VEHICULE

Pour simplifier la présentation, J. Marachlian [8] propose de décomposer le système thermique en sous-systèmes regroupés par fonctions.

- **Le moteur :** Le moteur est une pièce centrale de la gestion thermique dans la mesure où son conditionnement thermique est une des clefs de la réduction de sa consommation. Les pertes thermiques proviennent du refroidissement des parois de la chambre de combustion par un circuit d'eau interne, du refroidissement de l'huile de lubrification par un échangeur huile/eau (le Modine) et bien entendu les gaz d'échappements.
- **La ligne d'admission :** Elle comporte le turbocompresseur, le refroidisseur d'air de suralimentation (RAS) et l'échangeur de refroidissement des gaz recirculés (EGR). Ce sous-système permet d'optimiser le remplissage en air des cylindres du moteur notamment par le contrôle de paramètres thermiques tels que la température ou la pression d'admission.
- **La ligne d'échappement :** Là encore, la formation et le traitement des émissions polluantes sont fortement dépendants des paramètres thermiques (la tendance est à l'utilisation généralisée d'éléments de catalyse nécessitant des températures de fonctionnement supérieures à 300 °C). La quantité d'énergie perdue à l'échappement étant très importante (35% de l'énergie totale contenue dans le carburant brûlé), l'apparition de nouveaux systèmes de récupération d'énergie tels que la thermoélectricité, les cycles combinés (Rankine, Watson) font également de ce sous-système une des clefs de l'amélioration de l'efficacité des groupes motopropulseurs modernes.
- **La boucle frigorifique :** La boucle comporte le compresseur, l'évaporateur, le condenseur et l'élément de détente. Un fluide frigorigène (fréon, CO₂...) prélève des calories à l'air du système aéraluque de climatisation pour les évacuer au niveau du condenseur dans la valise de refroidissement.
- **La valise de refroidissement :** C'est un empilement d'échangeurs thermiques qui évacuent de la chaleur dans l'écoulement d'air en face avant du véhicule (calandre). Un groupe moto-ventilateur alimenté électriquement équipe le système afin de palier un manque de débit d'air dans les radiateurs (au ralenti par exemple).

- **Le circuit hydraulique primaire** : Dans sa version actuelle, la boucle chaude prend en charge le refroidissement de l'eau et de l'huile moteur, celui des gaz recirculés de même que le chauffage de l'habitacle avec l'aérotherme. Les calories collectées sont ensuite évacuées dans le radiateur de refroidissement situé dans la valise de refroidissement.
- **Le circuit aéraulique de climatisation** : Il regroupe tous les composants traversés par l'air destiné au conditionnement de l'habitacle du véhicule. Le pulseur fournit la surpression nécessaire à l'écoulement, l'évaporateur refroidit et déshydrate l'air qui est alors réchauffé par l'aérotherme puis distribué dans le véhicule. Le conditionnement de l'air (atteinte des objectifs en termes de température, humidité et distribution d'air) est géré par un ensemble de volets qui répartissent les flux entre les échangeurs.

La figure suivante présente le circuit thermique basique d'un véhicule de tourisme aux normes Euro 4. Le système est composé de deux boucles thermiques distinctes (climatisation et boucle chaude). Cette dernière prend en charge le refroidissement du moteur de même que le chauffage de l'habitacle et le refroidissement des gaz recirculés. En bloquant la branche du radiateur lors d'un démarrage à froid, le thermostat permet de ne consacrer les calories du moteur qu'à la montée en température de l'habitacle et du circuit d'eau lui-même.

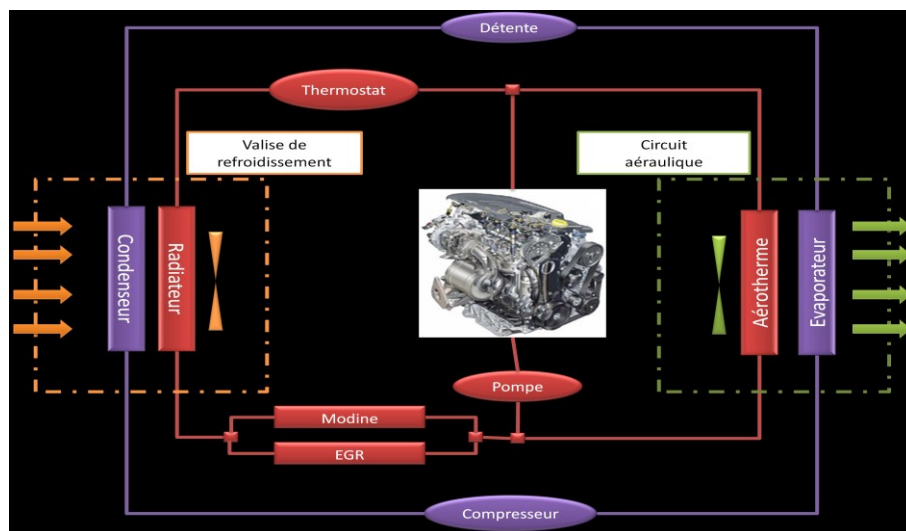


Figure 1.9 : Système thermique de base d'un véhicule

Mais avec l'apparition des nouvelles normes et la mise en évidence de l'importance du contrôle thermique global sur les performances du moteur les systèmes sont amenés à se complexifier fortement. La figure 1.10 présente par exemple un système thermique optimisé en vue de l'homologation aux normes EURO6 et plus. On y remarque un circuit d'eau supplémentaire introduit pour mettre à disposition des gaz d'admission (EGR et RAS) une boucle d'eau dont la température est plus faible que celle du circuit de refroidissement (45°C à la place de 85°C). Le thermostat du circuit de refroidissement du moteur a également été remplacé par une vanne pilotée électriquement dont le contrôle plus fin permet d'optimiser la montée température du moteur.

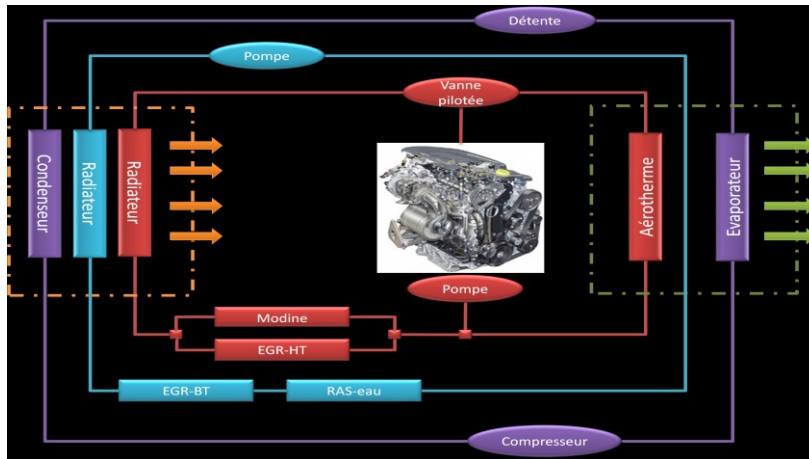


Figure 1.10 : Système thermique évolué (EURO VI) d'un véhicule automobile

Ces évolutions complexifient fortement les systèmes de refroidissement actuels : chaque système nécessite un radiateur distinct et des commandes spécifiques ainsi qu'un grand nombre de tuyaux de raccordement individuels. Un cumul comprenant jusqu'à 4 échangeurs à l'avant des véhicules est actuellement fréquent, provoquant un accroissement du volume de la valise de refroidissement incompatible avec les normes de chocs piétons. De plus, ces systèmes sont couplés thermiquement (dans la valise de refroidissement par exemple) et par conséquent leur optimisation individuelle a des conséquences sur l'ensemble du système (l'amélioration d'un sous-système pouvant dégrader la performance d'un autre). Et c'est précisément de ce constat de complexité qu'est née la « gestion thermique globale dont l'objectif est d'optimiser le système thermique tant sous son aspect structurel (architecture) que fonctionnel (stratégie de pilotage).

Au début de nos travaux, plusieurs sous-systèmes thermiques avaient déjà été étudiés en interne chez Renault dans ce sens par J.Marachlian [8] ou encore C.Rouault [9]. Ils ont ainsi développé tout un ensemble d'outils expérimentaux et théoriques pour optimiser le refroidissement et la montée en température du moteur. C. Rouault a notamment exploré les différentes possibilités qu'offre l'utilisation d'un circuit d'eau secondaire tel que présenté dans la figure précédente. On peut également citer le concept « ultimate cooling » [10] proposé par Valeo qui consiste à remplacer le condenseur en face avant par un échangeur à eau ; ceci dans le but de réduire l'encombrement de la valise de refroidissement. Cette dernière solution dite, « climatisation sur l'eau » modifie le comportement (et donc le contrôle) de la boucle de climatisation et nécessite l'utilisation d'échangeurs spécifiques.

L'étude de l'intégration d'une boucle de climatisation sur l'eau nécessite des connaissances théoriques (modélisation) et technologiques (échangeurs, contrôle, prototypage) dont nous ne disposons pas.

2.2. LE CIRCUIT DE GAZ DU MOTEUR

Le circuit d'admission d'air amène de l'air filtré au moteur et optimise la pénétration de celui-ci dans les cylindres. Mais le savoir-faire ne se limite pas à cet unique point puisque le contrôle de la température de combustion est également décisif pour l'apparition d'oxydes d'azote et la maîtrise du bruit représente une prestation majeure de tout moteur. Aujourd'hui le circuit d'air d'un moteur Diesel s'est donc considérablement complexifié au point de devenir indissociable du circuit d'échappement avec lequel il échange de l'énergie (turbo-compression) et de la matière (recirculation des gaz d'échappement ou EGR). La figure 1.11 présente une configuration de moteur complexe encore à l'état de développement au début de notre étude.

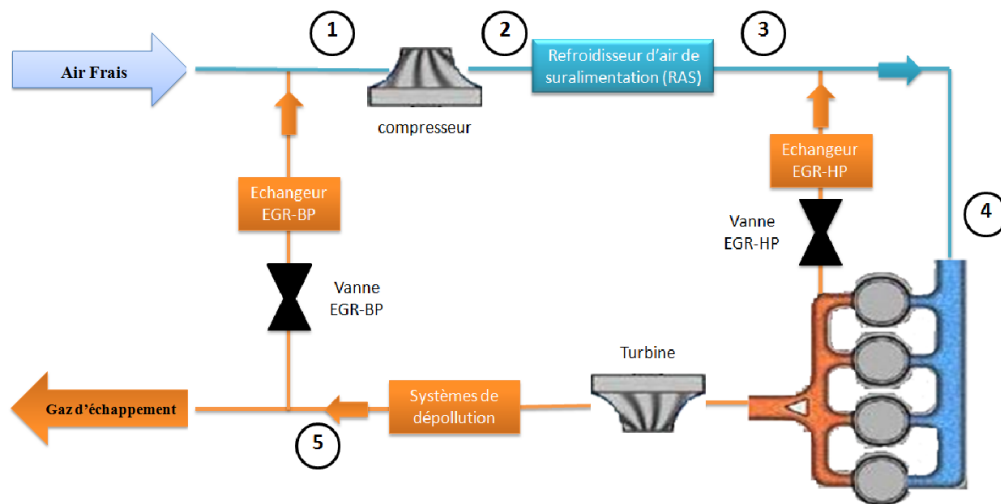


Figure 1.11 : Circuit d'air d'un moteur Diesel en configuration EGR-HP et EGR-BP

a. LA SURALIMENTATION :

Un des moyens d'accroître la puissance d'un moteur consiste à lui faire exploiter plus de carburant. Mais pour y parvenir on ne peut pas se contenter d'augmenter les doses injectées car pour que le moteur fonctionne correctement il faut respecter des proportions précises dans le mélange air-carburant. Dans le cas contraire, la combustion est incomplète, ce qui se traduit par une montée en flèche du taux d'imbrûlés, une perte de rendement, voire l'«étouffement» du moteur ; autant de points qui vont à l'encontre de l'objectif recherché. La vocation du turbo est donc de faire entrer plus d'air dans les cylindres afin de respecter le dosage du mélange. Concrètement la compression de l'air permet de donner au moteur une «cylindrée virtuelle» supérieure à sa cylindrée réelle. L'échangeur de suralimentation (RAS) permet lui de compenser en partie l'augmentation de température concomitante à la mise sous pression du gaz. Longtemps considérée comme un moyen d'accroître les performances pures du moteur, l'augmentation de la puissance spécifique (couple maximum rapporté au litre de cylindrée) est aujourd'hui considérée comme l'un des moyens les plus efficaces pour réduire la consommation. Cette solution permet de réduire la masse, le volume et les frottements internes du moteur. La généralisation de technologies comme la suralimentation ont fait du downsizing un axe de progrès majeur pour tous les constructeurs.

b. LA RECIRCULATION DES GAZ BRULÉS (EGR) :

La solution consiste à réintroduire des gaz brûlés dans les cylindres. Lorsque le système est mis en action le collecteur d'admission contient un mélange d'air frais et de gaz brûlés donc appauvri en oxygène. En conséquence on obtient une diminution du taux d'oxydation du combustible, une réduction de la vitesse de combustion et un abaissement de la température de flamme qui contribuent tous à réduire les émissions de NO_x. Allant de pair avec les systèmes de suralimentation, les circuits d'EGR restent le meilleur compromis coût/efficacité à court et moyen terme pour respecter les normes d'émissions de polluants. Le mélange des gaz d'admission et des gaz d'échappement peut s'effectuer de deux façons (figure 1.11).

Tout d'abord en faisant recirculer des gaz prélevés avant la turbine et réinjectés après le RAS (généralement directement dans le répartiteur d'admission). Avec cette solution les gaz sont recirculés à haute pression (HP) d'où le de d'EGR-HP. Au contraire l'EGR-BP consiste à recirculer les gaz après la turbine et de préférence après les systèmes de dépollution pour minimiser l'encrassement du compresseur. L'avantage de la seconde solution est de permettre des taux de recirculation bien plus élevés qu'en EGR-HP au travers des jeux de contre-pression. Le tableau suivant présente les pressions et températures de la ligne d'admission pour les deux configurations sur un point particulier car servant de référence en terme de dépollution (2250 RPM ; Puissance = 38 kW). Sur ces points les taux de gaz recirculés sont respectivement de X% (HP) et X% (BP).

	Température (°C)		Pression (mbar)	
	EGR-HP	EGR-BP	EGR-HP	EGR-BP
(1) entrée compresseur	25	69	1000	994
(2) sortie compresseur	101	156	1780	2000
(3) sortie RAS	30	50	1760	1980
(4) entrée moteur	75	50	1738	1961
(5) gaz d'échappement	353	385	1108	1248

On remarque que l'apport calorique des gaz recirculés se traduit par une augmentation des contraintes thermiques sur le compresseur et le RAS. La température d'admission (50°C) se situe d'ailleurs à la limite du cahier des charges de dépollution.

La suralimentation contribue à l'amélioration du rendement moteur et l'EGR à sa dépollution. Ces deux systèmes provoquent cependant une augmentation de la température des gaz d'admission qu'il convient de limiter. Cette problématique prend tout son sens avec l'avènement de la configuration EGR-BP et les besoins croissants en downsizing.

2.3. LA CONDENSATION DES GAZ D'ADMISSION

L'air ambiant est humide, on peut observer la condensation de la vapeur d'eau qu'il contient au contact d'une surface froide (pare-brise par grand froid ou bien évaporateur de climatisation). S'agissant de la ligne d'admission du moteur, ce phénomène n'a jusqu'ici posé aucun problème dans la mesure où les températures atteintes sont incompatibles avec la condensation (spécialement pour un moteur suralimenté). Mais l'apparition de l'EGR-BP change la donne puisque les gaz recirculés sont chargés en vapeur d'eau (il s'agit d'un des produits de la combustion).

La cartographie suivante (figure 1.12) présente une estimation, à partir de mesures effectuées sur banc et suivant les calculs de l'ANNEXE1, de l'humidité absolue à l'admission d'un moteur Diesel en configuration EGR-BP. On constate que dans la zone du cycle d'homologation (RPM<2500 et PME<12bar), la quantité d'eau à l'admission est bien plus importante que dans tout le reste de la cartographie ; simplement parce que l'EGR n'est utilisé que sur le cycle d'homologation.

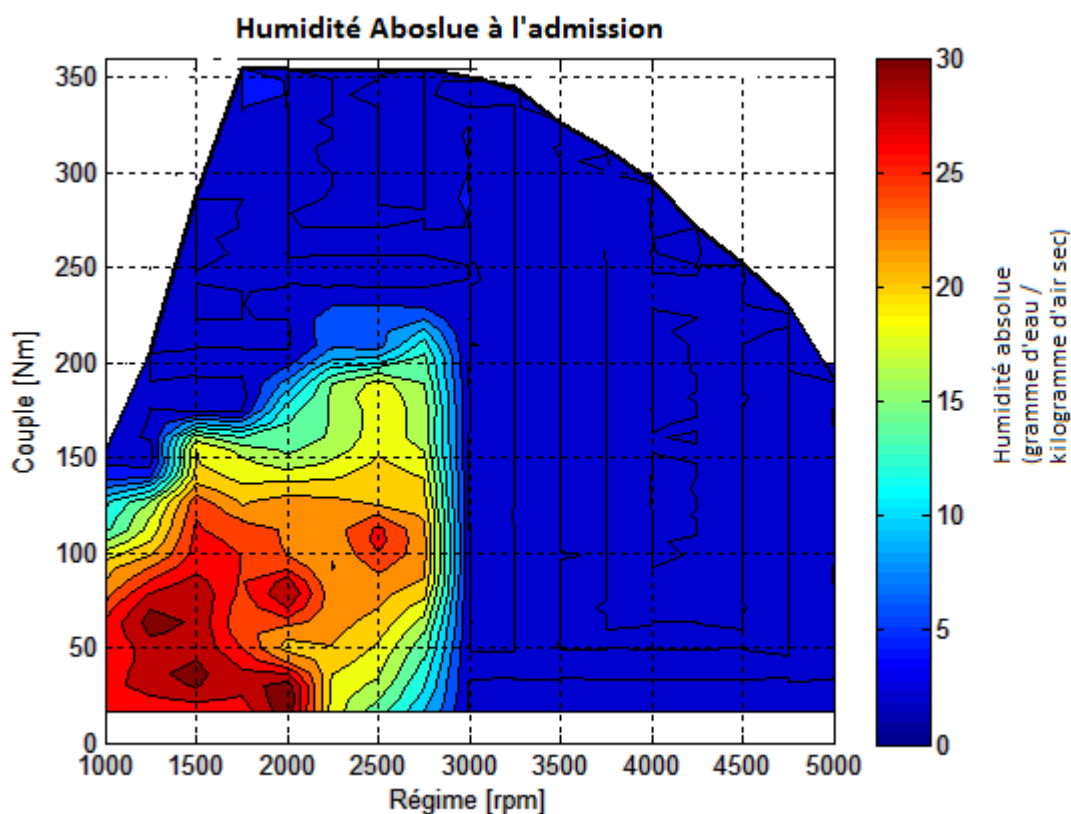


Figure 1.12 : Humidité absolue à l'admission d'un moteur EGR-BP

Toujours en utilisant les formules de l'ANNEXE1 on trace maintenant la cartographie de la température qui voit l'apparition des premières gouttelettes; c'est à dire la température de rosée. Celle-ci est fonction de l'humidité du gaz mais également de la pression du mélange ce qui explique que les températures de condensation maximales soient situées dans la partie supérieure droite de la zone NEDC.

Ainsi la température de rosée en l'absence d'EGR est de l'ordre de 6°C, c'est-à-dire des conditions rarement rencontrées dans le cas d'une application automobile. Par contre lorsque l'EGR-BP est fonctionnel, la vapeur d'eau commence à condenser dès 45°C c'est-à-dire un niveau de température relativement classique pour un moteur suralimenté. La problématique est justement devenue évidente suite au premier retour d'essais des prototypes moteur pour lesquels était observée l'apparition d'un dépôt visqueux de type « mayonnaise »; conséquence de la réaction entre l'eau condensée et certains composants contenus dans les gaz d'échappement.

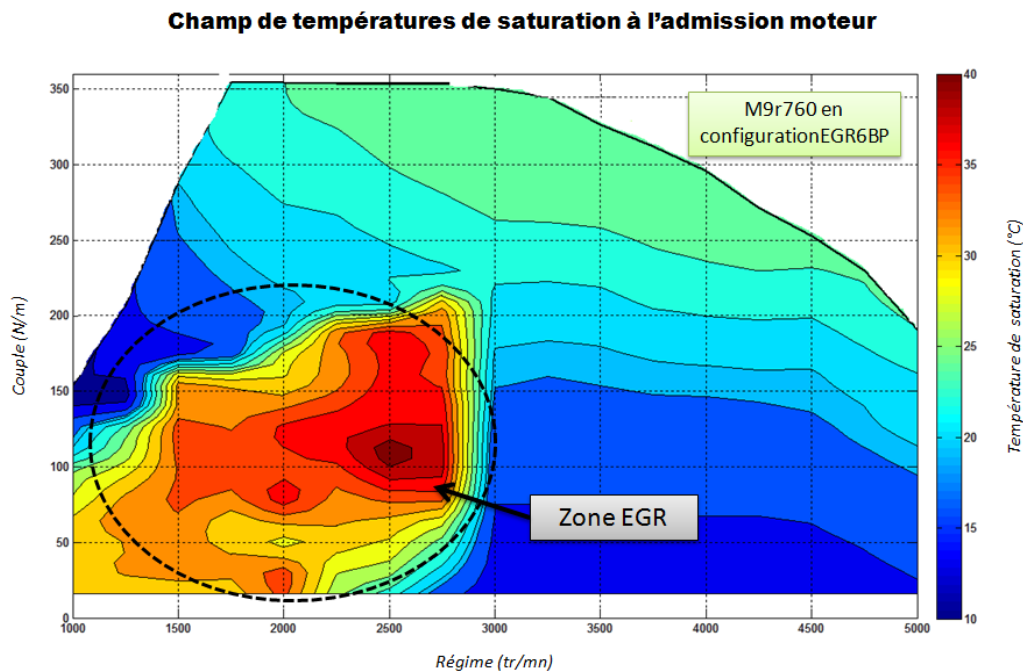


Figure 1.13 : Température de saturation à l'admission d'un moteur EGR-BP

La première réponse à cette problématique est résumée dans l'ANNEXE1, il s'agit de calculs basés sur une formule empirique (la formule d'Antoine) qui ont le mérite d'être simples et efficaces. Cette approche est par contre incompatible avec des études dynamiques (par exemple sur un cycle d'homologation) car elle introduit des boucles numériques implicites. Nous verrons par la suite que le problème est purement théorique et repose sur les limitations de l'approche thermodynamique classique adoptée dans l'outil de simulation utilisé.

Prédire les phénomènes de condensation à l'admission d'un moteur EGR-BP. Intégrer ces phénomènes dans l'outil de simulation dynamique.

3. OBJECTIFS ET DEMARCHE DE L'ETUDE

A ce stade il convient de rappeler que cette thèse débute par l'arrêt du projet hydrogène qui devait être la structure des travaux initialement envisagés. Par conséquent les premiers mois ont consisté à établir un état des lieux pour dégager de nouvelles problématiques thermiques et définir un nouveau sujet d'étude. Dans ce paragraphe nous présentons ce cheminement qui conduit à l'adoption d'un nouveau sujet.

3.1. OBJECTIFS DE L'ETUDE

A l'époque du début des travaux c'est l'EGR-BP, la valise de refroidissement et dans une moindre mesure le véhicule électrique (au travers du refroidissement des batteries) qui présentaient des besoins en études thermiques avancées. C'est d'ailleurs en étudiant ces solutions technologiques que nous avons dégagé les trois problématiques introduites précédemment; au premier rang desquelles les conséquences d'une hausse de la température admission dont nous avons inversé la formulation :

- **L'impact du sous-refroidissement sur le fonctionnement du moteur** : L'idée initiale consiste à faire une analogie entre la turbo-compression et le sous-refroidissement pour envisager les gains potentiels sous forme de downsizing ou downspeeding. Nous verrons par la suite qu'au-delà d'un effet d'échelle, la diminution de la température (et donc de l'entropie) des gaz provoque une amélioration intrinsèque du rendement thermodynamique moteur.
- **La problématique de la condensation des gaz recirculés** : La recirculation des gaz d'échappement dans l'échangeur de suralimentation est une problématique nouvelle et donc peu documentée. L'objectif sera de proposer un modèle numérique dynamique pour pouvoir réaliser des études sur cycles NEDC. Nous développerons pour cela tout un ensemble théorique relatif à la thermodynamique irréversible qui s'avèrera être le niveau de compréhension minimum pour transcender ce problème ainsi que les phénomènes thermoélectriques. Une fois les problèmes numériques résolus le modèle sera validé expérimentalement au cours d'essais en partenariat avec l'université de Liège.
- **La problématique de la boucle de climatisation sur l'eau** : Le but est de concevoir un démonstrateur pour approfondir la maîtrise technologique et fonctionnelle du système. Nous expérimenterons une méthodologie de prototypage rapide sensé réduire le temps de développement et améliorer la capitalisation de l'information. Car au-delà de l'aspect démonstratif, ce travail aura pour vocation de développer des stratégies de contrôle ainsi que de cartographier un certain nombre de composants technologiques tel que l'échangeur climatisation/eau.

Au-delà d'une approche purement opportuniste qui consisterait à résoudre chacune de ces problématiques indépendamment, nous avons pris le parti de les aborder simultanément. En effet si l'on suppose que le refroidissement des gaz d'admission améliore le rendement du moteur, on peut envisager de le faire à l'aide d'un circuit d'eau refroidi par la boucle de climatisation. Nous verrons par la suite que cette idée simple donne une impulsion à toute une série d'architecture et de stratégies.

L'objectif de cette étude est de concevoir, de développer et de mettre en œuvre un système de refroidissement des gaz d'admission par la climatisation.

3.2. DEMARCHE DE L'ETUDE

L'intérêt d'avoir synthétisé les trois problématiques en un seul concept innovant réside dans le fait de pouvoir adopter le cycle de conception en V traditionnellement utilisé dans l'industrie (figure 1.14) et donc s'adapter aux différents interlocuteurs de la chaîne de conception industrielle. Le cycle débute par un travail d'analyse descendant dont l'objectif est la spécification du système par niveaux de détails successifs. La phase montante du cycle est ensuite consacrée au prototypage du système par niveaux de complexité croissante afin de valider toutes les étapes successives de conception.

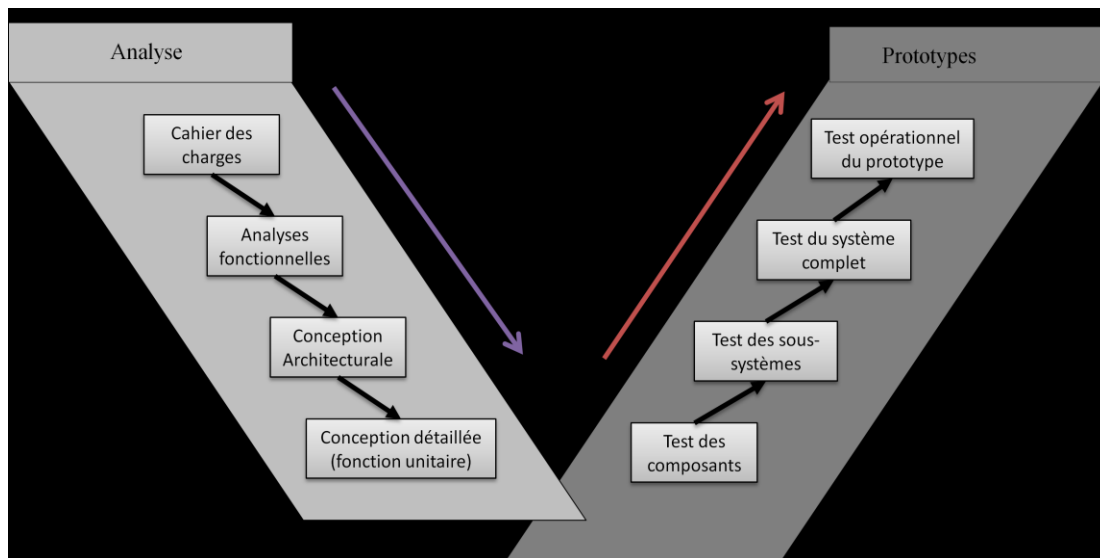


Figure 1.14 : Cycle de conception en V

Chaque étape de ce cycle est assistée numériquement et dans une optique de gestion thermique globale, nous avons utilisé le minimum de logiciels possibles. Le logiciel AMEsim est ainsi utilisé pour toutes les étapes de la phase descendante. Il présente en effet l'avantage d'être multidomaine (hydraulique, thermique, pneumatique...) et multi échelle ce qui permet d'utiliser le même modèle pour les analyses système et composants. La phase montante de validation s'appuie sur un calculateur embarqué suivant la démarche « hardware-in-the-loop » (HIL), ce qui permet de conserver le même environnement de développement depuis les tests composants (pompe, vannes) jusqu'au véhicule complet. Il s'agit donc d'une étape vers un prototype virtuel complet permettant de simuler différentes stratégies de refroidissement des gaz d'admission du moteur et plus généralement des architectures thermiques impliquant le refroidissement diphasique d'un circuit d'eau (circuit Rankine ou refroidissement de batteries par exemple). Ce type d'approche devrait permettre à terme de court-circuiter la quasi-totalité du processus de correction d'erreur sur prototype réel (figure 1.15).

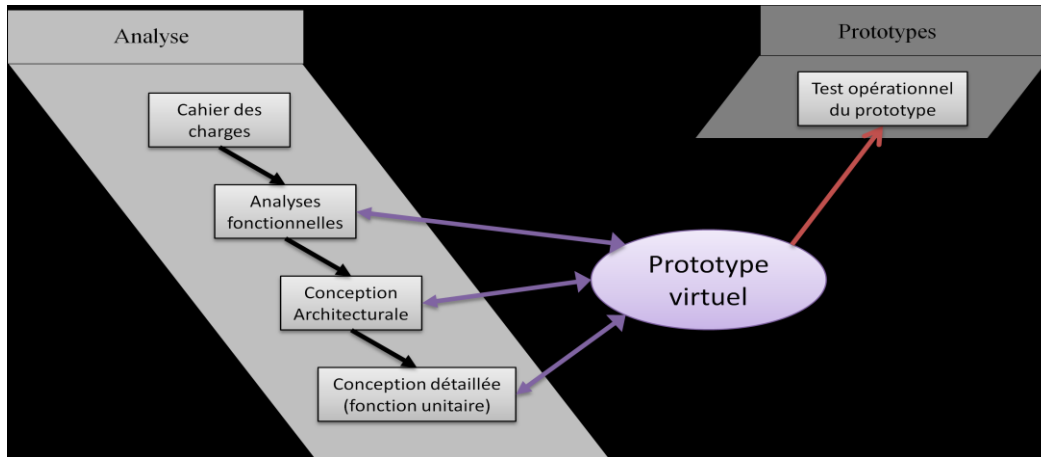


Figure 1.15 : cycle de « prototypage virtuel »

Mais si aujourd’hui concevoir un système revient à en imaginer la description à l’aide d’outils informatiques, cela implique que les technologies et leur fonctionnement soient parfaitement maîtrisés. Nous distinguons ainsi deux niveaux de conception: la conception « amont » qui apportera une représentation technologique et fonctionnelle d’un concept et le « prototypage virtuel » qui apporte une représentation virtuelle d’un produit potentiel. Les travaux présentés se situent dans le cadre de la première approche car la modélisation du système soulève des problématiques auxquelles des réponses doivent être apportées.

Conclusion du premier chapitre :

La suite de ce document présente la résolution des problématiques initiales dans leur ordre d’apparition au cours des différentes étapes du cycle en V :

- **Deuxième chapitre** : celui-ci est consacré à **l’étude générale du système**, c’est-à-dire à l’établissement d’un premier cahier des charges ainsi que de l’estimation des performances attendues. La deuxième section est consacrée à l’analyse fonctionnelle de la boucle de climatisation et l’étude des différentes architectures et stratégies envisagées pour le refroidissement des gaz d’admission.
- **Troisième chapitre** : il est consacré à la **conception détaillée** du système, c’est-à-dire la mise en place d’études spécifiques aux composants. Il s’agira plus particulièrement de développer les modèles numériques de composants inexistantes tels qu’un échangeur à plaques pour la boucle de climatisation ou encore l’échangeur de suralimentation lorsque la condensation apparaît.
- **Quatrième partie** : elle est consacrée aux **validations expérimentales**, c’est à dire la phase de prototypage et de test. Les deux premières sections sont consacrées à la réalisation et aux tests en soufflerie d’un démonstrateur d’hybridation thermique. La dernière partie sera consacrée à la validation expérimentale du modèle de l’échangeur de suralimentation.

II. LE REFROIDISSEMENT DES GAZ D'ADMISSION PAR LA CLIMATISATION

Dans ce chapitre nous analysons le procédé qui consiste à refroidir les gaz d'admission d'un moteur Diesel à basse température (10°C) à l'aide de la boucle de climatisation. Dans les deux premiers paragraphes nous avons rassemblé des connaissances propres au moteur et à la boucle frigorifique, l'objectif étant d'une part de cerner les gains potentiels et d'autre part d'estimer le coût énergétique de production des frigorifiques. Cette étape permet de faire une première estimation des performances des sous-systèmes et de sélectionner la technologie de la boucle de climatisation. Finalement la troisième partie voit le couplage des deux systèmes et retrace la démarche qui a conduit au choix de l'architecture du système et de ses stratégies de pilotages. Ce chapitre permet de formaliser un cahier des charges thermodynamiques avec des valeurs suffisamment structurantes pour la conception d'une plateforme d'essai.

1. LE REMPLISSAGE DU MOTEUR DIESEL

Ce paragraphe a pour but de préciser le type de gains que l'on peut attendre d'un système de refroidissement des gaz d'admission à basse température. Pour cela nous présentons dans un premier temps le fonctionnement du moteur Diesel au travers de son cycle thermodynamique et des différents rendements qui le caractérisent. Dans la section suivante nous évoquons les performances du moteur en termes de puissance et de couple, l'objectif étant de montrer comment une augmentation de ces paramètres peut être source d'économie de carburant. Ce paragraphe s'achève par la présentation d'un système qui permet actuellement d'augmenter la puissance du moteur : la suralimentation. Le procédé consiste à améliorer le remplissage du moteur par une augmentation de la pression des gaz d'admission et par analogie nous tenterons de comprendre l'intérêt d'un refroidissement des gaz d'admission.

1.1. CARACTERISATION DU MOTEUR DIESEL

Ce chapitre rassemble les connaissances de bases relatives au moteur à allumage par compression. Nous commençons par décrire le cycle thermodynamique à quatre temps avant de définir la chaîne de rendement relative à la transformation de l'énergie chimique du carburant en énergie mécanique disponible au vilebrequin. L'objectif consiste à localiser les gisements d'amélioration.

1.1.1. LE CYCLE MOTEUR

« Un moteur thermique ne peut fournir de travail que s'il emprunte de la chaleur à une source chaude et en restitue à une source froide »

a. LE MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

Même s'il pense encore que la chaleur est de nature matérielle, Carnot relève dans son célèbre ouvrage «*Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*» le fait qu'il est impossible de réaliser une machine thermique fonctionnant avec une seule source de chaleur. Dans une machine thermique un agent thermique prélève de la chaleur à une source chaude et la restitue partiellement à une source froide, la différence entre les deux quantités de chaleur étant la puissance mécanique produite.

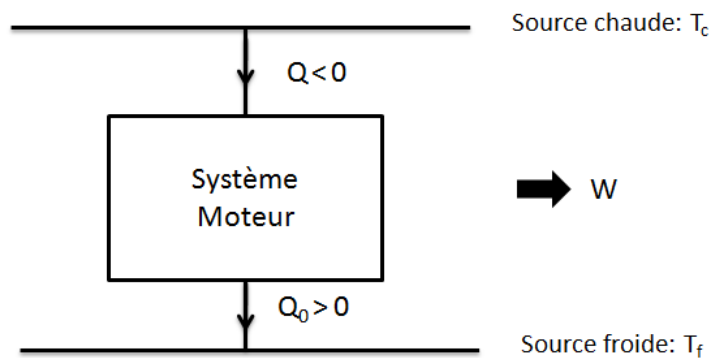


Figure2.1 : principe de la machine de Carnot

Carnot ayant réalisé ce point, il imagine une série de transformations thermodynamiques idéales permettant à un gaz (l'agent thermique) de réaliser un tel cycle : « le cycle de Carnot ». Il invente ensuite le concept d'opération réversible et montre que le rendement de conversion de la chaleur en travail maximal pour une machine thermique ne dépend pas du fluide utilisé, mais seulement de la différence des températures entre les deux sources. Il en déduit le théorème auquel on a donné son nom :

« Le rendement d'un moteur thermique est inférieur au rendement de la machine de Carnot, travaillant entre les deux mêmes sources et correspondant à un moteur thermique réversible idéal. »

$$\eta_{carnot} = \left| \frac{W}{Q} \right| = 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

Parmi ces machines thermiques, le moteur à combustion interne s'est imposé comme la machine ditherme incontournable au cours du 19^{ème} siècle. L'agent thermique, un mélange d'air et/ou de gaz brûlés, reçoit de la chaleur Q_{comb} lors du processus de combustion (qui est considéré comme la source chaude) et cède la quantité de chaleur Q_{ech} lors de la détente des gaz d'échappement dans l'environnement (considéré comme la source froide). La puissance mécanique obtenue est reçue par un piston qui effectue un mouvement alternatif entre deux positions : le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB); un temps moteur correspondant au trajet entre ces deux extrémités. La succession de ces temps est équivalente au cycle moteur, c'est-à-dire à la période de fonctionnement du moteur.

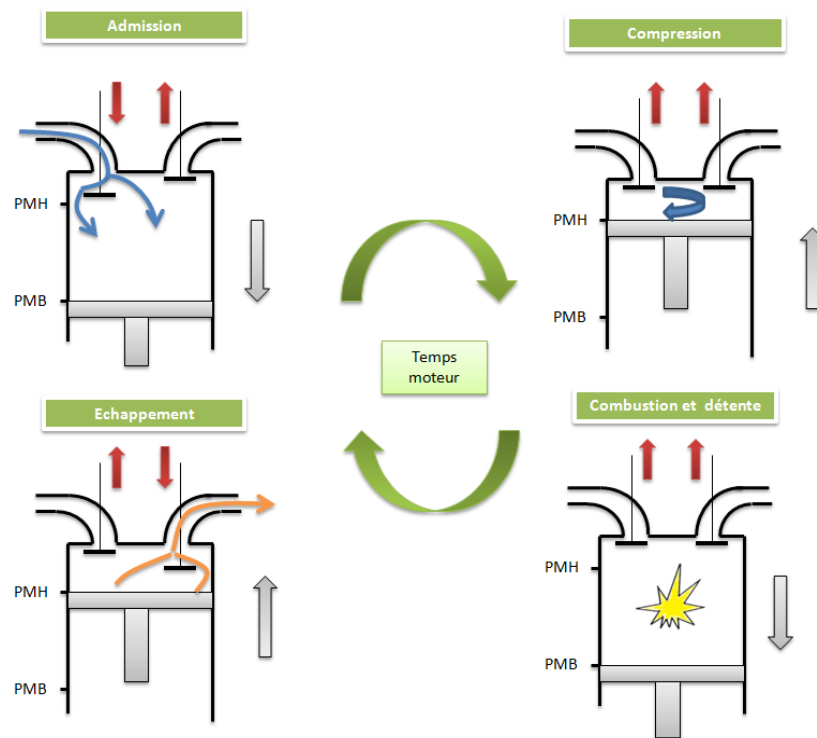


Figure2.2 : principe fonctionnement moteur à combustion interne

Historiquement, la première description d'un cycle moteur composé de quatre temps à été énoncée par Beau de Rochas en 1861. Partant du principe qu'il serait plus avantageux de comprimer le mélange air/combustible avant son inflammation, il ajoute deux temps au premier moteur à gaz construit par Lenoir en 1859. Le nom de Beau de Rochas reste comme celui de l'inventeur du cycle mais la première réalisation pratique est attribuée à Otto chez Deutz en 1876. Le cycle Beau de Rochas se compose de quatre temps moteur :

- **1^{er} temps : Admission :**

Initialement, le piston se trouve au PMH, la soupape d'admission est ouverte et la soupape d'échappement fermée. Durant sa course de haut en bas, le piston crée une dépression qui aspire un mélange d'air et de carburant à travers la soupape. La phase d'aspiration s'achevant par la fermeture de la soupape lorsque le piston atteint le PMB. La quantité de combustible qui peut être brûlée (et donc la puissance du moteur) est directement liée à la charge d'air dans les cylindres, d'où l'importance d'un remplissage en mélange optimisé.

- **2^{ème} temps : Compression**

Tout au long de cette étape, les deux soupapes sont fermées : le cylindre est donc hermétiquement clos. En remontant du PMB vers le PMH, le piston comprime la masse gazeuse enfermée. Celle-ci voit alors sa pression et sa température augmenter considérablement (L'élévation dépend du rapport volumétrique et peut atteindre 10 à 25 fois la pression initiale).

- **3^{ème} temps : Combustion et Détente**

Le mélange admis est enflammé lorsque le piston atteint le PMH, il en résulte une forte augmentation de la pression des gaz dans le cylindre qui a pour effet de repousser le piston jusqu'au PMB. C'est lors de cette phase de détente que le travail mécanique utile est produit par la machine. La combustion est supposée instantanée,

mais dans la pratique elle débute avant le PMH (il s'agit de l'avance à l'allumage ou à l'injection) et plus généralement tout au long du cycle (y compris pendant la détente) et ceci afin d'optimiser le processus de combustion en terme d'efficacité, de production de polluants ou d'émissions sonores.

- **4^{ème} temps : Echappement**

La soupape d'échappement s'ouvre lorsque le piston atteint le PMB. Les gaz de combustion s'évacuent : au début sous l'effet de leur propre pression puis sous la pression du piston qui remonte. Lorsque celui-ci se retrouve au PMH un nouveau cycle peut commencer. Comme la phase d'aspiration, cette étape joue un rôle primordial puisque une expulsion incomplète des gaz brûlés diminue la quantité d'air frais admise au cycle suivant.

b. LE CYCLE THERMODYNAMIQUE

Pour aborder l'analyse thermodynamique du fonctionnement d'un moteur à combustion interne, il est classique, dans une première étape, de considérer des cycles idéaux ou théoriques et par conséquent relativement éloignés des processus qui se déroulent réellement au sein d'un moteur. Leur intérêt est de permettre, en première approximation et grâce à des calculs simples, de dégager les lois principales donnant les performances en fonction de certains paramètres de construction ou de réglage du moteur. Le fonctionnement d'un moteur à combustion interne peut en effet être analysé par similitude avec un " cycle thermodynamique " en supposant :

- que le processus de combustion est assimilable à un transfert de chaleur
- que le fluide moteur ne subit pas de modification de composition ; habituellement, le fluide moteur est assimilé à de l'air (cycle à " air chaud ") ou, de manière encore plus simplifiée, à un gaz de capacité calorifique constante
- que les pertes thermiques sont nulles

D'un point de vue pratique, les transformations thermodynamiques sont généralement représentées sur un diagramme construit dans le plan pression-volume : le diagramme de Watt ou diagramme indicateur (figure 2.2). L'analyse de ce diagramme permet de suivre l'évolution de la pression régnant dans le volume V du cylindre (volume qui dépend de la position du piston). L'intérêt d'un tel diagramme réside dans le fait que la surface délimitée par le cycle représente le travail mécanique fourni au piston au cours du cycle. Autrement appelé travail indiqué, celui-ci a pour expression :

$$W_i = \oint_{cycle} PdV$$

Le cycle décrit par Beau de Rochas est présenté dans la figure 2.3 (a). Le mélange d'air et de carburant est admis dans le cylindre à l'état thermodynamique 1 et il est ensuite comprimé jusqu'à l'état 2. L'hypothèse principale du cycle Beau de Rochas consiste ensuite à supposer une combustion spontanée et instantanée si bien qu'elle est se déroule à volume constant (le volume au PMH). L'allumage du mélange est provoqué par une source ponctuelle de chaleur (bougie, arc électrique, plasma...) et entraîne une forte augmentation de la

pression et de la température des gaz dans le cylindre jusqu'au point 3. La détente des gaz jusqu'au point 4 s'accompagne d'un transfert d'énergie mécanique vers le piston qui est repoussé jusqu'au PMB. Lors de l'ouverture de la soupape d'échappement (au point 4), les gaz sont instantanément détendus et refroidis aux conditions atmosphériques. Les deux phases de respiration (admission et échappement) sont supposées parfaites et ne sont pas représentées sur le diagramme.

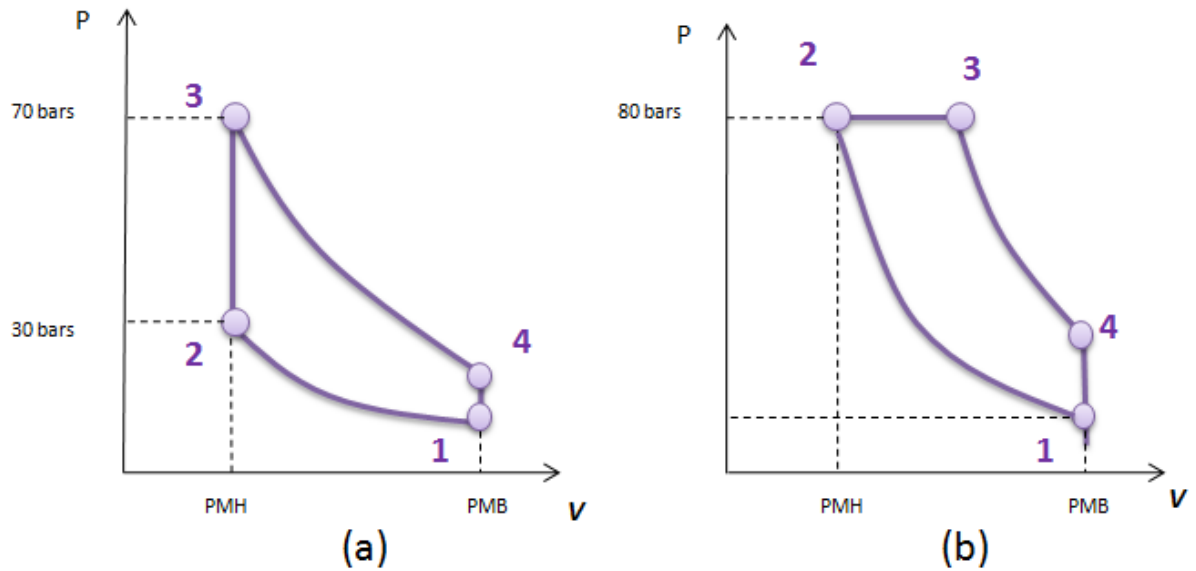


Figure 2.3 : Diagramme de Watt : (a) cycle Beau de Rochas (b) cycle Diesel

En 1893, Rudolf Diesel développe un système d'injection de charbon pulvérisé directement dans le cylindre qui s'enflamme spontanément au contact de l'air chaud comprimé. L'usure rapide du système d'injection et du cylindre par laminage le conduisit ensuite à remplacer le charbon par un fluide. La particularité d'un tel cycle, tracé figure 2.3 (b), réside dans une combustion assez lente pour être considérée à « pression constante » (contrairement au « cycle à volume constant » de Beau de Rochas). Avec un tel dispositif, le mélange d'admission est composé uniquement d'air et peut donc être comprimé plus fortement que le mélange combustible/comburant du moteur Otto qui est lui limité par des risques d'inflammation spontanée (d'où une pression plus élevée au point 2 dans le cas du cycle Diesel). La combustion est ensuite contrôlée par l'injection de carburant afin de maintenir une pression constante sur le cylindre jusqu'au point 3. En pratique, la combustion ne se déroule pas à pression constante comme l'a décrit Diesel. L'apport de chaleur se fait partiellement à volume constant et partiellement à pression constante suivant un cycle appelé « cycle mixte » ou « cycle de Sabathé ». (figure 2.4).

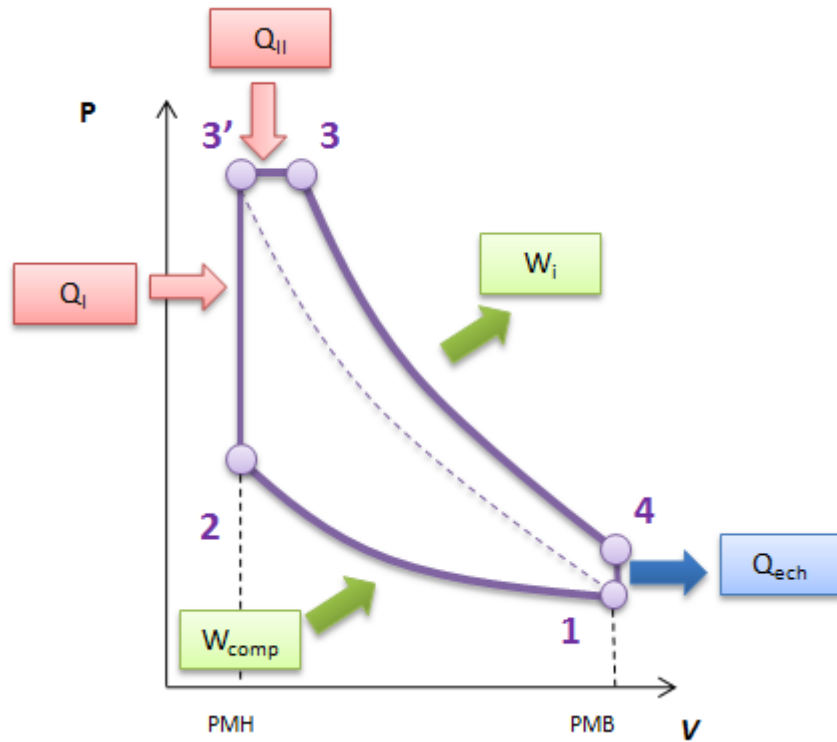


Figure 2.4 : digramme de Watt du cycle mixte

Avec Q_i et Q_{ii} les quantités d'énergie thermique relâchée par la combustion à, respectivement, volume et pression constants. En général le cycle est caractérisé par un jeu de trois variables qui serviront dans le paragraphe suivant pour définir l'efficacité du cycle:

- « le taux de compression » τ qui est le rapport entre les volumes en début et fin de compression :

$$\tau = \frac{V_{PMB}}{V_{PMH}}$$

- « Le rapport des pressions de la combustion isochore », λ .

$$\lambda = \frac{P_2}{P_{3'}}$$

- « le rapport des volumes de la combustion isobare », δ .

$$\delta = \frac{V_3}{V_{3'}}$$

1.1.2. CHAÎNE DE RENDEMENT

La conversion de la chaleur en travail a pour limite l'efficacité théorique du cycle de Carnot. Cependant, les transformations subies par le fluide ne suivent pas exactement le cycle théorique. Les dissipations thermiques dans la chambre de combustion, les pertes par frottement des organes mécaniques ainsi que l'inertie des gaz viennent diminuer la puissance mécanique effectivement produite par le moteur. Afin de localiser et quantifier les pertes qui affectent le fonctionnement du moteur, une chaîne de rendements est introduite depuis l'énergie chimique contenue dans le carburant jusqu'au travail disponible sur le vilebrequin.

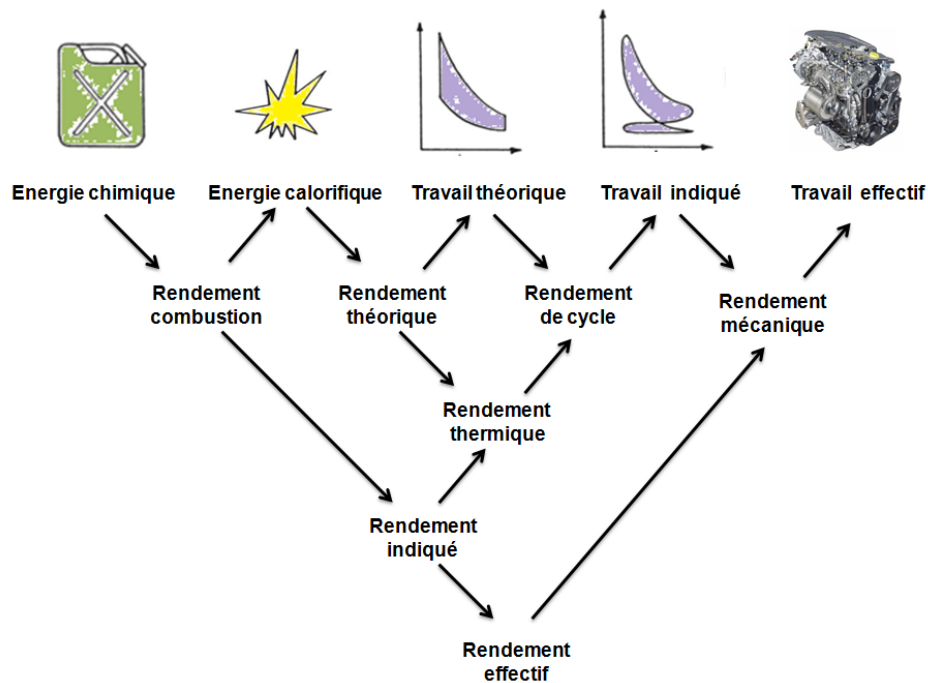


Figure2.5 : Chaîne de rendement moteur

a. RENDEMENT DE COMBUSTION

Les moteurs utilisent du carburant, c'est-à-dire de l'énergie chimique, pour « fabriquer » de l'énergie mécanique. La conversion directe est possible (comme dans une pile à combustible par exemple) mais dans le cas d'un moteur alternatif l'énergie chimique est d'abord transformée en énergie thermique qui sera ultérieurement transformée en énergie mécanique sur le piston. Le rendement énergétique de combustion η_{comb} quantifie la transformation de l'énergie contenue dans la masse m_c [kg] de carburant en chaleur Q_{comb} [J].

$$\eta_c = \frac{Q_{comb}}{m_c \times PCI_c}$$

PCI_c [J/kg] : le pouvoir calorifique inférieur du carburant

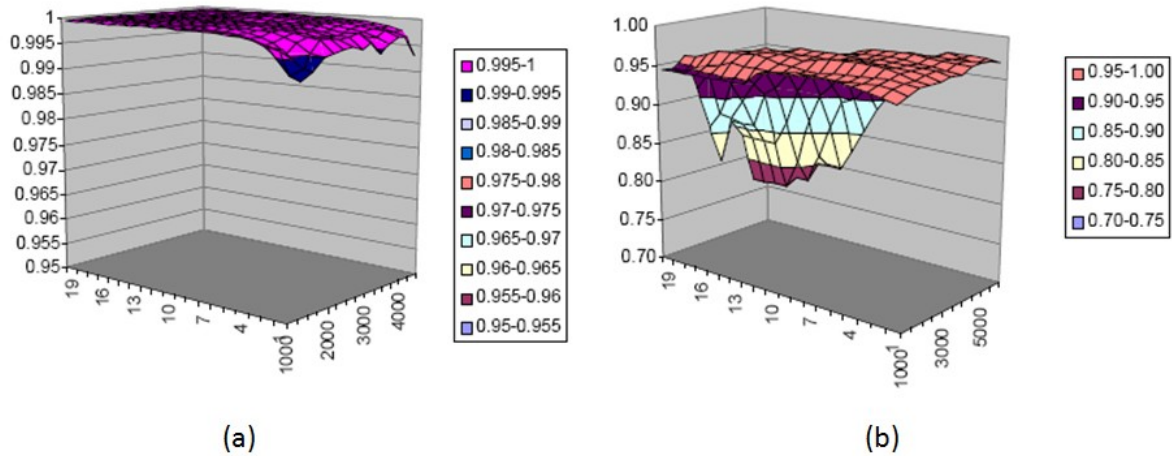


Figure 2.6 : Rendement de combustion [11] (a) Diesel (b) Essence

Le rendement de conversion de l'énergie chimique en énergie thermique est excellent et atteint 98% sur la plupart des points de fonctionnement d'un moteur diesel (seuls les points proches du ralenti posent de réels problèmes). Mais ce chiffre est trompeur dans la mesure où la combustion diesel transforme de l'énergie chimique considérée comme noble en énergie thermique qui est considérée comme une forme dégradée de l'énergie. En effet, la restitution de cette énergie thermique en énergie mécanique ne pourra se faire qu'avec un rendement inférieur à 100% et dont la limite est fixée par celui de la machine de Carnot (comme l'indique le théorème du même nom). Autrement dit si la quantité d'énergie est quasiment intégralement conservée pendant la combustion, sa qualité (c'est-à-dire sa faculté à produire de nouveau de l'énergie mécanique ou électrique) est dégradée. En pratique, peu de machines sont capables de transformer directement un carburant en énergie noble (électrique ou mécanique) la plus connue étant la pile à combustible

b. RENDEMENT THERMODYNAMIQUE

Le rendement de combustion quantifie la transformation de la chaleur de combustion en travail de pression sur les pistons. Il s'agit d'une valeur purement théorique déterminée en appliquant les deux principes de la thermodynamique aux transformations du cycle de Sabathé [12], c'est le rapport entre le travail mécanique utile et la chaleur fournie par la combustion.

$$\eta_{théorique} = 1 - \frac{\lambda \times \delta^\gamma - 1}{\tau^{\gamma-1} \times [\lambda - 1 + \gamma \times \lambda \times (\delta - 1)]} \quad (1)$$

Avec pour limite, lorsque $\delta=1$, le rendement du cycle de Beau de Rochas :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\tau^{\gamma-1}}$$

Et lorsque $\lambda = 1$ l'absence de combustion isochore donne le rendement théorique du cycle Diesel ($\delta=1,75$ est une valeur commune pour les moteurs Diesel automobile) :

$$\eta = 1 - \frac{\delta^\gamma}{\gamma \tau^{\gamma-1} (\delta - 1)}$$

Une des propriétés remarquables de ces rendements est d'être indépendante de la quantité de chaleur introduite pendant la combustion. La figure 2.7 montre que le rendement augmente dans tous les cas avec le taux de compression. Les motoristes sont bien sûr tentés de l'augmenter le plus possible. Au-delà des limitations purement mécaniques, le phénomène de cliquetis limite très rapidement l'augmentation du taux de compression à des valeurs de l'ordre de 15 pour les moteurs à allumage commandé. Une deuxième constatation est que ce rendement est bien plus faible lorsque la combustion est isobare (cycle « Diesel ») que lorsque la combustion est isochore (à iso-Température).

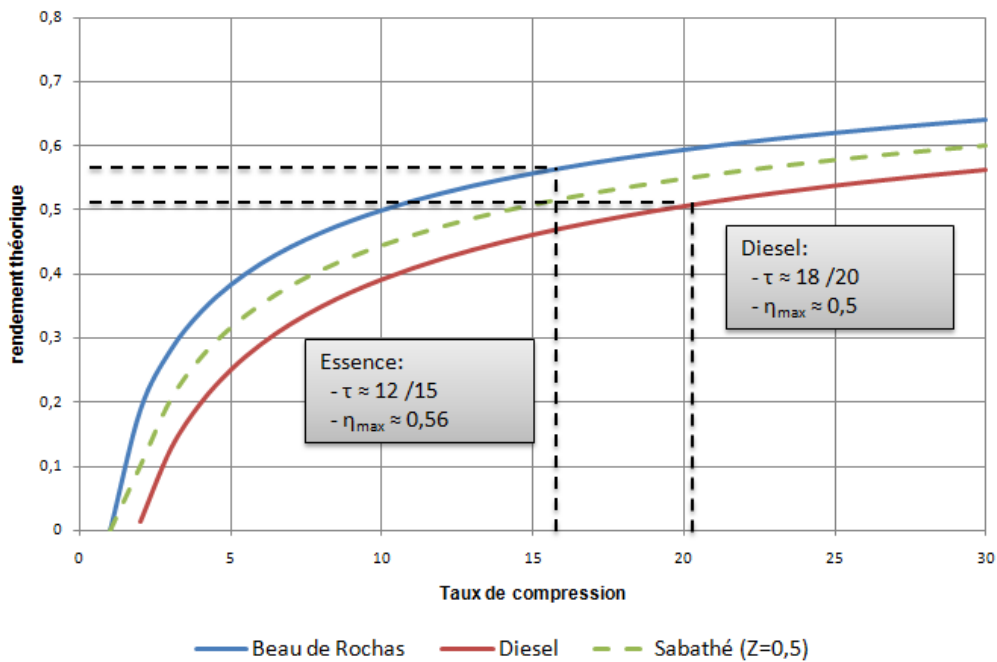


Figure2.7 : Rendement théorique des cycles Diesel et essence

C. RENDEMENT DE CYCLE

Les expressions du rendement des cycles théoriques ne sont valables que si les hypothèses simplificatrices sont respectées. Concrètement ce n'est jamais le cas, et le diagramme réel du moteur Diesel (Fig. 2.6) s'écarte distinctement du diagramme théorique. Le diagramme pression-volume du cycle réel est globalement toujours inscrit à l'intérieur du cycle théorique en raison des pertes citées précédemment. La comparaison du cycle réel avec son cycle de référence permet de localiser facilement les parties du diagramme où les pertes affectent le rendement du moteur :

- les échanges de chaleur avec les parois de la chambre de combustion ne peuvent être négligés. Pendant la phase de détente, les parois absorbent une certaine quantité de chaleur, ce qui a pour effet de réduire le travail développé. Pendant la phase de compression, c'est l'inverse et les parois cèdent une quantité de chaleur à l'air, augmentant ainsi le travail absorbé par la compression.
- Le moteur est réglé de telle sorte que la synchronisation des différentes phases ne corresponde pas exactement au cycle à quatre temps décrit plus haut. Compte-tenu de l'inertie des gaz, l'ouverture et la fermeture des soupapes peuvent être avancées ou retardées afin d'améliorer le remplissage et la vidange du cylindre.
- Dans un cycle réel, le transvasement des gaz introduit une nouvelle boucle sur le diagramme indiqué qui traduit l'effort nécessaire pour aspirer et chasser les gaz des cylindres. Dans le cas du cycle idéal ces deux phases étaient supposées se compenser et avaient été fusionnées avec le point 1. La boucle qui est généralement négative est qualifiée de « perte par pompage ».

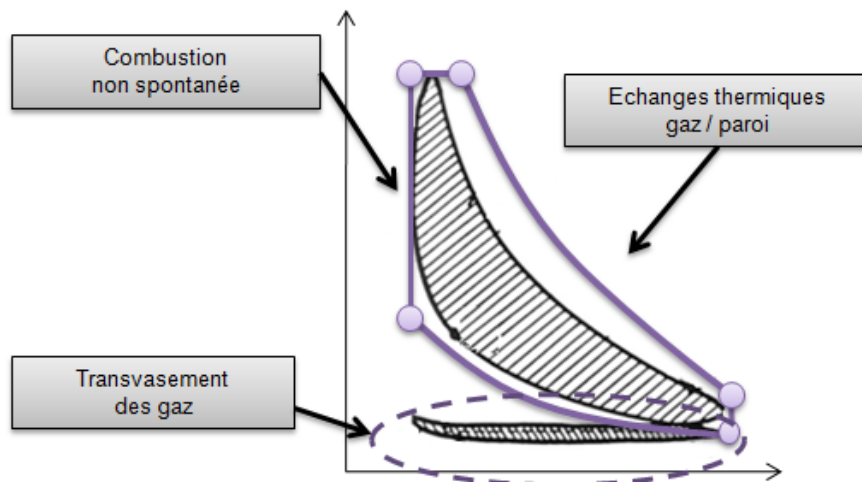


Figure2.8 : principe de la machine de Carnot

Ces pertes sont caractérisées par le rendement de cycle qui donne le rapport entre travail théorique et travail indiqué, W_{ind} [J], (le travail réellement disponible sur les pistons):

$$\eta_{cycle} = \frac{W_{ind}}{W_{théorique}}$$

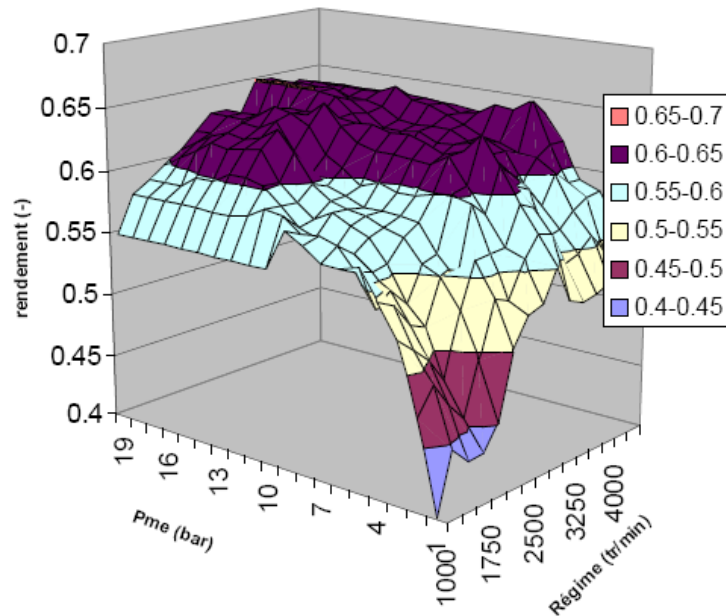


Figure2.9 : Rendement de cycle d'un moteur Diesel [11]

La notion de travail indiqué est important pour les motoristes car il s'agit de la première valeur qui est facilement mesurable. Le rendement théorique et le rendement de combustion n'étant pas mesurables, la chaîne de rendement voit donc l'introduction du premier rendement observable : le rendement indiqué qui indique le rapport entre le travail

$$\eta_{ind} = \frac{W_{ind}}{Q_{comb}}$$

(2)

d. RENDEMENT MECANIQUE :

La transmission à l'arbre moteur du travail développé sur la face du piston génère des pertes par frottement mécanique. Ce travail de frottement, W_{frott} , est séparé en deux composantes distinctes. La première, W_{fric} , a pour origine les *frictions mécaniques* entre parties mobiles et parties fixes (frottement du piston sur la chemise par exemple). La seconde, W_{acc} , correspond au travail d'entraînement des accessoires (pompe de carburant, alternateur...).

$$W_{frott} = W_{fric} + W_{acc}$$

Le rendement mécanique est le rapport entre la puissance effectivement disponible sur l'arbre moteur W_{eff} et la puissance indiquée, il permet d'isoler les pertes d'origines mécaniques.

$$\eta_{mec} = \frac{W_{eff}}{W_{ind}} = \frac{W_{eff}}{W_{eff} - W_{frott}} \quad (3)$$

e. LE RENDEMENT EFFECTIF

Le rendement effectif, η_{eff} , inclut toutes les pertes qu'elles soient d'origines thermique ou mécanique. Il est égal au rapport du travail mécanique effectif, W_{eff} , sur la quantité de chaleur introduite, Q_{comb} . Il caractérise la qualité de la conversion de l'énergie du carburant en travail récupérable :

$$\eta_{eff} = \eta_{comb} \times \eta_{ind} = \frac{W_{eff}}{Q_{comb}} \quad (4)$$

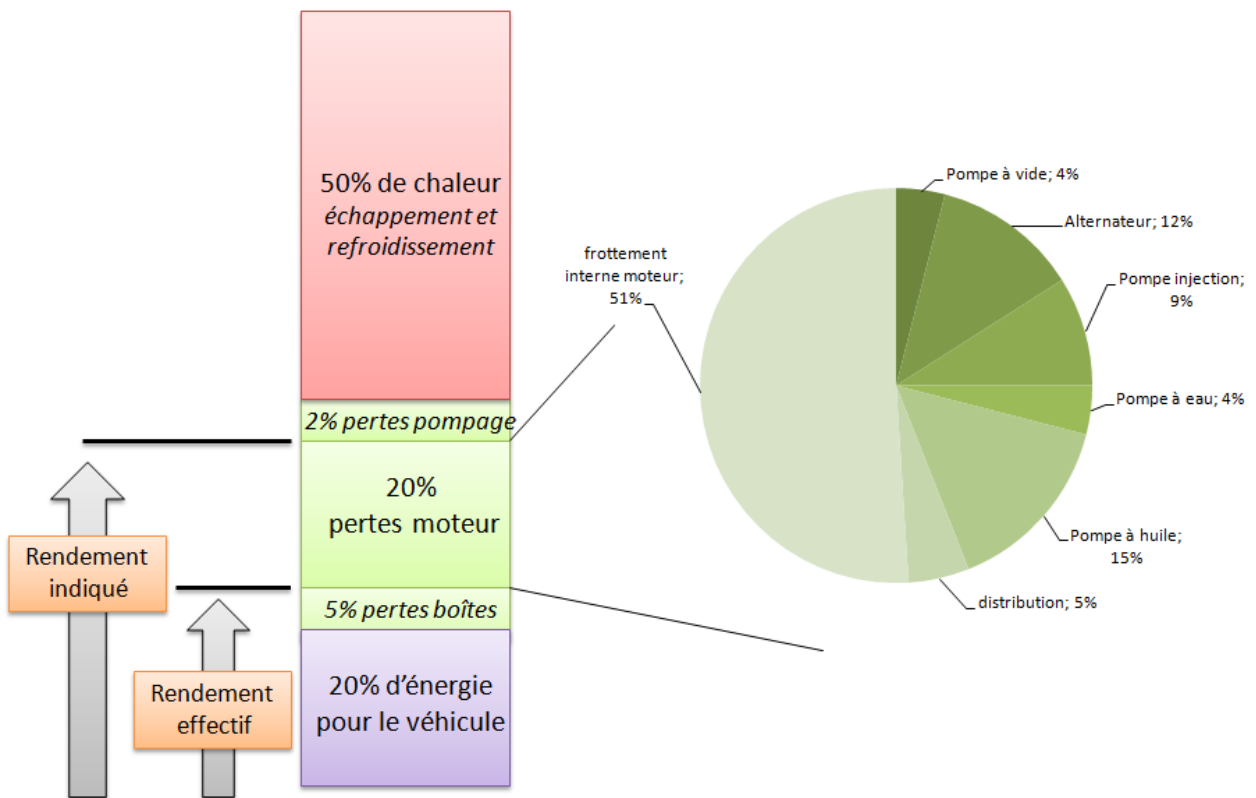


Figure 2.10 : Répartition de l'énergie introduite sur cycle NEDC (simulation AMESim [8])

1.2. PERFORMANCES DU MOTEUR DIESEL

Le cahier des charges d'un moteur conduit à évoquer une cylindrée et une puissance maximale, donc un niveau de performance spécifique ; c'est le point de départ du dimensionnement de la base moteur et qui permet de le positionner dans la gamme de motorisations du constructeur. Mais au-delà de la puissance maximale qui n'est atteinte que pour un régime précis la notion d'agrément, c'est-à-dire l'évolution de cette puissance maximale en fonction du régime, est également importante. Dans ce chapitre nous présentons deux des paramètres les plus importants qui définissent cet agrément : La courbe de couple maximum et le rapport de transmission.

1.2.1. PUISSANCE ET COUPLE

Typiquement, la puissance du moteur d'un véhicule de tourisme est comprise entre 40 et 200kW. Elle peut dépasser les 500kW dans le cadre d'une application compétition. Du point de vue d'un constructeur automobile, la puissance d'un moteur répond avant tout à une logique de gamme. Dans le cas du M9R de Renault, il s'agissait par exemple de remplacer un moteur déjà existant le F9Q pour lequel la puissance optimisée en termes de coût/prestation se situe entre 110 kW (150ch) et 125 kW (180ch). La puissance motrice effective P_{eff} [W] s'exprime en fonction du travail effectif, du nombre de cylindres (n_{cyl}) et du régime moteur N_{mot} [s^{-1}] qui définit le nombre de tour vilebrequin par seconde :

$$P_{mot} = \frac{W_{eff}}{2} \times N_{mot} \quad (5)$$

Le facteur 2 provient du rythme à quatre temps, car lorsque le vilebrequin effectue un tour, seuls deux cylindres produisent du travail. Lorsque la puissance maximale est choisie, la cylindrée minimale possible est ensuite déterminée par les performances spécifiques que permettent d'atteindre les technologies utilisées. La figure 2.11 présente la tendance du marché sur 15 ans montrant une amélioration significative des niveaux de puissance spécifique atteignables. Dans le cas du M9R la puissance maximale est obtenue avec un volume de cylindrée de 1,99L qui permet d'intégrer le bloc dans un véhicule tel que la Laguna3 et plaçait le moteur dans les leaders en terme de performances spécifiques.

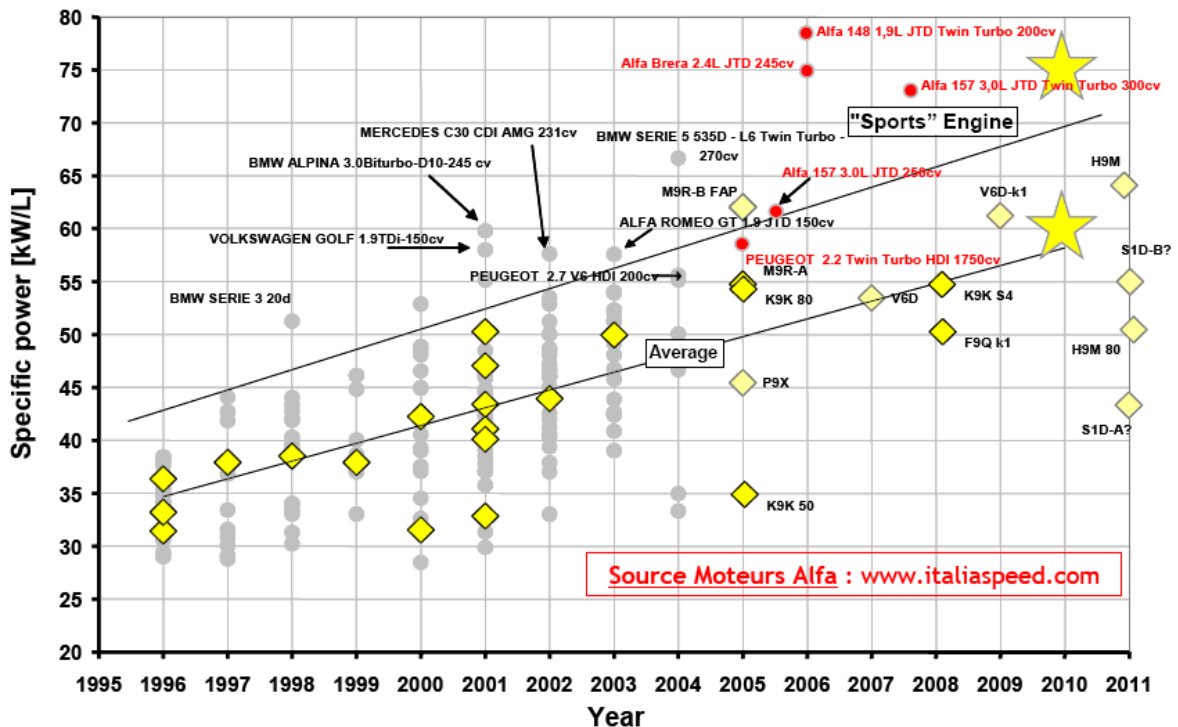


Figure2.11 : Evolution de la puissance spécifique des moteurs Diesel [13]

Expérimentalement la mesure de la puissance est indirecte. Un dynamomètre mesure le couple qu'exerce le moteur en réaction à l'effort qu'applique un système de frein sur le vilebrequin. C'est pourquoi la notion de puissance d'un moteur est avant tout définie par le couple r_e [Nm] qu'il développe à la vitesse de rotation N_{mot} [s^{-1}] :

$$P_{eff} = \Gamma_{eff} \times N_{mot} \quad (6)$$

Par identification avec l'expression précédente et en se référant à la chaîne de rendement, le couple peut s'exprimer en fonction du travail indiqué et du rendement mécanique : concrètement, le couple est l'image du travail que fournit chaque cycle alors que le régime moteur représente le nombre de cycle effectué par unité de temps :

$$\Gamma_{eff} = \frac{W_{eff}}{2} \quad (7)$$

La figure 2.12 l'évolution de la puissance maximale et du couple maximal en fonction du régime moteur mesurés lors d'essais au banc moteur. Le couple maxi de 360 Nm est développé à 1750 tr/min alors que la puissance maxi de 125 kW est obtenue à 4000 tr/min. La puissance est une grandeur théorique obtenue par combinaison du couple et de la vitesse de rotation donc forcément tributaire de régimes élevés. Un couple constant (entre 1750 et 3000 tr/min) correspond à une limitation du couple moteur pour assurer une montée linéaire de la puissance. Au-delà le couple chute appelant l'utilisateur à changer de rapport de transmission.

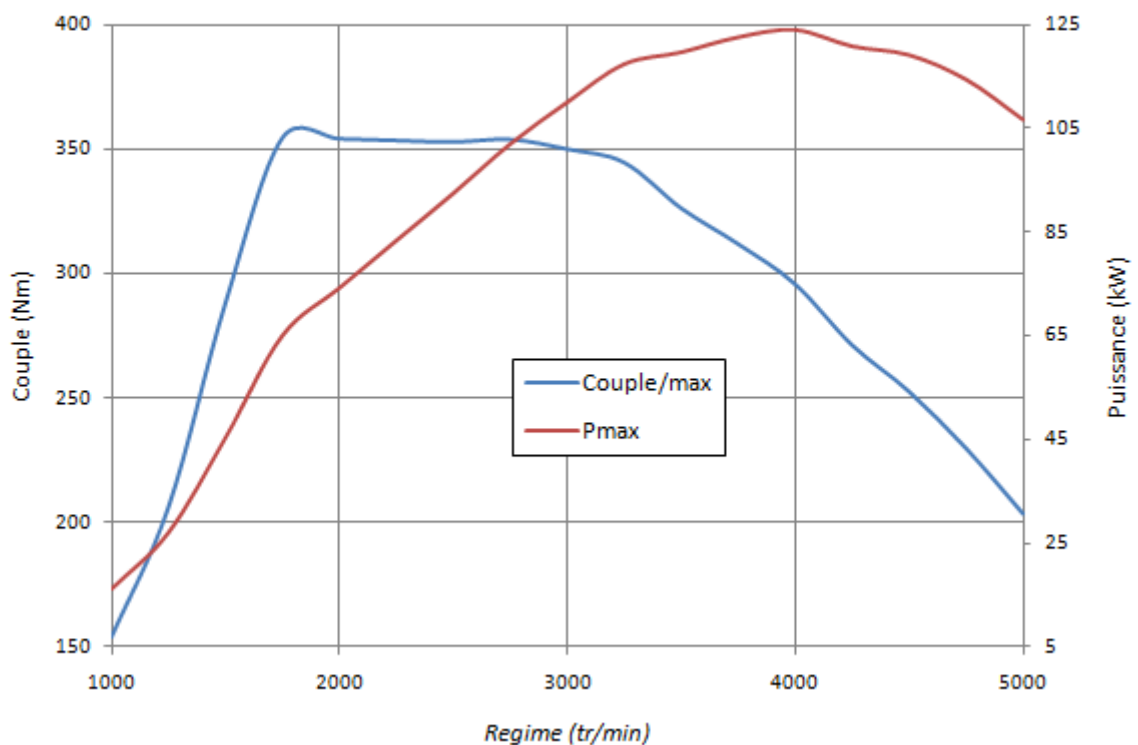


Figure2.12 : Courbe de couple et puissance du moteur M9Rb760

1.2.2. RAPPORT DE TRANSMISSION

La vitesse de rotation des roues est directement proportionnelle à la vitesse du véhicule ; le coefficient de proportionnalité étant le diamètre des roues. Partant de ce constat et au regard de la forme de la courbe de puissance (figure 2.12) il apparaît nécessaire d'introduire un réducteur de régime de rotation du moteur et de celui de la roue pour bénéficier d'une puissance suffisante à faible vitesse : c'est le système de transmission ou boîte de vitesses. Soit k_d le rapport de transmission entre les roues et le moteur, on a alors :

$$\Gamma_{roue} = k_d \times \Gamma_{moteur} \quad (8)$$

$$\omega_{roue} = \frac{1}{k_d} \times \omega_{moteur}$$

Pour comprendre le lien qui existe entre ce rapport de transmission et l'agrément de conduite il faut évoquer l'accélération du véhicule. En application du principe fondamental de la dynamique l'accélération a_{veh} [m^2/s^{-1}] d'un véhicule de masse M_{veh} est en effet égale à la résultante des forces qui lui sont appliquées. Ces forces peuvent être rangées en trois composantes: la force motrice (résultant de l'action de la roue sur la route), la force de résistance aérodynamique et des frottements mécaniques technologiques (léchage des freins, frottement roulements...):

$$a_{veh} = \frac{F_{motrice} - F_{aero} - F_{frottement}}{M_{veh}} \quad (8)$$

La résultante des forces aérodynamiques dépend du coefficient de pénétration du véhicule SC_x dans l'air et du carré de la vitesse. En première approche les forces de frottements peuvent être considérées constantes.

$$F_{aero} = \frac{\rho_{air} \times SC_x \times V^2}{2}$$

En supposant que le pneu roule sans glissement sur la chaussée, la vitesse du véhicule s'exprime en fonction du régime des roues [rad/s] et de leur rayon selon la formule :

$$V_{véhicule} = \omega_{roue} \times 2\pi \times r_{roue}$$

De son côté la roue applique un couple sur le sol dont la force résultante dépend du bras de levier, c'est-à-dire du rayon de la roue :

$$F_{motrice} = \frac{\Gamma_{roue}}{r_{roue}}$$

Entre la roue et le moteur se trouve le système de transmission, celui-ci sert de réducteur entre le régime de rotation du moteur et celui de la roue. En que la transmission (de rapport k_d) s'effectue sans pertes, la réduction de la vitesse de rotation entraîne une augmentation du couple inversement proportionnelle :

$$\omega_{roue} = \frac{1}{k_d} \times \omega_{moteur}$$

$$\Gamma_{roue} = k_d \times \Gamma_{moteur}$$

A partir des équations précédentes, l'accélération du véhicule s'exprime en fonction du régime et du couple moteur :

$$a_{veh} = \frac{1}{M_{veh}} \times \left(k_d \times \frac{\Gamma_{moteur}(\omega_{moteur})}{r_{roue}} - C \times \left(\frac{\omega_{moteur}}{k_d} \right)^2 \right) \quad (9)$$

La figure 2.13 présente le profil d'accélération du véhicule en fonction du rapport de transmission choisi. Le calcul a été réalisé à partir de la courbe de couple du moteur M9Rb (figure 2.12) et de paramètres représentatifs d'une laguna3 :

$M_{vehicule}$	SC_x	r_{roue}	$F_{frottement}$
1385kg	0,688m ²	0,306m	23N

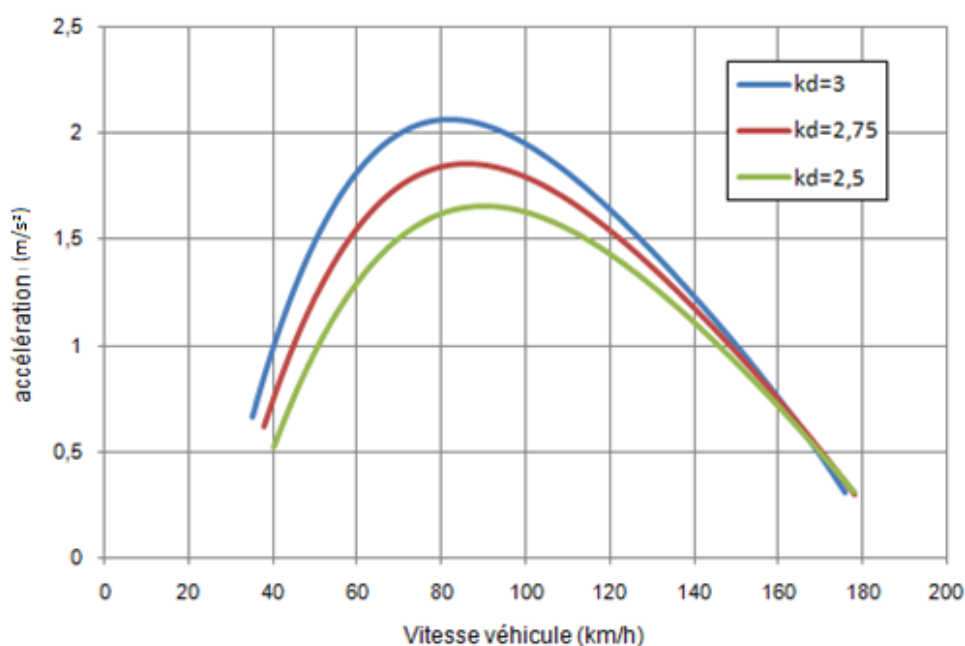


Figure2.13 : Accélération maximale disponible

D'après l'équation de l'accélération, c'est le couple à la roue qui détermine l'accélération du véhicule pour une vitesse donnée. Et celui-ci augmente avec le rapport de démultiplication d'où la tendance observée sur l'accélération du véhicule. Par contre, comme le montre la figure 2.14, si l'accélération augmente, l'enveloppe de vitesses atteignables diminue également car le régime maximal du moteur est plus rapidement atteint (50km/h maximum avec le 1^{er} rapport). C'est pourquoi les boîtes de transmission actuelles possèdent 5 ou 6 rapports afin de bénéficier d'un couple (et donc d'une accélération) optimale en fonction de la vitesse du véhicule. Le lien entre accélération et vitesses fait partie intégrante de la notion d'agrément du moteur que nous chercherons à améliorer en modifiant la courbe de couple.

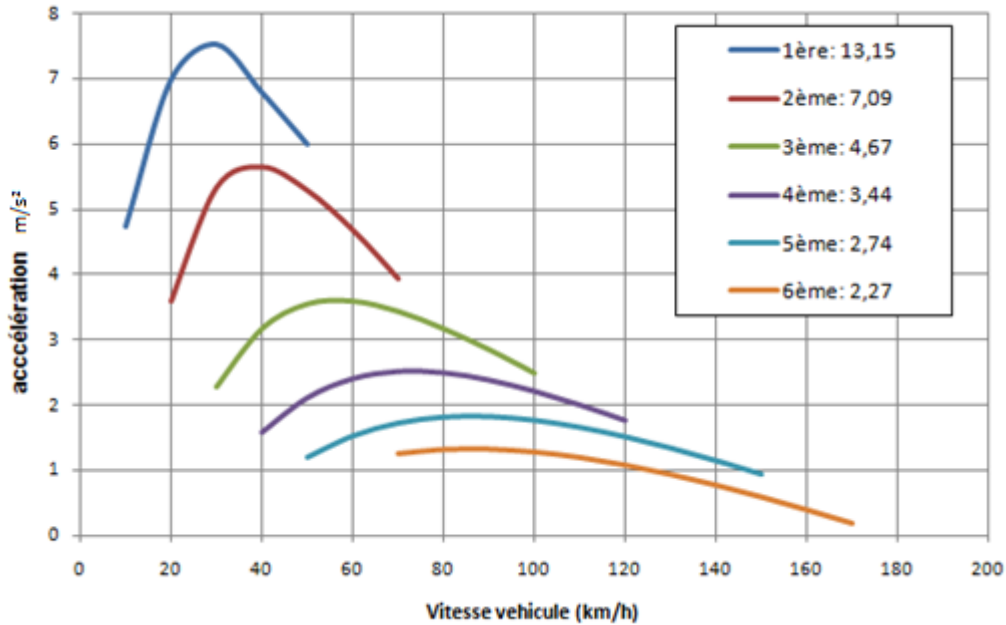


Figure2.14 : Courbe de performances maximales du véhicule

1.3. LA SURALIMENTATION DU MOTEUR DIESEL

La suralimentation consiste à augmenter la pression et/ou à diminuer la température du gaz admis par le moteur. Cette opération permet d'augmenter la masse volumique du gaz et donc la masse totale d'air admise dans le volume fixe du cylindre. S'il s'agit d'un procédé ancien (breveté en 1907 par Louis Renault) répertorié depuis longtemps comme un moyen d'accroître la puissance des moteurs, la suralimentation est aussi reconnue comme un procédé d'économie car ses effets sont équivalents à une augmentation fictive de cylindrée. L'objectif de ce chapitre est de s'inspirer des principes de la suralimentation traditionnelle par turbocompresseur pour comprendre l'intérêt de refroidir les gaz d'admission.

1.3.1. LE REMPLISSAGE DU MOTEUR DIESEL

Le remplissage du moteur Diesel représente la quantité de mélange qui est enfermée dans les cylindres pendant le cycle. Pour un moteur idéal cette masse est simplement le produit du volume des cylindres V_{cyl} et de la masse volumique du mélange aspiré ρ_{mel} . Mais les imperfections des phases de respiration d'un moteur réel (admission et échappement) font que la quantité d'air aspirée est moindre. On définit donc le remplissage d'un moteur surtout à partir de son rendement de remplissage qui représente le rapport entre la masse de mélange aspirée de manière idéale et la masse d'air réellement aspirée :

$$m_{mel_reelle} = \eta_{remplissag} V_{cyl} \times \rho_{mel} \quad (10)$$

La masse volumique du mélange en admission peut être différente de la masse volumique de l'air ambiant notamment dans le cas d'un moteur suralimenté ou lorsque les gaz d'échappement sont recirculés. C'est pourquoi on préfère introduire le taux de Π qui exprime le rapport entre la masse volumique du mélange admis et la masse volumique aux conditions de référence.

$$\Pi = \frac{\rho_{air}}{\rho_0} \quad (11)$$

Finalement on obtient l'expression (12) pour la masse d'air admise dans le moteur. Le relevé d'essais de la figure 2.16 montre que le rendement de remplissage d'un moteur Diesel est avant tout une fonction du régime de rotation.

$$m_{mel_rele} = \eta_{remplissag} \times V_{cyl} \times \Pi \times \rho_0 \quad (12)$$

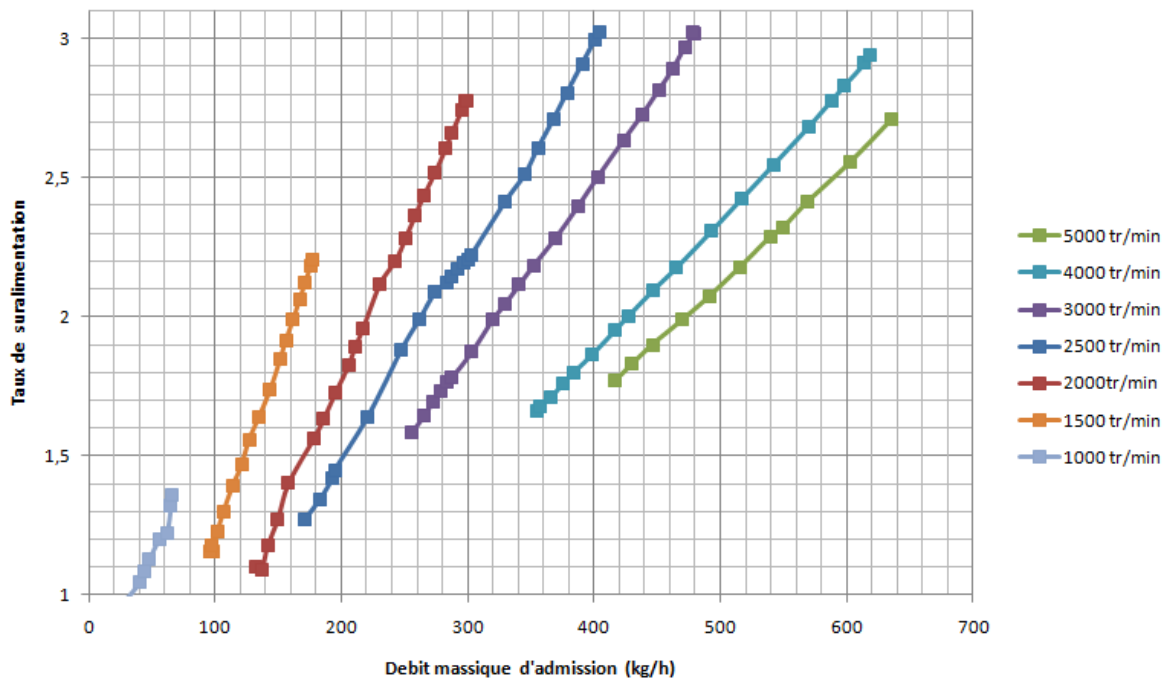


Figure 2.15: Données issues d'essais banc moteur M9Rb760

Les équations (4), (5) et (12) permettent de faire le lien entre cette masse d'air et la puissance effective disponible à l'arbre moteur. La relation fait également intervenir la richesse de mélange Φ et les différents rendements définis précédemment :

$$P_{eff} = \eta_{indiqué} \times \eta_{mécanique} \times \frac{PCI_c}{m_{comb}} \times \phi \times V_{cyl} \times \frac{N_{mot}}{2} \times \eta_{remplissag} \times \Pi \times \rho_0 \quad (13)$$

Toutes choses étant égales par ailleurs (notamment la richesse), la puissance effective du moteur est donc directement proportionnelle à la masse de mélange admise. Ceci montre l'importance du remplissage moteur car tout gain dans ce sens peut se traduire par une augmentation de la puissance ou une réduction de la cylindrée à iso-puissance.

- **La valeur du produit moteur :** la puissance spécifique est un élément de base de la construction d'une gamme constructeur. L'amélioration du remplissage permet d'envisager une montée en gamme de puissance moteur (au même titre que certains équipements) valorisable dans le prix de vente.

- **Levier de réduction du CO₂ :** lorsque la puissance moteur est fixée (par la gamme par exemple), l'amélioration du remplissage peut être « compensée » par une diminution de la taille des cylindres : il s'agit du **downsizing**.

1.3.2. MODIFICATION DU RAPPORT DE TRANSMISSION

Dans le cas où une diminution de la cylindrée n'est pas souhaitée il est tout de même possible de tirer parti de l'augmentation de la puissance du point de vue de l'agrément de conduite. Supposons par exemple que la courbe de couple max soit augmentée de 10% grâce à un système de suralimentation, comme le suggère la figure 2.16, si l'on conserve le même rapport de transmission, l'accélération et donc l'agrément de conduite du véhicule sont améliorés.

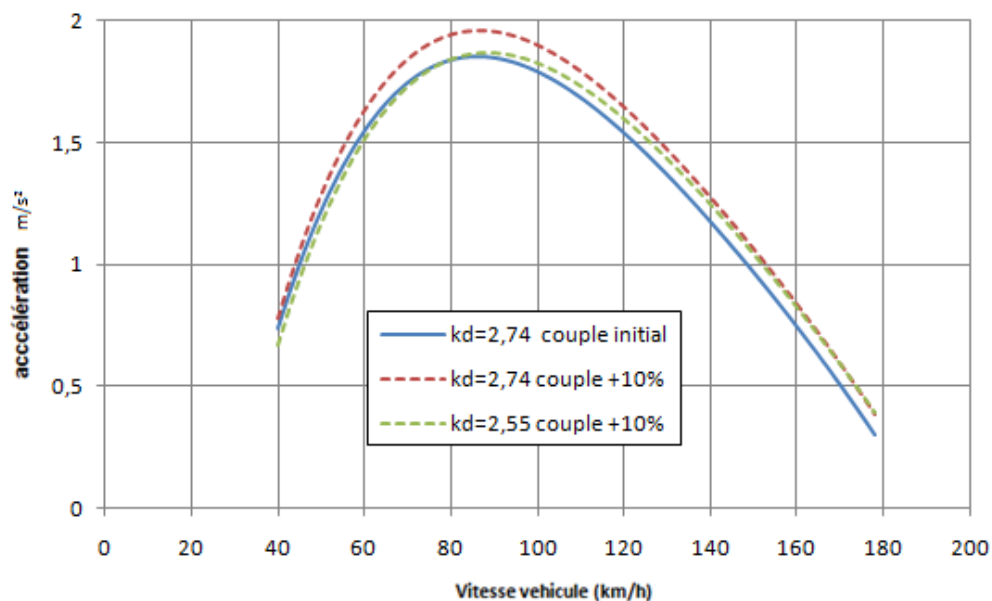


Figure 2.16: Profil d'accélération dont le couple est augmenté

Répondant à une autre logique il est également possible de profiter de l'augmentation du couple pour réduire le rapport de transmission tout en conservant l'agrément de conduite. Se faisant on réduit la vitesse de rotation du moteur et on augmente son couple. Hors comme il a été précisé dans le chapitre d'introduction les frottements internes au moteur sont très sensibles à la vitesse de rotation mais peu au couple, en réduisant le rapport de transmission on améliore donc le rendement mécanique du moteur. Cette propriété se retrouve dans l'analyse des champs d'iso-consommation du moteur Diesel où les zones de meilleurs rendements se situent dans la partie supérieure correspondant aux fortes charges. Dans la figure 2.17 le véhicule d'étude subit deux accélérations consistant à passer de 80km/h à 120km/h avec le 5^{ème} rapport de transmission engagé, les gains en consommation sont alors évidents.

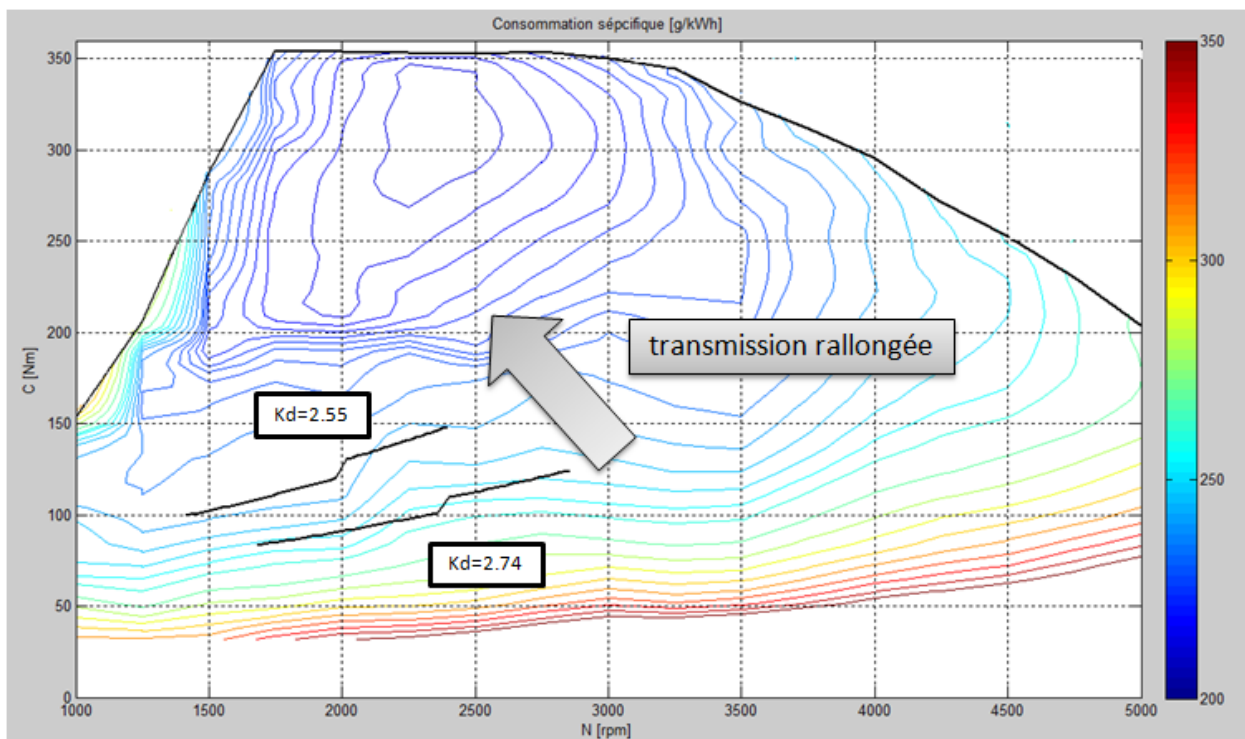


Figure2.17: Accélération de 80 à 120km/h dans champs d'iso-consommation moteur

Compte tenu de ce qui a été dit précédemment les gains escomptés peuvent être :

- **Le levier de sécurité active** : l'amélioration des reprises bas régimes par l'optimisation du couple instantané et du temps de montée en couple amène à une meilleure disponibilité du véhicule.

- **Levier de réduction du CO₂**: Si l'amélioration du remplissage n'est pas suffisante pour envisager de réduire la taille du moteur, les gains en consommation sont obtenus par modification des rapports de transmission (à iso-agrément de conduite) : c'est le **downspeeding**.

1.3.3. L'INTERET THERMODYNAMIQUE

Il s'agit ici de voir l'impact qu'a la suralimentation sur le rendement thermodynamique théorique du cycle. Rappelons à ce sujet que le rendement théorique ne fait pas partie de la chaîne d'efficacité qui a été utilisée pour décrire la suralimentation dans le paragraphe précédent ; reprenant la figure 2.5 on voit que ce rendement est en fait inclus dans le rendement indiqué. En plus du diagramme classique de Watt il est intéressant d'étudier le cycle thermodynamique dans le plan entropie / température (figure 2.18).

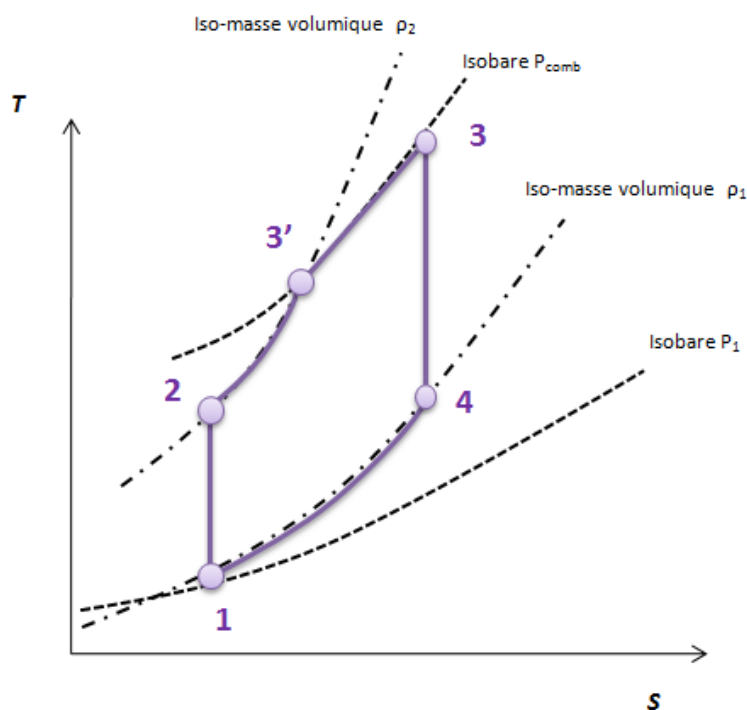


Figure 2.18: Diagramme entropique du cycle de Sabathé

L'intérêt d'un tel graphique est double. Tout d'abord, et contrairement au diagramme de Watt, la phase d'expulsion des gaz n'est plus instantanée mais elle est représentée par une détente isochore entre le point 4 et le point 1. En procédant de la sorte on se laisse la possibilité d'étudier un parcours différent comme par exemple une détente isentropique suivie d'un refroidissement isobare. Le deuxième intérêt d'un tel graphique réside dans le fait que le cycle peut facilement être comparé au cycle idéal de Carnot. Celui-ci, figure 2.19, est composé de quatre phases dont une compression et une détente isentropiques (comme pour le cycle de Sabathé). Les deux apports de chaleur sont par contre isothermes ce qui a pour effet de minimiser la production d'entropie par rapport aux processus de combustion isochore et isobare du cycle de Sabathé.

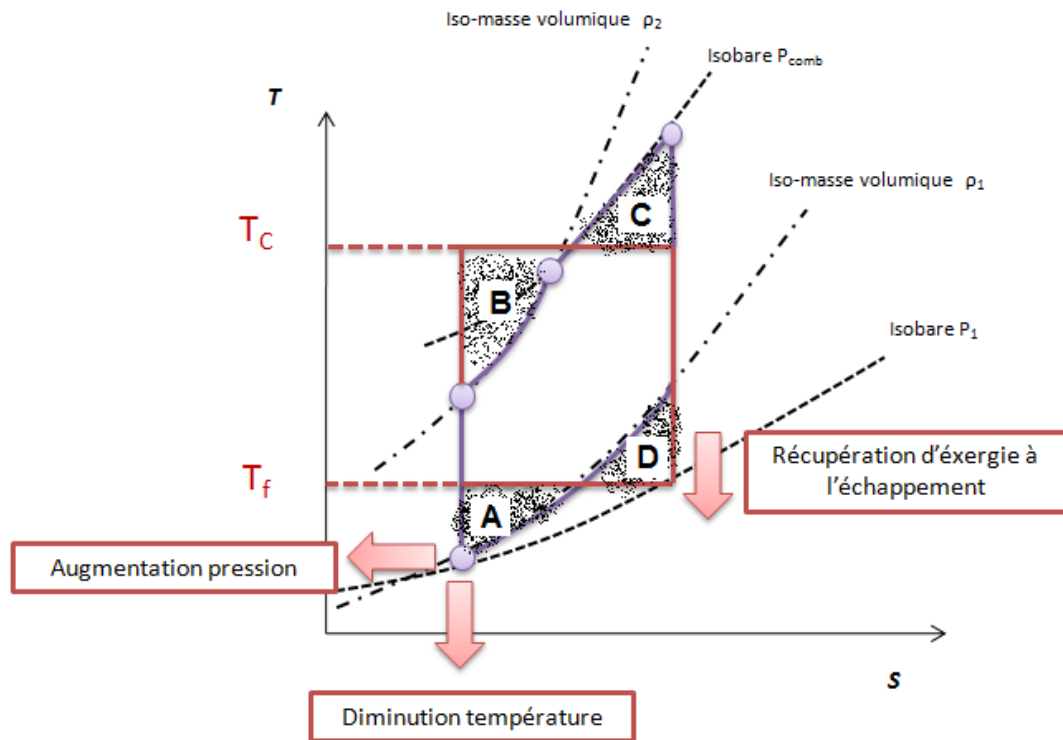


Figure 2.19: Cycle de Carnot équivalent au cycle de Sabathé

Le modèle de Sabathé prévoit des rendements thermodynamiques maximaux de l'ordre de 60% alors que pour les mêmes niveaux de température absolue l'analyse de Carnot prévoit des rendements de l'ordre de 80%. Dans le cas du cycle la figure 2.19 les températures ne sont pas égales mais par contre le cycle idéal est particulier car il a le même rendement que le cycle de Sabathé. Les températures T_f et T_c y sont telles qu'il y a la relation suivante entre les aires [14].

$$A = D$$

$$B = C$$

Reprenant les conclusions sur le cycle de Carnot, il faut augmenter T_c ou diminuer T_f pour augmenter le rendement, ce qui revient à augmenter les aires A et B ou à diminuer les aires B et D. Pour augmenter T_c il est ainsi possible d'augmenter le taux de compression ou la proportion de la combustion isochore : ce sont les résultats démontrés au paragraphe précédent. Cependant l'augmentation de la température de combustion augmente les pertes de chaleur aux parois et les contraintes thermomécaniques. De plus ce genre de démarche est peu profitable, car une température équivalente $T_c = 1500\text{K}$ (qui constitue une référence pour les moteurs actuels) offre déjà un rendement de 80%. Par contre en supposant que T_c est effectivement fixée à 1500K, le schéma révèle que T_f est loin d'être la température ambiante (T_1) et il y a un intérêt certain à vouloir augmenter la surface A ou diminuer la surface D c'est l'intérêt thermodynamique de la suralimentation.

- **Levier de réduction du CO_2 :** La diminution de la température admission contribue à améliorer l'efficacité théorique et donc indirectement le rendement indiqué du cycle thermodynamique de Sabathé.

1.3.4. LA SURALIMENTATION THERMIQUE

Ainsi la diminution de la température d'admission contribue, théoriquement, à améliorer la performance du moteur. Il est également généralement admis que réduire la température des gaz EGR (et donc la température à l'admission) entraîne une réduction des émissions de NO_x . Cependant, pour la plupart des études allant dans ce sens [6], [7] les températures à l'admission sont de l'ordre des 30 à 40°C alors qu'avec la boucle de climatisation nous envisageons de diminuer la température en dessous de 10°C. Ainsi, étant donné le manque d'informations sur le comportement réel et la complexité numérique que représente une exploration des réglages d'un moteur (qui sont encore effectués sur banc et non par simulation), nous avons prévu d'explorer ce domaine de température en configuration EGR-BP sur un banc moteur monocylindre. Ce type de banc est dédié à la mise au point de la combustion et de l'injection avant même que le premier moteur multicylindre ne soit fabriqué. Il est constitué d'un cylindre unique avec son système d'injection ainsi que d'un circuit de gaz permettant d'obtenir les conditions de remplissage et de vidange souhaités. L'intérêt est de pouvoir mesurer le rendement thermique (figure 2.5), c'est à dire précisément celui que nous pensons pouvoir améliorer.

Concrètement il s'agissait de spécifier une puissance, un régime et une température d'admission. L'expérimentateur modifie alors les paramètres de combustion, le taux de compression et le taux de gaz recirculés dans le but d'obtenir la consommation minimale tout en respectant les normes d'émission EURO-VI. Cependant des problèmes techniques sur le banc ont empêché le déroulement des essais. Nous disposons tout de même de deux points réalisés au cours d'une campagne d'essais précédente.

a. RPM=1750 TR/MIN; PMI=6.8BAR

S'agissant de la consommation spécifique, celle-ci est optimisée au travers du profil d'injection du carburant dans le cylindre. Comme le montre la figure 2.20a l'objectif est d'avancer l'injection (pour améliorer le rendement thermodynamique) ce qui a pour conséquence de modifier le profil de dégagement de chaleur mais également d'augmenter le bruit.

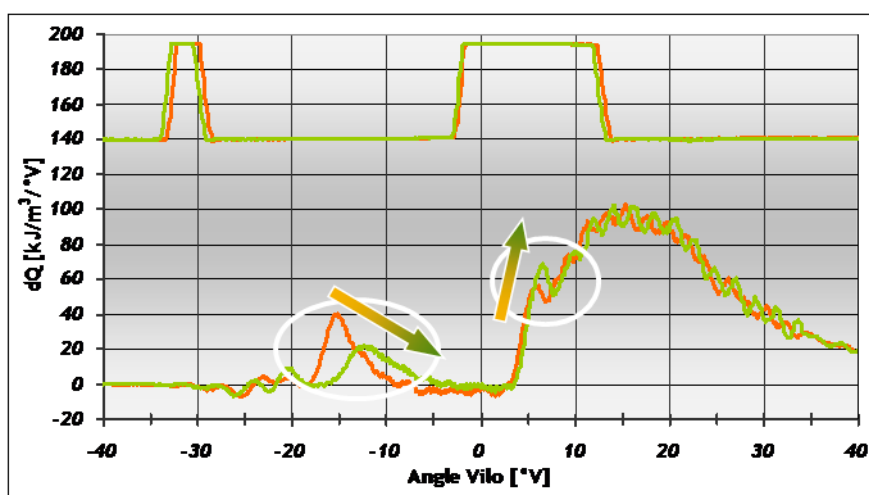


Figure2.20a: Profils d'injection et de dégagement de chaleur pour T=85°C (orange) et T=50°C (vert)

Le maintien de la prestation sonore est d'ailleurs le facteur limitant pour ce type d'exploration, c'est pourquoi les essais sont réalisés à Iso-bruit. La figure 2.20b présente des résultats encourageants puisqu'entre 85°C et 50°C on peut attendre une réduction de 0.6% de la consommation spécifique indiquée (CSI-HP) par palier de 10°C.

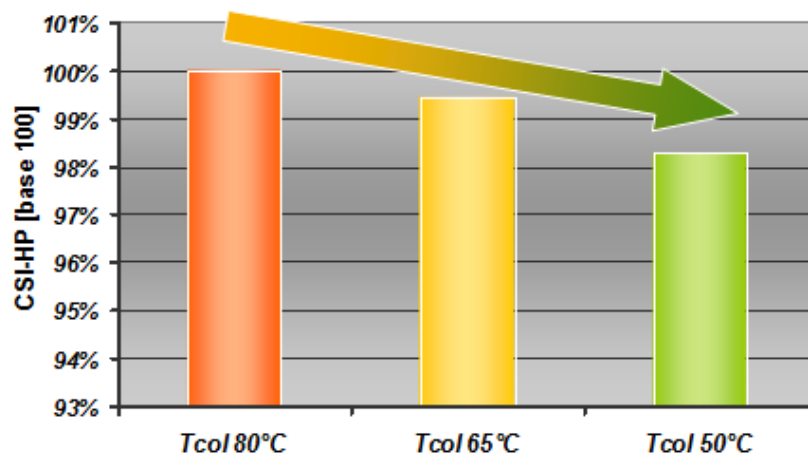


Figure2.20b: Consommation spécifique indiquée de la partie Haute Pression du cycle moteur.

Le compromis NOx / consommation qui a été évoqué lors du premier chapitre signifie que toute amélioration en terme d'émissions d'oxydes d'azote peut être convertie en amélioration de la CSI. C'est pourquoi une autre série d'essais a été menée sur le même point d'essai en vue d'effectuer une optimisation des réglages dans une optique « réduction des NOx ». Dans ce cas, ce sont l'amélioration du remplissage et le ralentissement de la combustion qui présentent un intérêt. Cependant ces deux phénomènes ont pour conséquences de provoquer une augmentation des imbrûlés qui deviennent l'élément limitant. Les essais sont réalisés à « iso-fumée » et l'on observe bien une diminution des émissions, de l'ordre de 12% par palier de 10°C.

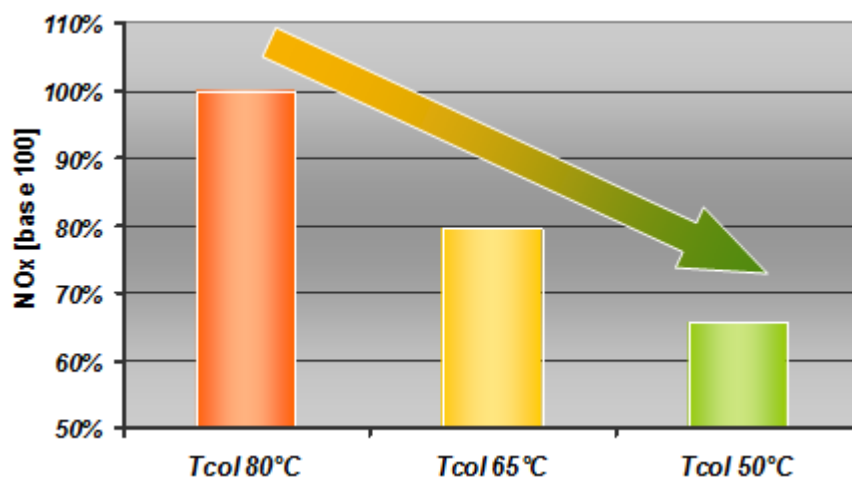


Figure2.21: Emissions d'oxydes d'azote

a. RPM=2500 TR/MIN; PMI= 11.5 BAR

Pour ce deuxième point de fonctionnement les résultats vont dans le même sens, c'est-à-dire une amélioration globale des performances du moteur. Tout l'intérêt de cette série d'essais réside dans le fait que l'expérimentateur a réduit la température d'admission jusqu'à 40°C; température pour laquelle il semble apparaître un palier au-delà duquel la modification des réglages est sans effet. Malheureusement au moment de la rédaction de ce mémoire il n'était pas possible d'en savoir plus sur les conditions de l'expérience (notamment le taux de gaz recirculés et la pression admission). Cependant, si l'on se réfère au premier chapitre, on remarque que ce niveau de température 40/50°C est celui pour lesquels apparaissent les phénomènes de condensation. Ainsi ce palier pourrait juste être la conséquence d'une mauvaise interprétation des bilans thermiques, d'une mesure erronée (thermocouple humidifié) ou bien effectivement d'une dégradation de la combustion suite à l'introduction de gouttelettes d'eau dans le cylindre. Dans tous les cas, cette série d'essais montre la pertinence et la nécessité des essais que nous avons initialement prévus.

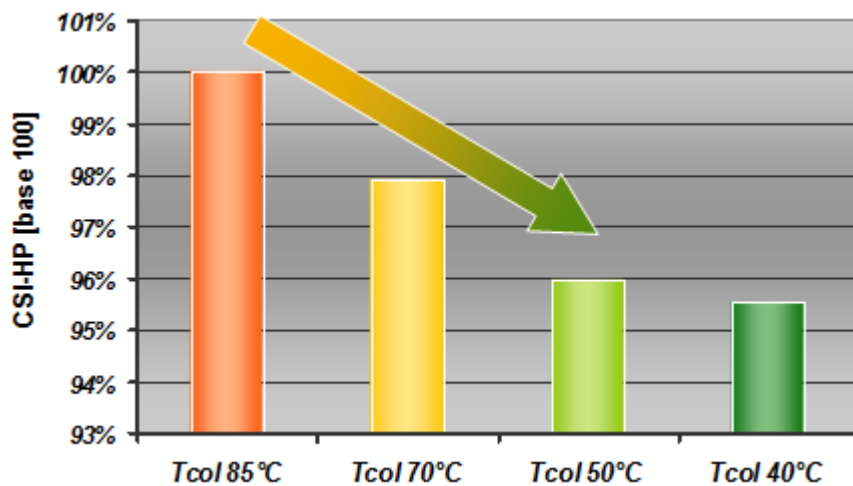


Figure2.22: Consommation spécifique indiquée de la partie Haute Pression du cycle moteur.

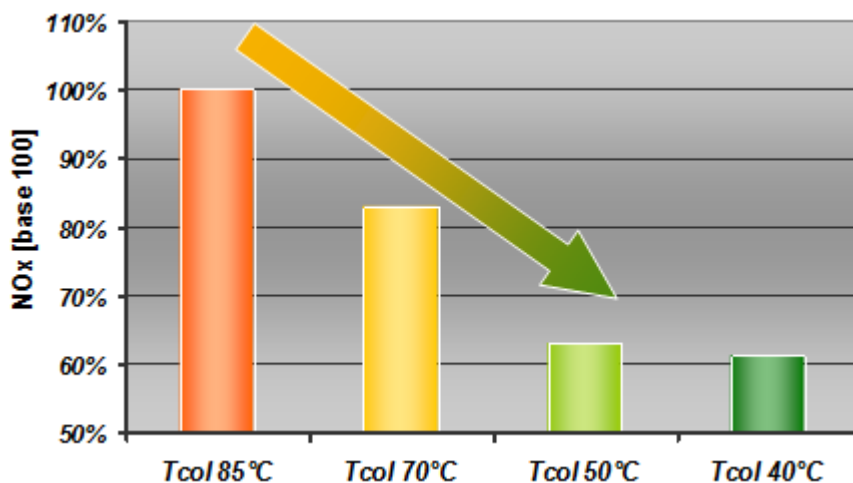


Figure2.23: Emissions d'oxydes d'azote

2. LA BOUCLE DE CLIMATISATION

Ayant établi que la diminution de la température des gaz d'admission présente des gains potentiels l'attention s'est portée sur la source la plus froide du véhicule: la boucle de climatisation. Habituellement utilisée pour déshydrater et refroidir l'air de l'habitacle, il s'agirait d'en augmenter la capacité ou bien le taux d'utilisation pour améliorer le remplissage et le rendement théorique du moteur. Cependant de l'énergie est directement prélevée au vilebrequin moteur pour produire ces frigories, réduisant d'autant les gains escomptés. Nous présentons donc ici une étude de la boucle de climatisation en vue d'estimer le « coût » énergétique de la production des frigories. Dans les deux premiers paragraphes nous avons rassemblé des connaissances technologiques sur la boucle de climatisation et plus particulièrement son architecture ainsi que son contrôle. Le troisième et dernier paragraphe est lui consacré à l'étude du rendement de la boucle qui, comme pour le moteur, sera interprété avec la grille de lecture du cycle idéal de Carnot.

2.1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

« La chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud ». Ainsi, pour refroidir un milieu sous une température inférieure à celle de l'ambiance, il faut mettre en œuvre une machine frigorifique et fournir de l'énergie au système. L'objectif de ce paragraphe est de présenter la technologie utilisée dans une boucle de climatisation automobile.

2.1.1. LE CYCLE A COMPRESSION DE VAPEUR

Produire du froid dans un milieu, c'est extraire de la chaleur de ce milieu. Si on exclut le cas trivial du milieu dont la température est supérieure à celle du milieu utilisé pour réaliser le refroidissement, il faut mettre en œuvre un processus qui permettra de déplacer l'énergie thermique extraite vers un milieu de température supérieure. On différencie la source froide depuis laquelle est extraite une certaine quantité d'énergie et la source chaude qui reçoit cette même énergie. Du point de vue du système frigorifique, et selon la convention du banquier, cela revient à recevoir une quantité de chaleur $Q_0 > 0$ du milieu à refroidir et céder la quantité $Q < 0$ à la source chaude. On a coutume de dire que l'on produit du froid, mais en définitive on ne fait que déplacer de la chaleur d'un point à un autre.

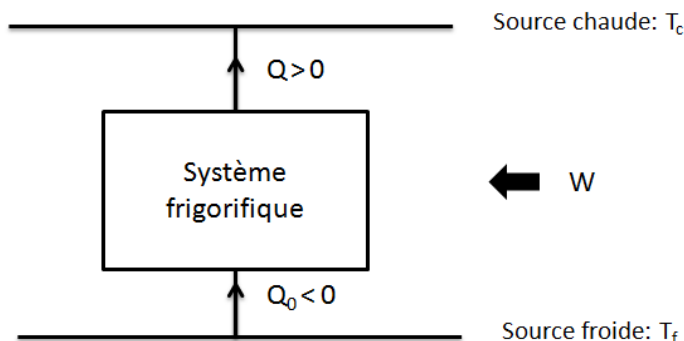


Figure 2.24 : Schéma de principe d'une machine frigorifique

Différents systèmes sont envisageables pour une telle opération comme la modification de l'induction magnétique (qui permet d'atteindre les températures les plus basses en laboratoire $T \sim 20\text{mK}$), la dissolution

d'un soluté dans un solvant, les phénomènes de sorption/désorption ou encore la thermoélectricité. Parmi les moyens raisonnablement envisageables à l'échelle industrielle, c'est le « cycle à compression de vapeur » et plus particulièrement sa variante avec changement de phase qui est utilisé dans l'automobile. L'installation fait subir à un fluide (dit réfrigérant ou frigorigène) une série de transformations thermodynamiques à la fin desquelles il est ramené dans son état initial (d'où l'appellation de cycle). Ce procédé fonctionne grâce au fait que les températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sont fonction de la pression. Dans un tel système, le fluide échange donc à basse pression (qui correspond à une basse température) avec le milieu à refroidir et à haute pression (donc haute température) avec la source chaude. Ainsi, au prix d'un apport de travail mécanique pour la compression, on obtient bien un système capable de faire passer de la chaleur d'un corps froid vers un corps chaud. La différence avec l'énoncé de Kelvin du second principe de la thermodynamique « La chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud » étant la spontanéité du processus (qui ici demande un apport d'énergie non réversible).

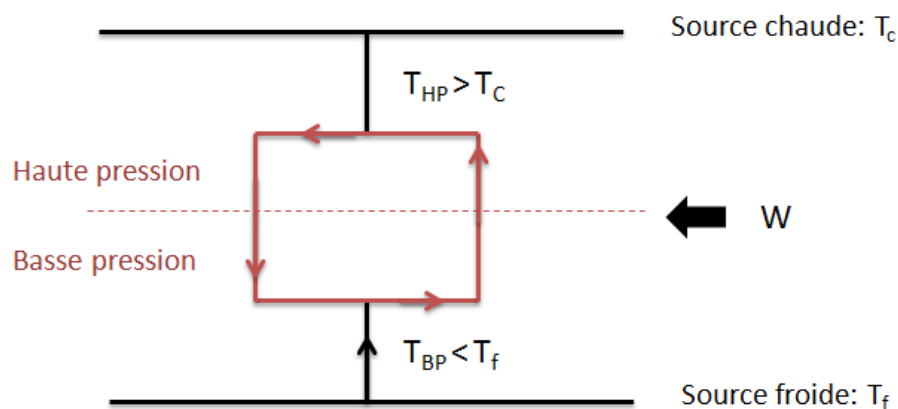


Figure 2.25 : Schéma de principe d'un cycle à compression de vapeur

Au cours du cycle, le fluide frigorigène circule dans un circuit fermé (complètement étanche) et subit un cycle thermodynamique comprenant quatre phases associées aux quatre composants élémentaires du système : L'évaporateur, le condenseur, le compresseur et le détendeur (figure 2.5) :

(1-2) : compression de vapeur dans le compresseur :

Lors de ce processus, la vapeur de frigorigène reçoit du compresseur l'énergie mécanique nécessaire à la circulation du fluide sous haute pression. Au point 2, on trouve de la vapeur surchauffée à la pression P_{HP} .

(2-3) Evacuation de la chaleur à pression constante dans le condenseur :

Dans le condenseur, la vapeur surchauffée est dans un premier temps refroidie à pression constante jusqu'à l'apparition des premières gouttes de liquide. Le mélange devient alors diphasique et se condense à pression et température constante. Le choix d'une pression suffisante ($P_{cond} \sim 12$ bars) permet d'obtenir une température de condensation ($T_{cond} \sim 65^\circ C$) au-dessus de la température ambiante et donc de céder de la chaleur à l'environnement. Au point 3, on trouve le fluide sous forme liquide à pression et température de condensation.

(3-4) Détente dans le détendeur :

Le fluide frigorigène est détendu, généralement à l'aide d'un orifice calibré, jusqu'à un niveau de pression d'évaporation compatible avec le milieu que l'on souhaite refroidir. Ce processus, qui se déroule idéalement sans perte d'énergie, voit le liquide à haute pression en sortie du condenseur se transformer en un mélange diphasique à la pression et la température de condensation.

(4-1) Extraction de la chaleur à pression constante dans l'évaporateur :

Le fluide frigorigène est à l'état diphasique et donc s'évapore suivant un processus isobare ($P_{\text{evap}} \sim 3 \text{ bars}$) et isotherme. La température d'évaporation ($T_{\text{evap}} \sim 0^\circ\text{C}$), qui est située en-dessous de la température ambiante, permet d'extraire des calories du milieu à refroidir. Lors de ce processus, le fluide entre sous forme diphasique dans l'échangeur et sort en phase vapeur sèche avant admission dans le compresseur pour suivre un nouveau cycle.

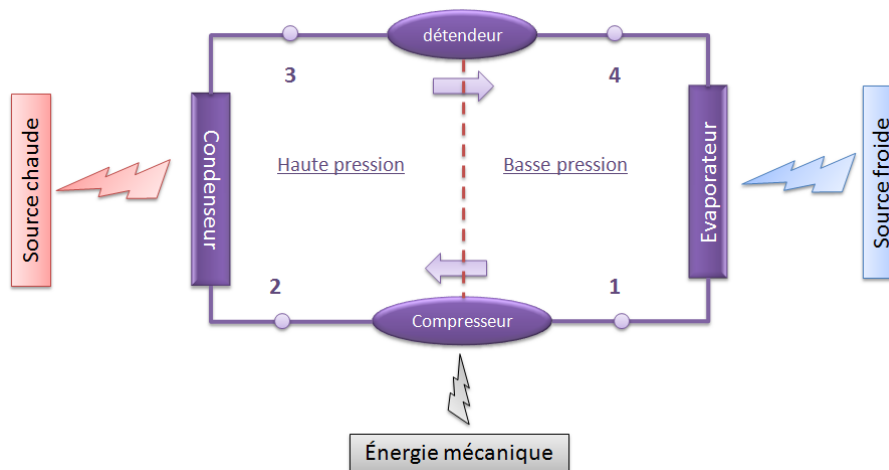


Figure2.26 : Le cycle frigorifique

2.1.2. LA BOUCLE DE CLIMATISATION AUTOMOBILE

La première machine de réfrigération à compression de vapeur est attribuée à Jacob Perkins en 1834 [15] qui se servait alors de l'éther comme réfrigérant. L'industrie du froid progresse ensuite par l'introduction de nouveaux gaz chlorés tel que tel que le R12 en 1930. Les premiers systèmes de conditionnement de l'air habitacle automobile ont été introduits aux Etats-Unis par Chevrolet en collaboration avec Frigidaire en 1955. Actuellement, plus de 60% des véhicules vendus en Europe sont équipés de série d'un système de climatisation ou d'air conditionné avec une tendance à la hausse dans les années à venir [16]. Suivant le principe du cycle diphasique à compression de vapeur, la boucle frigorifique d'un véhicule transfère de l'énergie thermique prélevée à l'air du circuit aéraulique de l'habitacle vers l'air de la valise de refroidissement située en face avant du véhicule. L'énergie nécessaire est fournie directement par le moteur au travers de la courroie de distribution. Il s'agit d'un sous-système véhicule particulièrement important du point de vue du client car il est à la base de la « prestation habitacle » et son utilisation entraîne une surconsommation du véhicule. Du point de vue du refroidissement moteur, la charge thermique supplémentaire dans la valise de refroidissement peut entraîner des problèmes de fiabilité. En plus de la surconsommation, la puissance prélevée au moteur par le compresseur réduit également la puissance maximale disponible et peut alors affecter l'agrément de conduite. L'installation se compose, au minimum, des quatre éléments suivants : l'évaporateur, le condenseur, le compresseur et le détendeur.

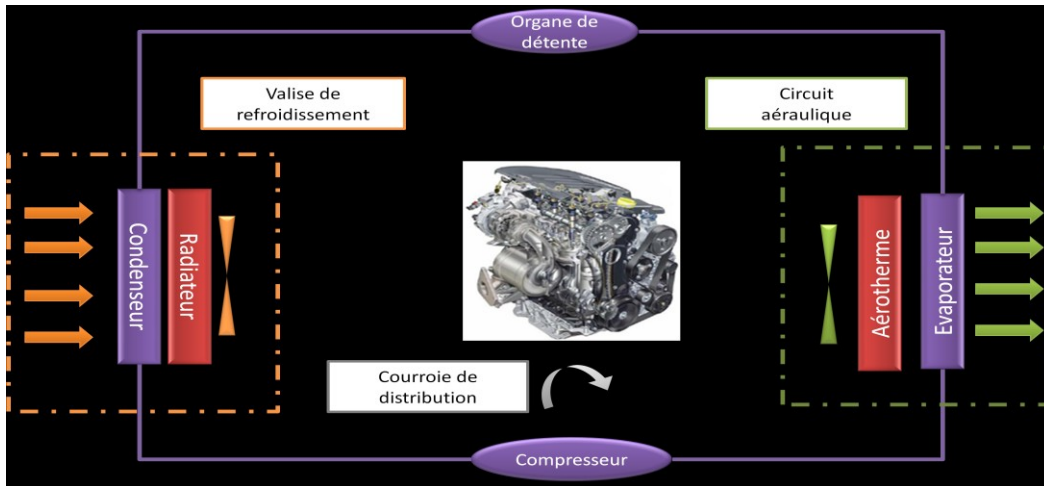


Figure2.27 : Boucle de climatisation automobile

- **Le fluide frigorigène**

Bien que le principe de fonctionnement soit le même, les circuits de climatisation dépendent fortement des propriétés du fluide frigorigène choisi. Par exemple, le R134a nécessite une mise sous pression à 12 bars pour atteindre 65°C alors que l'utilisation du CO₂ implique des pressions de l'ordre de 100bars et donc une étanchéification en conséquence. Le fluide le plus utilisé dans le secteur automobile est le fréon. Il s'agit cependant d'un gaz à fort potentiel d'effet de serre et il est en cours d'interdiction pour les véhicules de l'union Européenne. Différents fluides alternatifs sont à l'étude, mais par manque de visibilité et de disponibilité des technologies alternatives, nous ne nous intéressons dans cette étude qu'à la technologie du R134a.

- **L'évaporateur**

Il prélève la chaleur à un flux d'air pulsé par le circuit aéraulique et la cède au fluide frigorigène qui se vaporise. Sa fonction est de refroidir l'air destiné à l'habitacle mais surtout de le déshydrater, ce qui implique un refroidissement accentué aux alentours de 7°C. L'échangeur automobile classique se compose généralement d'un empilement de plaques en aluminium au travers desquelles le fluide frigorigène se vaporise. Du côté air, des nervures persiennes permettent d'agrandir la surface d'échange et d'optimiser l'évacuation de l'humidité ambiante condensée.

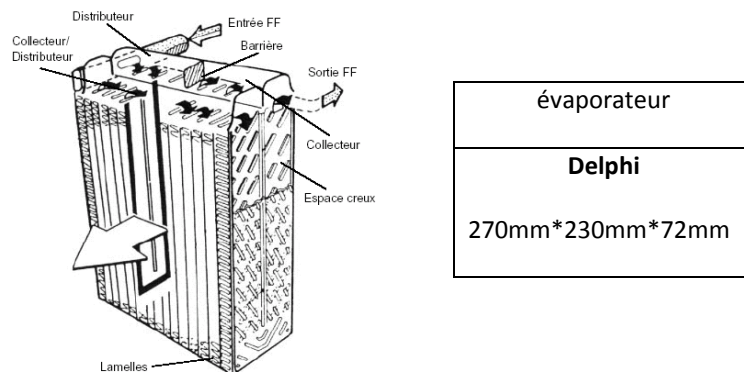


Figure2.28 : Boucle de climatisation automobile conventionnelle

- **Le condenseur**

Le condenseur est un échangeur fluide frigorigène/air placé dans la valise de refroidissement en face avant du véhicule (en amont du radiateur moteur afin de bénéficier d'un écoulement d'air le plus frais possible). Il a pour fonction d'évacuer la chaleur hors du circuit frigorigène vers l'air ambiant. Les condenseurs utilisés le plus fréquemment dans les véhicules sont des échangeurs à tubes ailettes. Lorsque la vitesse d'air n'est pas assez importante (cas du véhicule au ralenti par exemple), le groupe moto ventilateur du véhicule est mis en marche.

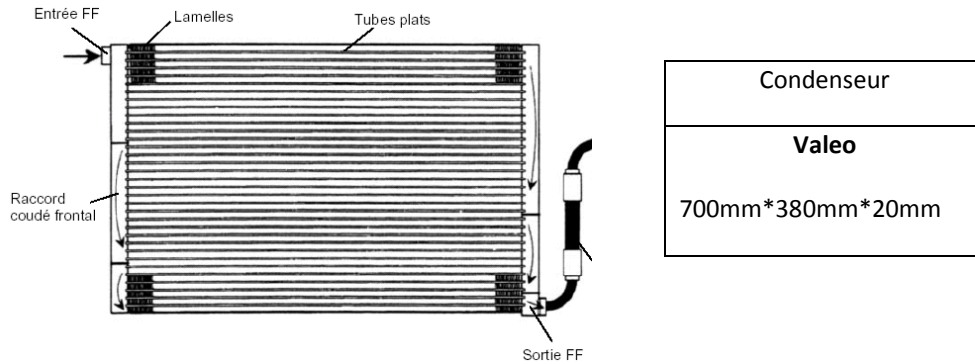


Figure2.29 : Boucle de climatisation automobile conventionnelle

- **Le compresseur**

Le compresseur transforme l'énergie mécanique du moteur en travail de pression sur le fluide frigorigène. Sa fonction est d'assurer le débit de frigorigène suffisant aux niveaux de pressions HP et BP nécessaire pour assurer l'effet frigorifique souhaité. Les compresseurs les plus couramment utilisés pour la climatisation automobile sont de types alternatifs à pistons entraînés par un plateau oscillant. Cette technologie offre la possibilité de fabriquer des compresseurs très compacts résistants aux grandes vitesses de rotation. L'utilisation d'un plateau oscillant à position variable permet d'agir sur la course des pistons et donc sur la cylindrée sur compresseur afin d'optimiser le volume de fluide aspiré à chaque rotation.

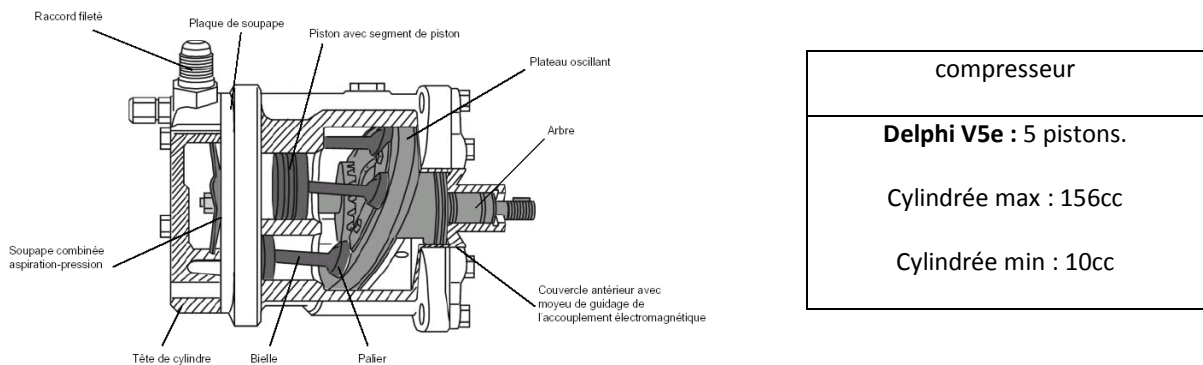


Figure2.30 : Boucle de climatisation automobile conventionnelle

Même lorsque la boucle frigorifique ne fonctionne pas, le fait que le plateau soit en rotation entraîne des pertes mécaniques par frottement non négligeables. C'est pourquoi certains modèles de compresseur sont équipés d'un embrayage magnétique qui permet de découpler l'attelage mobile et la courroie de transmission moteur afin d'optimiser le rendement annuel de l'accessoire. Le taux d'équipement est surtout fonction de la politique menée par chaque constructeur mais devrait être incitée, dans les années à venir, par de nouvelles normes. A l'heure actuelle la boucle de climatisation n'est pas prise en compte dans les calculs de la consommation réglementaire des véhicules.

- **L'organe de détente**

Il a pour fonction de détendre le fluide frigorigène d'un état liquide à haute pression en sortie du condenseur jusqu'à un niveau de pression et de température compatible avec l'extraction de chaleur dans l'évaporateur. La détente est réalisée à l'aide d'un organe d'étranglement dont la variante la plus simple est l'orifice tube. Une buse courte est montée dans un logement en plastique, une valeur adéquate du rapport diamètre / longueur de la buse et de la quantité de fluide dans le circuit permettant d'obtenir le débit voulu. L'entrée et la sortie sont pourvues d'un tamis à mailles fines servant de collecteur d'impuretés.

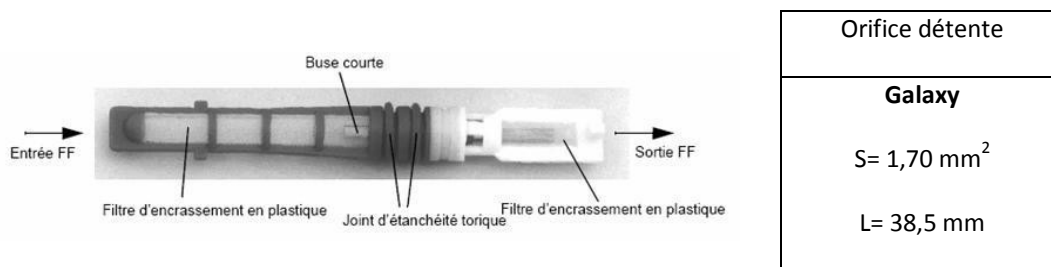


Figure2.31 : Orifice tube

Si la section de passage est contrôlable (détendeur thermostatique), l'organe d'étranglement a également pour fonction de réguler le débit de fluide frigorigène afin d'assurer que tout le fluide soit vaporisé en sortie de l'évaporateur et ainsi éviter l'aspiration gouttes de liquide par le compresseur.

- **Composants additionnels :**

La grande variété des conditions de fonctionnement d'un boucle de climatisation automobile nécessite l'introduction d'un certain nombre de composants additionnels afin de garantir la sécurité et la fiabilité du système. Par exemple, la technologie de compresseur est très sensible aux gouttes de liquide qui pourraient être aspirées puis laminer les pistons. Pour éliminer ce risque, une bouteille de déshydratation est placée en entrée du compresseur afin de piéger les gouttes de liquides sortant de l'évaporateur. Pour garantir la sécurité, un pressostat est placé en entrée du condenseur pour détecter les pressions excessives (~25bars pour une boucle au fréon). La plupart des boucles sont également équipées de silencieux afin de réduire les émissions sonores du circuit dont une partie est en contact avec l'habitacle

2.1.3. LE CYCLE THERMODYNAMIQUE

Comme pour le cas du moteur à combustion interne, il est possible d'utiliser pour l'étude des machines à compression de vapeur un diagramme en coordonnées pression / volume. Cependant, ce mode de représentation est peu pratique car les changements de phase provoquent des variations importantes du volume massique ce qui pose des problèmes d'échelle dans le diagramme. Pour ces raisons les frigoristes utilisent plutôt un diagramme thermodynamique construit dans le plan pression-enthalpie : c'est le Diagramme de Mollier (figure 2.33). Les coordonnées sont l'enthalpie massique h (kJ/kg) pour l'axe des abscisses et le logarithme de la pression [bar] pour l'axe des ordonnées. Dans un tel diagramme, une transformation qui se déroule horizontalement est isobare alors qu'une transformation verticale est isenthalpe. Sur le diagramme de Mollier nous retrouvons également :

- **La courbe de saturation:**

Elle délimite les zones où le fluide est diphasique (présence simultanée de liquide et de vapeur) et les zones où le fluide est monophasique (liquide ou vapeur). Le fluide est liquide à gauche de la cloche, sous forme vapeur à droite tandis qu'il est diphasique sous la cloche. Cette courbe est conventionnellement scindée en deux branches. La branche qui voit l'apparition des premières gouttes de liquide est appelée « courbe de rosée », la « courbe de d'ébullition » traduisant l'apparition de bulles de vapeur dans le liquide. Le cas de la zone située au dessus de la cloche est plus complexe puisque l'on y observe un changement d'état du fluide liquide / vapeur sans apparition de mélange diphasique. L'état du fluide est alors qualifié de supercritique et le condenseur du système frigorifique devient un refroidisseur. Cette situation apparaît par exemple lors de l'utilisation du CO_2 comme fluide frigorigène mais ne concerne pas cette étude.

- **Les isothermes :**

Dans la zone de liquide, la faible compressibilité du fluide entraîne des courbes quasiment verticales. . Dans la zone de vapeur, les isothermes s'infléchissent après réfraction au passage de la courbe de rosée. Dans la zone diphasique, le système est monovariant (au sens de Gibbs); c'est dire qu'à une pression correspond une unique température. Sur le diagramme, les isothermes de la zone diphasique sont donc horizontales et confondues avec les isobares.

- **Les courbes à titre constant :**

Lors du changement de phase, la proportion de chaque phase est modifiée et il est intéressant d'introduire un paramètre supplémentaire décrivant la répartition de la matière entre les deux phases. Par exemple afin de déterminer les propriétés du mélange total à partir des propriétés de chacune des phases. La quantité de vapeur le long de la courbe d'ébullition est considérée infiniment nul et donc le titre y est nul $X=0$ (comme dans toute la zone de vapeur). Le titre de la vapeur saturante (le long de la courbe de condensation) est lui de $X=1$.

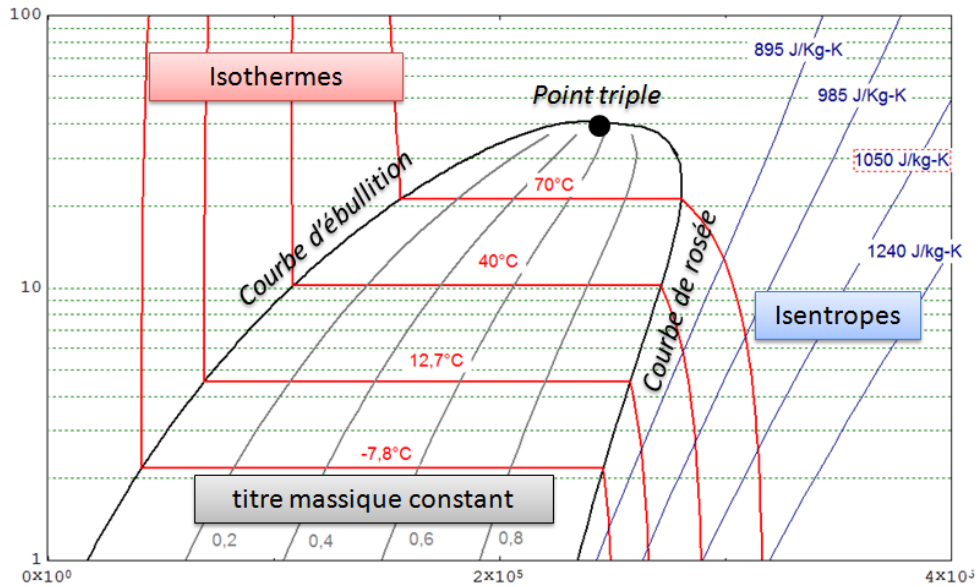


Figure 2.32 : Diagramme de Mollier du fréon

Le cycle frigorifique à compression de vapeur idéal est représenté sur le diagramme de Mollier de la figure 2.33. Le point numéro un qui figure le début du cycle représente l'état du gaz à l'entrée du compresseur et se situe à l'intersection de l'isobare de vaporisation et de la courbe de rosée, le fluide est sous forme gazeuse. La compression est ensuite considérée isentropique si bien que le point 2 se situe à l'intersection de l'isentropie issue du point 1 et de l'isobare de condensation. Les pertes de charges dans les canalisations et les échangeurs étant supposées négligeables la condensation s'effectue à pression et donc température constante. Dans le cas du cycle idéal à la fin de cette transformation le fluide est sous forme liquide, situé sur la courbe d'ébullition. L'organe de détente étant supposé suffisamment isolé thermiquement de l'extérieur la transformation est isenthalpe donc verticale. Au point 4 le fluide frigorigène se trouve dans un état diphasique où liquide et vapeur sont mélangés. Le liquide restant est ensuite évaporé à pression constante si bien que le fluide sort de l'échangeur sous forme de vapeur saturée à la pression et la température du point 1, permettant ainsi de recommencer un nouveau cycle.

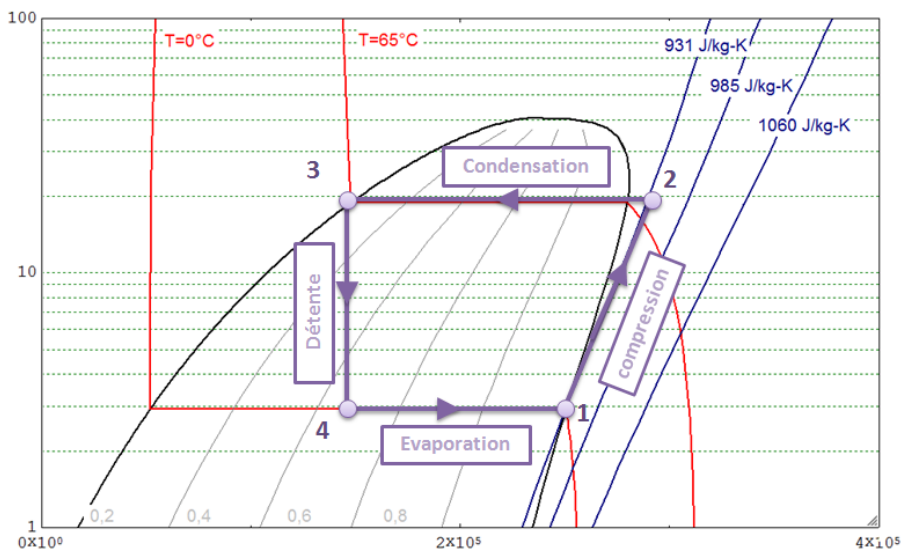


Figure 2.33 : Diagramme de Mollier d'un cycle frigorifique au R134a

2.2. FONCTIONNEMENT DE LA BOUCLE

La boucle de climatisation est un système complexe dont le fonctionnement est loin d'être intuitif, particulièrement dans un contexte toujours plus contraignant en termes de consommation qui impose des études de comportements transitoires. Hors, les dispositifs expérimentaux pour réaliser ces études sont assez lourds et longs à mettre en œuvre comme nous le verrons dans le dernier chapitre consacré à l'étude expérimentale. C'est pourquoi il est intéressant de disposer d'un outil numérique qui en fonction du stade de développement du système peut aider à la conception, à la mise au point ou encore pour des phases plus avancées à tester des stratégies de pilotage ou de sécurité. Ce chapitre dont l'objectif est de présenter les principaux paramètres de fonctionnement de la boucle s'appuie justement sur ce type de modèle. Elaboré par A.Backali [17] et basé sur la méthodologie bond-graph, il s'agit d'un modèle dynamique avec lequel nous présenterons la régulation du système et estimerons la puissance frigorifique maximale que l'on peut espérer, valeur cruciale pour la suite de l'étude.

2.2.1. PRINCIPE DE REGULATION : LA SURCHAUFFE

Une boucle de climatisation automobile classique possède trois actionneurs : l'embrayage du compresseur qui peut être considéré comme « l'interrupteur général » de la boucle de climatisation, le groupe moto-ventilateur qui est mis en action lorsque le flux d'air en face avant n'est pas suffisant (notamment lorsque le véhicule est à l'arrêt) et la cylindrée du compresseur qui permet de modifier le débit dans la boucle. Autrement dit, en fonctionnement nominal, le pilotage de la boucle s'effectue uniquement à partir du compresseur. Deux stratégies sont généralement utilisées : réguler la cylindrée pour obtenir une pression BP constante ou bien réguler la cylindrée pour atteindre une consigne de température d'air pulsé en sortie de l'évaporateur. Les deux stratégies sont proches en termes de résultats et nous n'étudions ici que la première qui est la plus simple. Le point de départ consiste à spécifier la pression BP c'est à dire la pression dans la branche de l'évaporateur. Pour une application automobile le choix est contraint par une pression supérieure à 4 bars qui poserait des problèmes d'acoustique et une pression trop faible qui impliquerait une température d'évaporation négative risquant de geler l'eau contenue dans l'air refroidi ; la valeur retenue est donc de l'ordre $P_{BP}=3$ bars qui correspond à une température d'évaporation de 0°C.

L'environnement de simulation est de niveau technologique (figure 2.34), c'est à dire que l'on procède par assemblage de composants. Le modèle a déjà été validé expérimentalement et nous adaptons uniquement les données géométriques au cas d'une boucle de climatisation de Velsatis, c'est-à-dire le véhicule qui sera utilisé pour les essais dans le dernier chapitre. Il reste alors à spécifier la vitesse de rotation du compresseur ainsi que les débits d'air qui arrosent le condenseur et l'évaporateur.

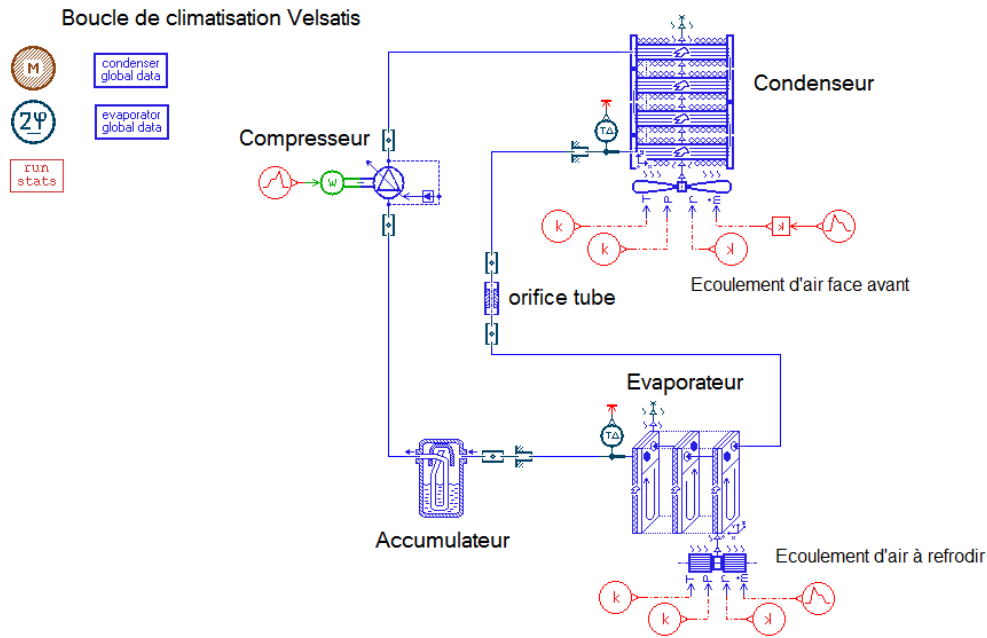


Figure2.34 : Boucle de climatisation sous AMEsim

La première simulation consiste à observer le comportement général du système lorsqu'il est soumis à une augmentation de production de frigorie, c'est-à-dire de puissance échangée à l'évaporateur. Pour cela les conditions ambiantes et la vitesse du véhicule sont fixées, on fait varier le débit d'air sur l'évaporateur (figure 2.35).

$$\text{RPM}_{\text{compresseur}} = 2000 \text{ tr/min}$$

$$\text{Qm}_{\text{air_condenseur}} = 2000 \text{ kg/h}$$

$$T_{\text{amb}} = 30^{\circ}\text{C}$$

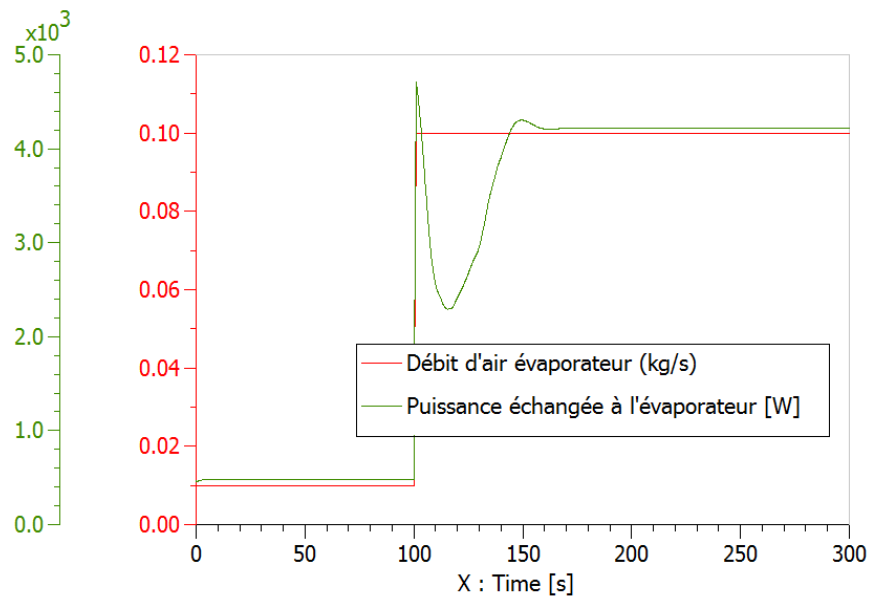


Figure2.35 : Modification du débit d'air à l'évaporateur.

La puissance thermique échangée entre le fréon et l'air passe de 500W à plus de 4200W. La stabilisation de la boucle prend à peu près 50s ce qui est l'ordre de grandeur que nous observerons expérimentalement par la suite. Lors des premiers instants après l'augmentation du débit d'air, le débit de fréon est adapté pour une puissance de 500W et il est donc insuffisant pour la nouvelle puissance demandée. Reprenant le diagramme entropique de la machine idéale, cet apport de calories supplémentaires se traduit par un déplacement du point n°1 dans la région de la vapeur surchauffée (figure 2.37) : c'est la **surchauffe**.

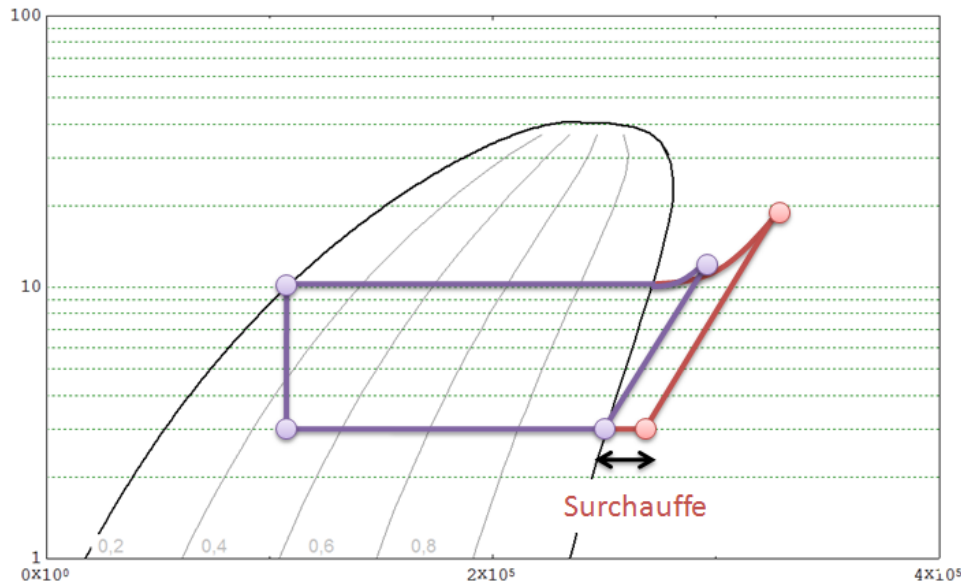


Figure2.36 : Surchauffe du cycle frigorifique

La production frigorifique augmente mais la surchauffe provoque en contrepartie une augmentation de la température de fin de compression (ce qui peut nuire aux qualités lubrifiantes de l'huile du compresseur). Ce qui est intéressant de remarquer c'est que cette augmentation de température est concomitante à une augmentation de la pression HP. L'effort appliqué sur le système de régulation interne du compresseur augmente donc et la cylindrée suit. Ainsi, comme on peut le constater sur la figure 2.37.

Le cas n'a pas été simulé mais si au contraire on diminue la puissance thermique échangée c'est le phénomène inverse qui va se produire, c'est-à-dire que la cylindrée va diminuer. Le cas est plus complexe car dans ce cas l'état du gaz à l'entrée du compresseur est situé dans la cloche diphasique. C'est à dire là où la pression est constante et donc l'effort sur le plateau du compresseur sensé rester constant. Toute la subtilité réside dans le fait que dans ce cas le mélange qui sort de l'évaporateur est diphasique, composé de vapeur et de liquide. Or le rôle de l'accumulateur est justement de séparer le liquide et de le stocker, réduisant ainsi la pression totale du mélange en amont du compresseur ; C.Q.F.D.

- **La régulation à 3bars:** elle consiste à modifier le volume de cylindrée dans le sens d'une surchauffe nulle et d'un gaz sec en entrée du compresseur.

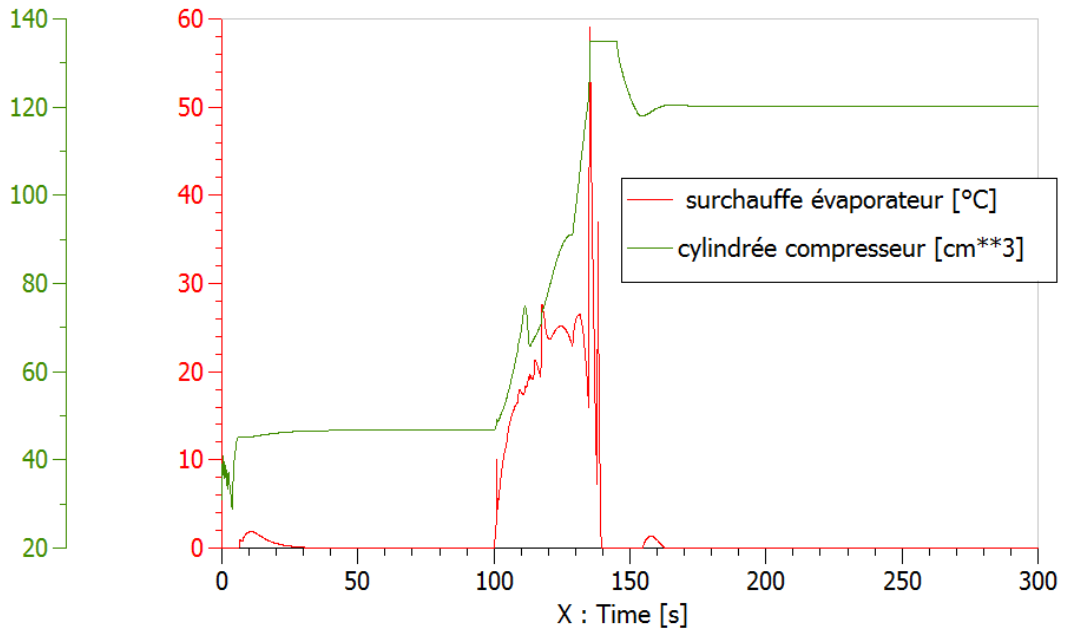


Figure2.37 : Evolution synchronisée de la surchauffe et de la cylindrée compresseur

2.2.2. LA PRESSION HP: LE SOUS-REFROIDISSEMENT

Dans la situation précédente la puissance thermique à l'évaporateur et la puissance mécanique au compresseur ont augmenté, ce qui a provoqué une augmentation de la puissance évacuée par le condenseur (figure 2.38). Lorsque le système est stabilisé la somme des deux premières puissances est par ailleurs égale à la troisième.

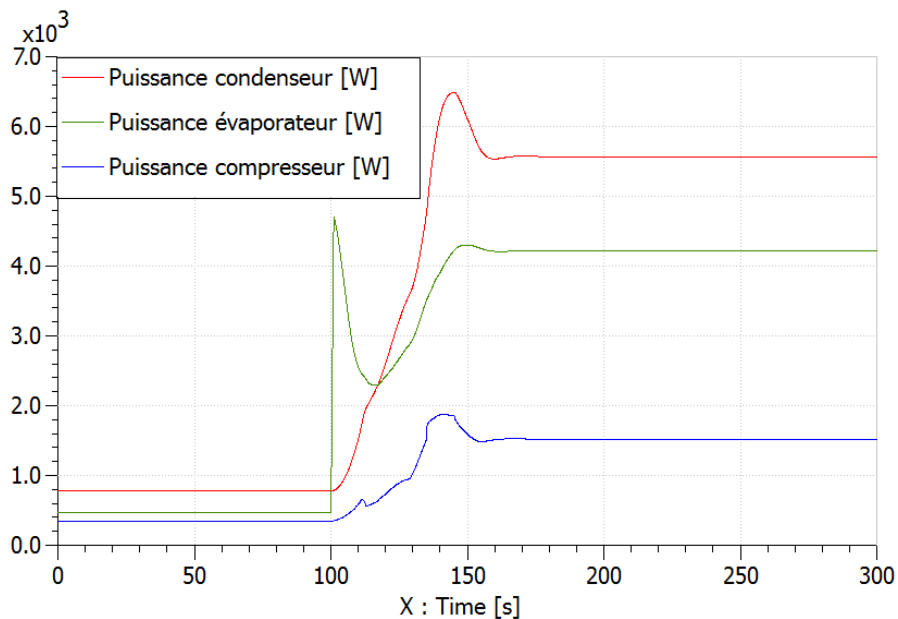


Figure2.38 : Puissances échangées par les principaux composants de la boucle de climatisation

L'augmentation de la puissance frigorifique entraîne une augmentation de la cylindrée, c'est-à-dire du débit de liquide frigorigène. Et compte tenu de la présence de l'orifice tube dans le système qui agit comme une perte de charge, cette augmentation de débit s'accompagne d'une augmentation de la pression HP (figure 2.39).

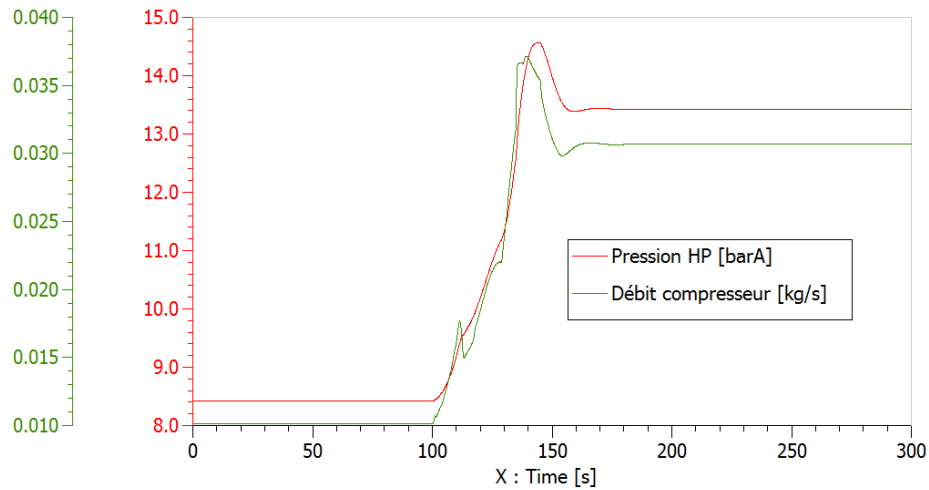


Figure2.39: Evolutions simultanées du débit de fréon et de la pression HP

L'augmentation de la pression HP améliore l'échange thermique au niveau du condenseur car elle amplifie le gradient de température avec l'air ambiant. De même l'augmentation du débit de réfrigérant améliore le coefficient d'échange thermique entre avec la paroi de l'échangeur. Du point de vue thermique le condenseur est donc soumis à deux contraintes contradictoires. D'un côté sa capacité à transférer de l'énergie thermique vers l'air augmente, mais de l'autre la quantité d'énergie qu'il doit évacuer augmente aussi. Partant d'un cycle idéal, et supposant que la capacité à refroidir a augmenté plus que la puissance à transférer, le nouveau cycle se traduit par un déplacement du point n°3 dans la zone du liquide sous refroidi : il s'agit du sous-refroidissement (figure2.40). Contrairement à la surchauffe le sous-refroidissement n'est pas régulé mais est une conséquence du dimensionnement des composants du système, principalement de l'orifice tube.

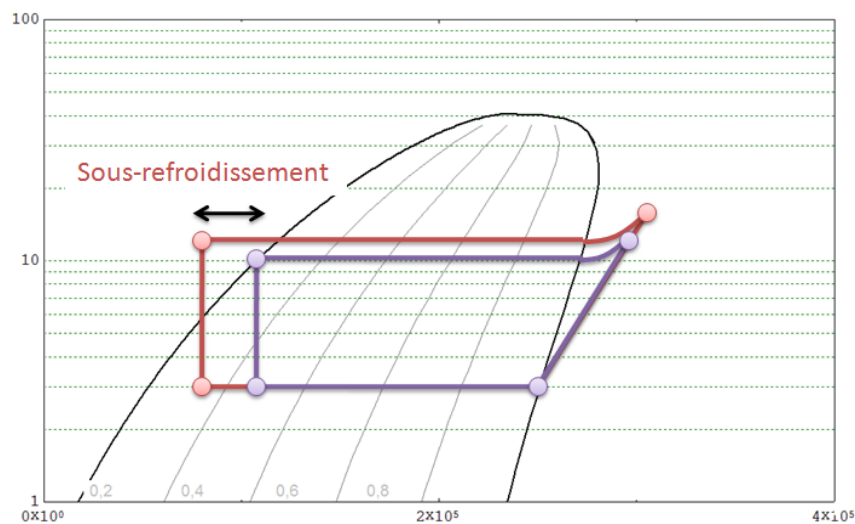


Figure2.40 : Sous-refroidissement du cycle frigorifique

2.2.3. CAPACITE MAXIMALE DE LA BOUCLE DE CLIMATISATION VELSATIS

L'objectif est d'estimer la puissance maximale de la boucle de climatisation d'une Velsatis pour pouvoir ultérieurement effectuer les calculs de dimensionnement du prototype. Cette puissance dépend bien entendu de la vitesse du véhicule et plus particulièrement de la vitesse d'air en face avant ainsi que de la vitesse de rotation du compresseur :

- **Régime compresseur :**

Dans un premier temps il faut déterminer le régime de rotation du moteur auquel est lié le compresseur. Pour cela on utilise les rapports de transmission entre la vitesse de rotation de la roue et celle du vilebrequin donnée dans le paragraphe précédent (figure 2.14). Le régime de rotation du compresseur est finalement déduit du rapport de réduction du système de courroie qui le relie au vilebrequin $k_{\text{compresseur}} = 1.33$.

$$RPM_{\text{compresseur}} = k_d \times k_{\text{comp}} \times \frac{V_{\text{véhicule}}}{2\pi \times r_{\text{roue}}}$$

- **Vitesse d'air en face avant du véhicule:**

Cette vitesse d'air est difficilement mesurable expérimentalement et nous utilisons ici des résultats de simulation de type CFD issus du service de calcul thermique. Les données sont disponibles pour différentes vitesses du véhicule desquelles nous tirons une relation quasi-linéaire, relativement proche de l'approximation classique qui consiste à considérer que la vitesse d'air en face avant est à peu près 10% celle du véhicule.

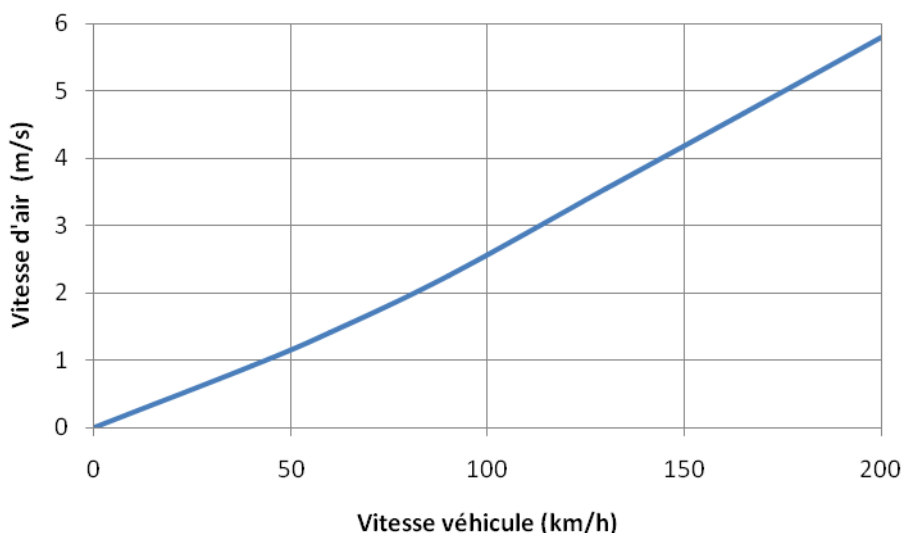


Figure2.40 : Sous-refroidissement du cycle frigorifique

L'objectif consiste à déterminer la puissance maximale que peut fournir la boucle pour 4 vitesses différentes, respectivement 30, 50, 120 et 210 km/h. Pour cela on augmente progressivement le débit d'air sur l'évaporateur jusqu'à ce que la pression HP atteigne sa valeur de sécurité (25bars).

Vitesse (km/h)	30	50	120	210
RPM _{comp} (tr/min)	2600	2600	3600	4950
V _{air} (m/s)	0,87	1,45	3,45	6,1

Le tableau 2.1 présente les valeurs limites, on remarque que la boucle de climatisation sera à même de produire la puissance thermique désirée (qui ne dépasse pas 6kW) sur cycle NEDC et pour le point de puissance moteur maximale (dont nous faisons l'hypothèse qu'il correspond à 210km/h).

Vitesse véhicule (km/h)	T _{air} (°C)	P _{evap} (W)	P _{cond} (W)	P _{compresseur} (W)	P _{HP} (bar)	Qfréon (kg/s)
30km/h	35	6100	8100	2005	19	0,05
50km/h	35	7200	9530	2300	17,3	0,052
120 km/h	35	10100	13700	3864	19	0,069
120 km/h	20	12270	16500	4302	16,7	0,071
210 km/h	20	13500	19200	6122	20,3	0,085

Tableau 2.1 : Sous-refroidissement du cycle frigorifique

2.3. LE RENDEMENT

La boucle de climatisation vient d'être présentée au travers de son contrôle et de la puissance frigorifique maximale qu'elle peut produire; il s'agit maintenant d'étudier la qualité de la transformation énergétique. Pour une machine frigorifique la définition traditionnelle du rendement est le rapport entre la chaleur soutirée à la source froide Q_{evap} et l'énergie apportée par le compresseur W_{comp}.

$$\varepsilon_{c\lim} = \frac{|P_{evap}|}{W_{comp}} \quad (13)$$

Une telle formulation induit cependant des rendements supérieurs à l'unité (tableau 2.2); c'est d'ailleurs pourquoi on préfère l'appellation « coefficient de performance » (COP). Cette efficacité supérieure à l'unité traduit une interprétation du rendement en termes de bilan énergétique, le rendement étant alors le rapport

entre l'énergie utile et l'énergie utilisée. Or, comme nous le verrons plus en détail dans le chapitre consacré à la modélisation, l'efficacité d'un cycle thermodynamique est avant tout liée à la notion de qualité de l'énergie plutôt qu'à sa quantité : « une machine thermique ne consomme ou ne produit pas d'énergie, elle transfère une certaine quantité d'énergie au prix d'une dégradation de la qualité de celle-ci ».

Pour suivre un tel raisonnement il faut faire appel aux deux principes de la thermodynamique et les appliquer au fluide frigorigène au cours d'un cycle complet. Le premier principe établit que la quantité d'énergie transférée depuis l'évaporateur jusqu'au condenseur ($Q_{evap} + Q_{cond}$) est égale à la quantité d'énergie mécanique fournie par le compresseur (W_{comp}):

$$W_{comp} + Q_{evap} + Q_{cond} = 0 \quad (14)$$

Le second principe de la thermodynamique consiste en un bilan d'entropie. Au cours du cycle le fluide échange de l'entropie avec son environnement de deux façons : lors des transferts thermiques (évaporateur/condenseur) et lorsque le fluide subit une transformation irréversible (c'est-à-dire que l'énergie qu'il contient perd en qualité).

$$\underbrace{\Delta_i S}_{\text{entropie créée}} + \underbrace{\frac{Q_{evap}}{T_{evap}} + \frac{Q_{cond}}{T_{cond}}}_{\text{entropie échangée}} = 0 \quad \Delta_i S \geq 0 \text{ second principe} \quad (15)$$

Parmi les sources d'irréversibilité des composants on trouve le fait que la compression ne soit pas isentropique, les pertes de charges dans les conduites ainsi que la différence de température entre le fluide frigoporteur et l'air extérieur. Une analyse plus détaillée de ces irréversibilités est disponible dans les publications [18] [19]. La combinaison des formules (13) et (15) permet de ré-exprimer le rendement de la boucle en fonction en faisant apparaître le COP de la machine de Carnot évoquée précédemment lors du chapitre sur le cycle moteur:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{|Q_{evap}|}{W_{comp}} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} \times \left(1 - \frac{T_{cond} \Delta_i S}{W_{comp}} \right) \\ &= COP_{carnot} \times \left(1 - \frac{T_{cond} \Delta_i S}{W_{comp}} \right) \end{aligned}$$

COP_{carnot} représente le coefficient de performance d'un système idéal et comme dans le cas du moteur à combustion interne, sa valeur ne dépend que des niveaux de température des sources utilisées. Il augmente quand l'écart entre les températures d'évaporation et de condensation diminue. Compte tenu de l'équation (15), le deuxième terme se réécrit :

$$\left(1 - \frac{T_{cond} \Delta_i S}{W_{comp}} \right) = \frac{W_{comp} - T_{cond} \times \Delta_i S}{W_{comp}} = \frac{\Delta_X E_{reel}}{\Delta_X E_{isentropique}} = \eta_{exergétique}$$

Avec $\Delta_X E_{reel}$ l'exergie du fluide et $\eta_{exergétique}$ le rendement exergétique du cycle. La notion d'exergie est développée plus en détail dans la thèse de J.Marachlian et nous retiendrons ici qu'elle exprime la quantité d'énergie que le fluide peut effectivement restituer ; autrement dit, il s'agit de sa qualité. Le rendement ainsi

peut être exprimé comme le produit du coefficient de la machine parfaite et du rendement exergetique qui lui traduit les imperfections réelles du cycle.

$$\mathcal{E}_{reel} = COP_{carnot} \times \eta_{exergetique}$$

Une telle approche permet de distinguer le rendement technologique (les irréversibilités individuelles dans les composants) du rendement thermodynamique. Dans le tableau 2.2 les différents rendements pour les points de puissance maximale sont justement présentés ; on peut effectivement y remarquer que le rendement exergetique est bien inférieur à l'unité. Celui-ci se dégrade d'ailleurs avec la vitesse de rotation de compresseur notamment à cause des pertes mécaniques par frottement. Le rendement se dégrade également avec le débit dans la boucle ce qui est du à l'augmentation des pertes de charge. Finalement, en première approche on retiendra un rendement exergetique de l'ordre de 2/3.

Vitesse véhicule (km/h)	T _{air} (°C)	RPM _{compresseur} (tr/min)	Qfréon (kg/s)	COP	COP _{carnot}	η _{exergetique}
30km/h	35	2650	0,05	3,04	4,2	0,72
50km/h	35	2600	0,052	3,13	4,5	0,69
120 km/h	35	3675	0,069	2,61	4,2	0,62
120 km/h	20	3675	0,071	2,85	4,5	0,63
210 km/h	20	4950	0,085	2,2	4	0,55

Tableau 2.2 : Rendements du cycle frigorifique d'après simulation AMEsim

3. LE REFROIDISSEMENT DE L'ADMISSION PAR LA BOUCLE DE CLIMATISATION

Après avoir étudié le fonctionnement de la boucle de climatisation et compris les mécanismes du remplissage il s'agit maintenant de rassembler les connaissances pour effectuer une première estimation de performances. Les deux premières parties de ce paragraphe retracent la démarche qui a conduit au choix de l'architecture du système et de ses stratégies de pilotages. De ce travail ressort le concept « d'hybridation thermique » dont nous estimons finalement la pertinence dans chacun des trois domaines où la réduction de la température admission peut s'avérer bénéfique. C'est-à-dire au point de puissance maximale pour le downsizing, lors d'une accélération pied plancher de 40 à 120km/h pour le downspeeding et sur cycle NEDC pour la dépollution.

3.1. LE REFROIDISSEUR DE GAZ

A ce stade du raisonnement nous disposons d'un échangeur très basse température (TBT), c'est-à-dire dont la température est inférieure à dix degrés Celsius. La première étape consiste à définir son emplacement et le dimensionner.

3.1.1. EMBLACEMENT DANS LA LIGNE DE GAZ

Le refroidissement TBT des gaz d'admission est un thème peu étudié et seules trois publications [21], [22], [23] font état d'un tel couplage ; ceci exclusivement dans le cas d'une motorisation essence (l'objectif étant de réduire le phénomène de cliquetis). Trois brevets déposés par Ford en 2003 [24], 2004 [25] et 2005 [26] montrent que le sujet possède cependant une actualité. Le premier brevet décrit un turbocompresseur dans lequel s'évapore le fluide frigorigène, ceci dans le but d'obtenir une compression isotherme. Le deuxième brevet est ensuite étendu au refroidissement des gaz d'admission tel que nous le présentons depuis le début de ce chapitre, c'est-à-dire après le RAS. Le troisième brevet voit l'introduction d'un circuit d'eau entre l'échangeur TBT et la boucle de climatisation pour servir d'inertie thermique; nous arriverons à la même conclusion. Dans le cas d'un moteur en configuration EGR-BP nous avons envisagé trois emplacements :

- **Configuration 1 :** Ce sont les gaz recirculés à haute pression (HP) qui sont refroidis à très basse température. Le système n'est actif que lorsque des gaz sont effectivement recirculés, ce qui est cohérent avec l'objectif de réduction des émissions de polluants. Par contre cette configuration ne permet pas de refroidir les gaz aux pleines charges (il n'y a alors pas d'EGR) ce qui exclut tout gain en downsizing ou downspeeding.
- **Configuration 2 :** Il s'agit de refroidir les gaz recirculés à basse pression. Cette proposition est exclue car la condensation de ces gaz d'échappement provoque l'apparition de gouttelettes qui détruiraient le compresseur. L'installation d'un séparateur en sortie de l'échangeur pourrait régler le problème mais surtout complexifier le système.
- **Configuration 3 :** Dans ce cas c'est le mélange en sortie de l'échangeur de suralimentation qui est refroidi. Il s'agit de la solution la plus intéressante dans le cas d'un moteur en configuration EGR BP car le système est efficace sur toute l'enveloppe de fonctionnement et présente donc un potentiel en termes de dépollution et d'effet d'échelle. C'est la solution qui est retenue pour la suite du document.

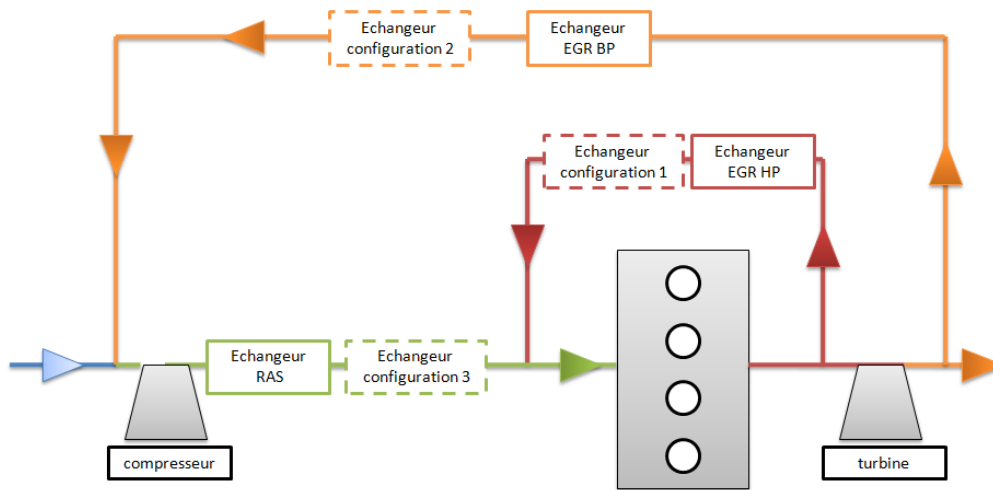


Figure2.41: Configurations possibles pour l'échangeur TBT

3.1.2. GEOMETRIE DE L'ÉCHANGEUR

L'objectif est ici d'effectuer une première estimation des performances et de l'encombrement de l'échangeur TBT. Anticipant sur le paragraphe suivant on peut déjà dire que c'est de l'eau qui coule dans le côté froid de l'échangeur car un couplage direct entre le fréon et les gaz d'admission n'est pas envisageable en termes de temps de réaction de la boucle. De toute façon dans les deux cas on peut faire l'hypothèse que le coefficient d'échange thermique du côté froid est bien plus important que l'échange côté chaud et c'est donc la définition de la géométrie côté gaz qui est importante. Dans le cadre de cette pré-étude nous faisons justement l'hypothèse que la technologie utilisée est la même que celle d'un échangeur de suralimentation traditionnel : tube-ailettes à courants brassés non croisés (ANNEXE 4).



Figure2.42: Géométrie de l'échangeur TBT côté gaz

a. ECHANGE THERMIQUE

L'échangeur sera ultérieurement modélisé plus précisément, notamment pour prendre en compte les effets de la condensation sur ses performances. Mais dans un premier temps nous avons utilisé la méthode NUT, ou nombre d'unité de Transfert, développée par Kays et London [27]. La démarche est basée sur l'introduction de deux nombres adimensionnels (R_{NUT} et NUT) à partir desquels s'exprime l'efficacité de l'échangeur. Cette relation dépend de la technologie d'échangeur et plus particulièrement de la configuration d'écoulement. Pour l'échangeur de suralimentation (configuration courants croisés) nous avons :

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{e^{-R \times NUT^{0,78}} - 1}{R \times NUT^{-0,22}}\right) \quad (16)$$

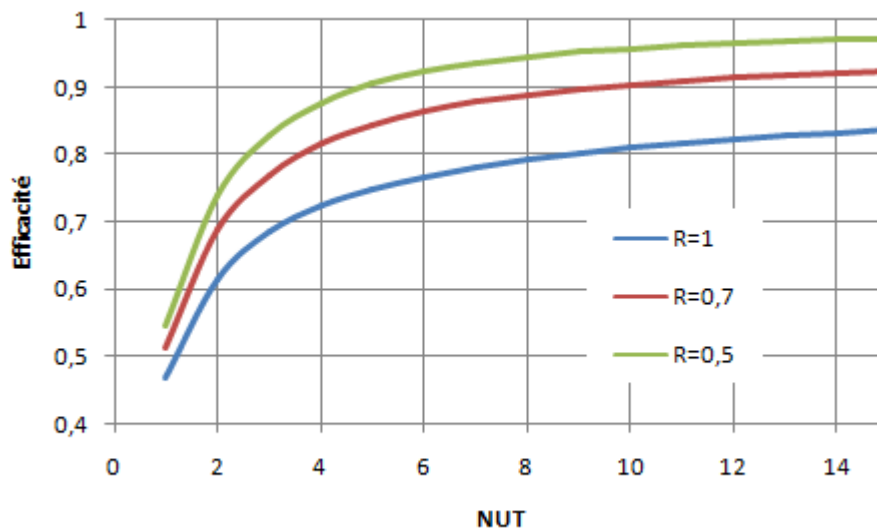


Figure 2.43: Efficacités de l'échangeur en fonction du facteur de déséquilibre

Le premier nombre adimensionnel, le facteur de déséquilibre R_{NUT} , représente le rapport des débits thermiques (C_i [J.K⁻¹]) minimaux et maximaux des deux côtés de l'échangeur.

$$R_{NUT} = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (17)$$

Pour un fluide monophasique, le débit thermique représente le coût énergétique d'une variation unitaire de température:

$$C_{\text{gaz}} = Qm_{\text{gaz}} \times CP_{\text{gaz}} \quad (18)$$

$$C_{\text{eau}} = Qm_{\text{eau}} \times CP_{\text{eau}}$$

Avec CP_i les capacités calorifiques des fluides et Q_m leurs débits respectifs. Dans le cas d'un échange impliquant un fluide diphasique, par exemple le fréon ou les gaz d'admission humides, une telle définition des débits thermiques n'est cependant pas possible car les capacités calorifiques des fluides varient trop le long de l'échangeur. C'est d'ailleurs pourquoi nous avons anticipé sur la technologie gaz/eau plutôt que la technologie gaz/fréon. Par contre pour les gaz humides le problème reste présent et dans un premier temps nous ferons l'hypothèse que le débit thermique du gaz humide est égal au débit thermique du gaz sec. Le deuxième nombre adimensionnel est le NUT, défini comme le rapport entre le coefficient d'échange thermique global de l'échangeur ($H_{conv} \times S_{ech}$) et le débit de capacité thermique le plus faible C_{min} :

$$NUT = \frac{H_{conv} \times S_{ech}}{C_{min}} \quad (19)$$

Le NUT est une image de la capacité de l'échangeur à évacuer le débit thermique minimal. S_{ech} (m^2) représente la surface d'échange et H_{conv} ($W.m^{-2}.K^{-1}$) le coefficient d'échange global par convection entre les deux fluides. Celui-ci s'exprime simplement en fonction du nombre de Nusselt côté gaz (Nu_{gaz}) car la résistance côté fréon est supposée négligeable.

$$H_{conv} = Nu_{gaz} \times \frac{\lambda}{D_h}$$

Avec λ la conductivité thermique du gaz et D_h le diamètre hydraulique de l'écoulement. Le nombre de Nusselt dépend du débit de gaz et son expression est donnée dans l'ANNEXE4. Celle-ci est issue des données du fabricant et on supposera qu'elle reste valable lorsque la longueur de l'échangeur varie. Car pour cette étude nous ne ferons varier que la longueur de l'échangeur. Soit $L_{echangeur}$ la longueur de l'échangeur nous avons alors :

$$NUT = \frac{H_{conv} \times S_{echangé_linéaire} \times L_{echangeur}}{C_{min}} \quad (20)$$

Une fois l'efficacité connue, la puissance réellement transférée ($Q_{echangeur}$) au cours de l'échange est déterminée à partir de la puissance maximale transférable Q_{max} qui est extrapolée à partir des températures d'entrée des deux fluides $T_{eau_entrée}$ et $T_{gaz_entrée}$:

$$Q_{max} = C_{min} \times (T_{gaz_entree} - T_{eau_entree}) \quad (21)$$

$$Q_{echangeur} = Q_{max} \times \epsilon_{echangeur}$$

b. PERTE DE CHARGES ET ENCOMBREMENT

En plus des performances thermiques il est également nécessaire de disposer d'une première estimation des pertes de charges et de l'encombrement de cet échangeur. Pour les pertes de charges on utilise un modèle dit de section équivalente, c'est-à-dire que la perte de charge est liée au carré du débit selon la relation :

$$\Delta P = \frac{1}{2\rho_{gaz}} \times \left(\frac{Qm_{gaz}}{S_{equivalente}} \right)^2$$

Les cartographies d'essai du fabricant de l'échangeur permettent de déterminer la section équivalente (S_{eq}) de l'échangeur de taille initiale $L_{ini}=657\text{mm}$. Pour extrapoler la formule à un échangeur de longueur différente on suppose alors que les pertes de charges varient linéairement avec la longueur de l'échangeur :

$$\Delta P(L_{echangeur}) = \frac{L_{echangeur}}{L_{ini}} \frac{1}{2\rho_{gaz}} \times \left(\frac{Qm_{gaz}}{S_{equivalente}} \right)^2 \quad (22)$$

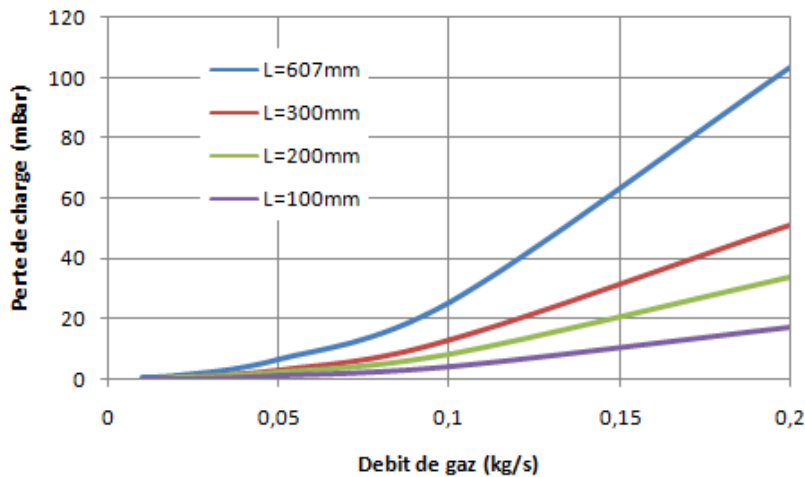


Figure2.44: Pertes de charge dans l'échangeur

Toujours en fonction des propriétés de l'échangeur de série, on interpole la masse, le volume et la surface d'échange de l'échangeur :

$L_{echangeur}$ (m)	$S_{echange}$ (m^2)	$M_{echangeur}$ (kg)	$V_{echangeur}$ (L)
0,657	2,6	2,55	5,5
0,3	1,19	1,16	2,51
0,2	0,36	0,35	0,76
0,1	0,06	0,05	0,12

3.1.3. PERFORMANCES

Nous cherchons ici à fixer la longueur de l'échangeur. L'objectif est d'assurer une température d'admission inférieure à 15°C tout au long du cycle NEDC mais également à puissance maximale. Compte tenu des résultats, nous choisirons finalement une longueur de trente centimètres.

a. PERFORMANCES A P_{MAX}

Reprenant les cartographies d'essais sur banc d'un moteur M9rb760 (2.0 dci), le point de puissance maximale est défini par les caractéristiques suivantes :

$$\begin{cases} P_{\max} = 123 \text{ kW} \\ RPM_{P_{\max}} = 4000 \text{ tr / min} \\ C_{P_{\max}} = 296 \text{ N.m} \\ PME = 18,63 \text{ bar} \end{cases}$$

Les mêmes cartographies donnent la pression P_{gaz} la température T_{gaz} et le débit des gaz admis en sortie de l'échangeur de suralimentation, c'est-à-dire là où l'échangeur TBT est placé.

$$\begin{cases} Qm_{\text{gaz}} = 618 \text{ kg / h} \\ P_{\text{gaz}} = 2900 \text{ mbar} \\ T_{\text{gaz}} = 50^{\circ}\text{C} \\ \rho_{RAS} = 3,127 \end{cases}$$

On utilise maintenant les expressions (19), (20) et (21) relatives aux calculs de l'efficacité et de la température de sortie du gaz. Les pertes de charges sont données dans l'équation (22). L'expression de la puissance du moteur en fonction du débit d'air (2) permet de lier directement la masse volumique à l'augmentation de puissance selon :

$$\%Puissance = \frac{\rho_{\text{gaz}} - \rho_{RAS}}{\rho_{RAS}}$$

$L_{\text{échangeur}}$ (m)	$\epsilon_{\text{échange}}$	$T_{\text{collecteur}}$ (°C)	Q_{ech} (W)	ΔP_{gaz} (mbar)	P_{TBT} (kg/m ³)	% Puissance
0.4	0,86	10	6688	46	3,514	12,3
0.3	0,78	14	6092	35	3,47	10,9
0.2	0,65	20	5000	24	3,418	9
0.1	0,42	30	3271	18	3,312	5,9

b. PERFORMANCES SUR CYCLE

Sur cycle normatif (donc avec EGR) la méthode NUT-efficacité ne peut plus être utilisée pour prédire les performances de l'échangeur car la condensation modifie à la fois les bilans thermiques mais également les coefficients d'échange. A ce stade de l'étude nous ne disposons cependant pas de modèle d'un tel échangeur et nous avons fait l'hypothèse que l'on pouvait utiliser la méthode pour déterminer la puissance échangée

$$C_{air_humide} = C_{air_sec} = Qm_{gaz} \times CP_{gaz}$$

$$Q_{humide} = Q_{sec} = \varepsilon \times Q_{max}$$

Par contre nous tenons compte de l'humidité du gaz pour déterminer la température finale. Comme dans le chapitre d'introduction nous effectuons un bilan d'enthalpie sur le gaz entre l'entrée et la sortie de l'échangeur pour déterminer le taux de condensat et la température de sortie du mélange. Le calcul n'est pas explicite et il nécessite l'introduction d'une boucle conditionnelle dans le modèle. Pour cela on commence par faire une hypothèse sur la température de sortie T_{sortie} . A partir de cette valeur on compare la pression de saturation à la sortie avec la pression de vapeur à l'entrée :

$$P_{vap}(T_{sortie}) = \min(P_{vap}(T_{entree}), P_{sat}(T_{sortie}))$$

Si la pression de vapeur est supérieure à la pression de saturation, cela signifie qu'il y a eu condensation et la nouvelle humidité absolue est donnée par l'équation suivante :

$$W_{vap}(T_{sortie}) = 0,622 \times \frac{P_{vap}}{P_{gaz} - P_{vap}}$$

Connaissant la température et l'humidité absolue on peut alors déterminer les enthalpies en entrée et en sortie de l'échangeur suivant les formules développées dans l'ANNEXE1. Finalement un bilan d'enthalpie donne la puissance échangée :

$$Q_{humide} = Qm_{gaz} \times (h(T_{sortie}) - h(T_{entree}))$$

Cette puissance échangée qui a été déterminée à partir d'une température hypothétique est alors comparée à la puissance réellement échangée et le processus est réitéré jusqu'à obtenir la température et l'humidité absolue de sortie compatible avec ce bilan de puissance, ce qui contribue à augmenter le temps de calcul général du modèle (figure 2.45).

Echangeur TBT: modele NUT/efficacite

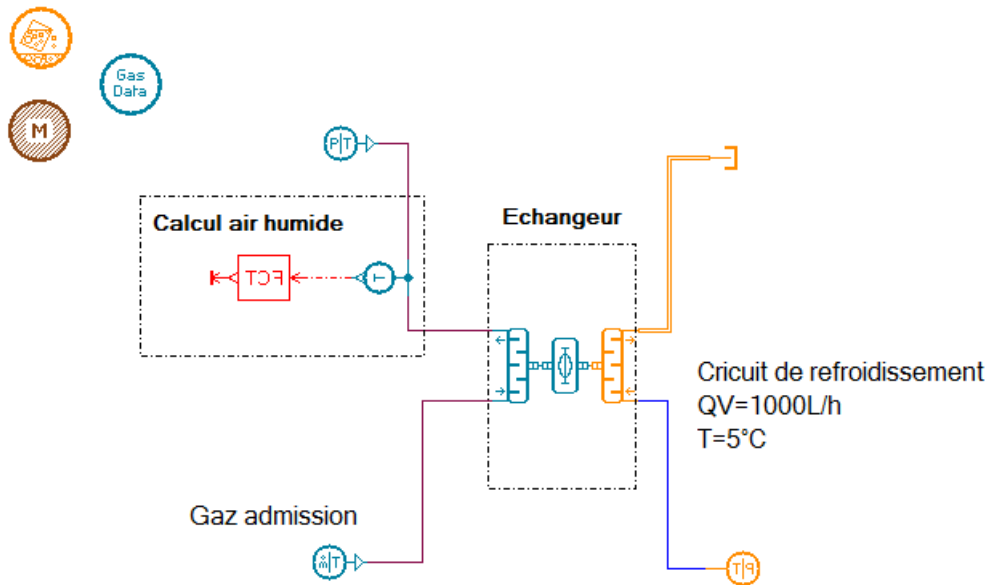


Figure 2.45: Simulation de l'échangeur sous AMESim

Nous effectuons ici une simulation à partir de données issues de l'essai d'une Laguna3 sur un banc à rouleaux. La motorisation est un moteur M9rb en configuration EGR-BP et les données disponibles qui serviront à alimenter le modèle AMESim sont : la température en sortie de l'échangeur RAS, la pression des gaz mesurée au répartiteur d'admission ainsi que le débit de gaz et son humidité. Ces deux dernières variables ne sont pas mesurées directement mais estimées à partir du taux d'EGR et du débit d'air frais selon les formules de l'ANNEXE1. On remarque sur la figure 2.46 que seuls les échangeurs de 30 et 40cm respectent le critère de température. La figure 2.47 présente les quantités d'eau condensée au cours du cycle.

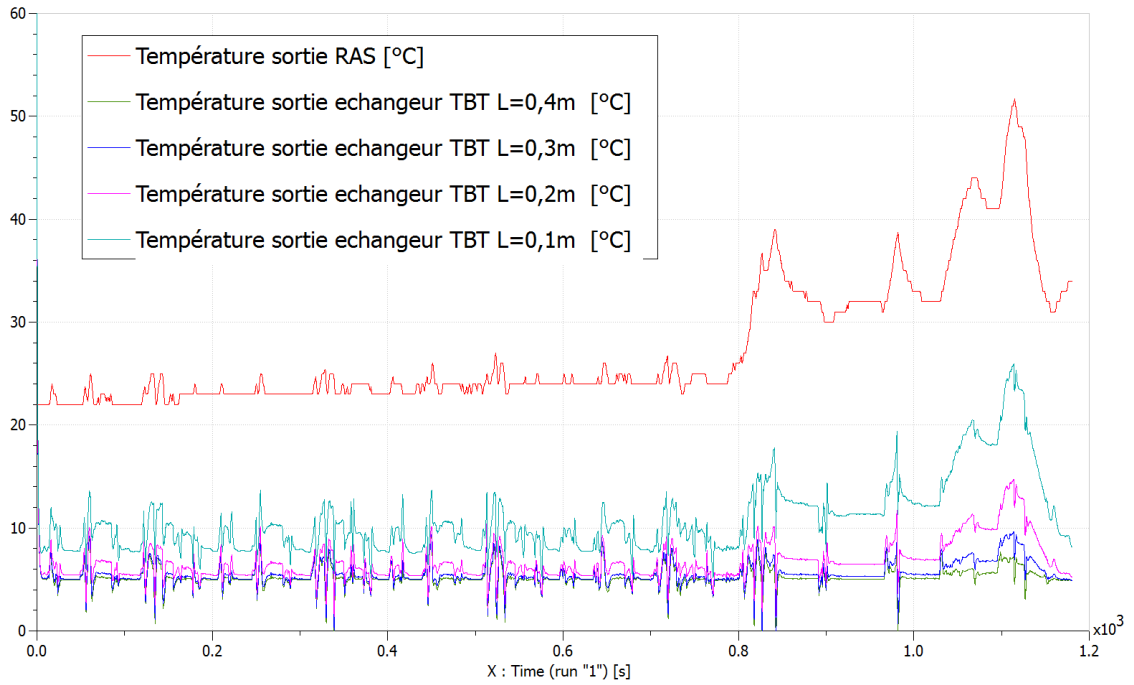


Figure2.45: Profils de température sur cycle NEDC

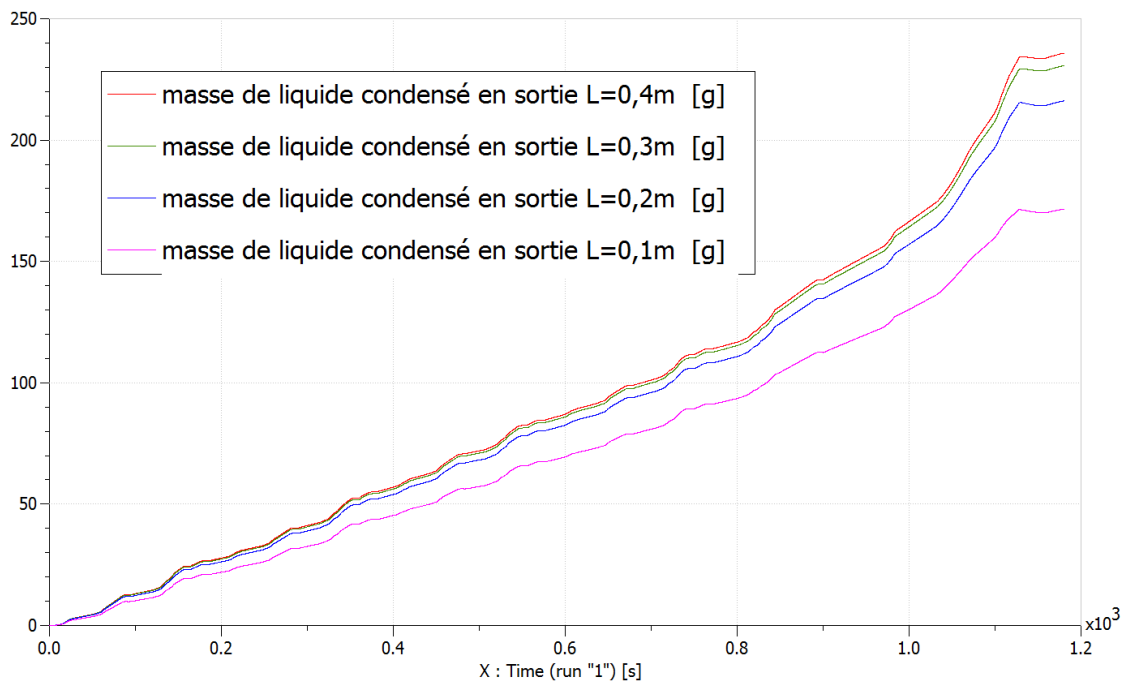


Figure2.46: Quantités cumulées d'eau condensée sur cycle NEDC

3.1.4. LE CIRCUIT TBT

Dans les calculs précédents la puissance thermique nécessaire était supposée fournie instantanément par la boucle de climatisation. On parlera alors de couplage direct et c'est le fréon qui circule directement dans l'échangeur TBT ; c'est le principe du deuxième brevet de FORD. On peut simuler ce cas en supposant que le fréon entre dans l'échangeur à 3 bars et en quantité suffisante pour ressortir non surchauffé. La figure 2.47 présente le profil de puissance auquel la boucle de climatisation serait alors confrontée. Celui-ci est très variable car la puissance échangée du côté du gaz varie avec les dynamiques rapides de la pression, de la température et de l'humidité des gaz d'admission. Technologiquement cela pose des problèmes de temps de réponse de la boucle, la simulation d'un tel couplage avec le logiciel AMESim c'est d'ailleurs révélée impossible numériquement.

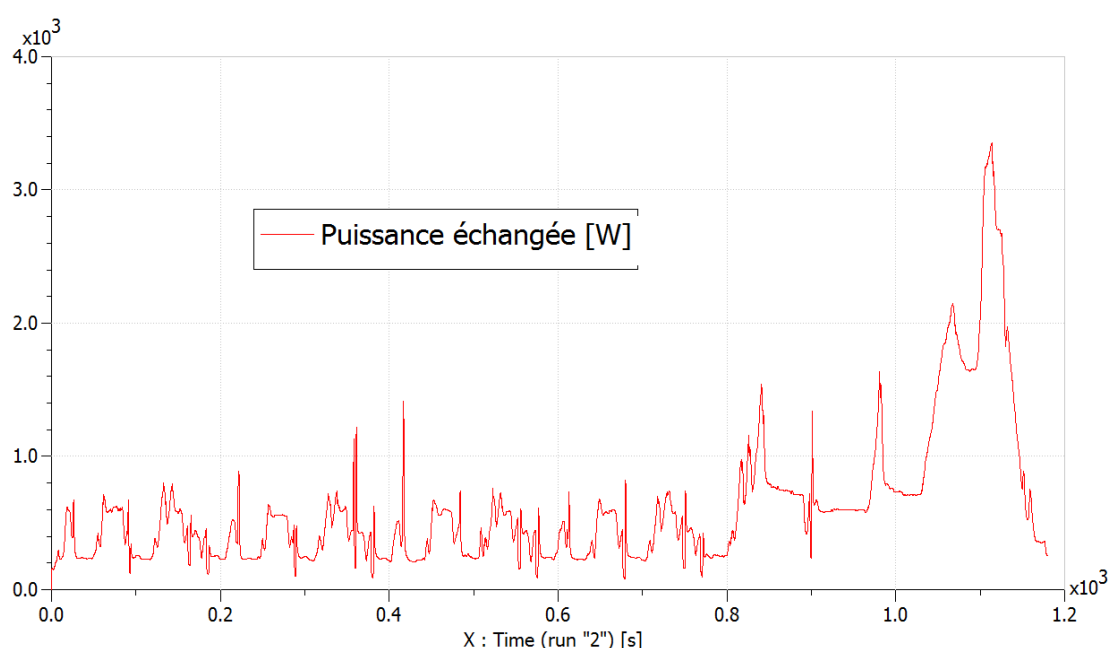


Figure2.47:Simulation de l'échangeur sous AMESim

L'idée consiste donc à introduire une inertie thermique entre l'échangeur de suralimentation TBT et la boucle de climatisation. Technologiquement il existe différentes solutions comme augmenter la masse métallique de l'échangeur TBT ou garnir celui-ci d'un matériau à changement de phase. Dans le cadre de cette étude nous avons retenue la solution qui semblait la plus simple et contrôlable, c'est-à-dire un circuit d'eau intermédiaire : **le circuit TBT**. Tel que présenté dans la figure 2.48 celui-ci se compose d'un échangeur gaz/eau (l'échangeur TBT), d'un échangeur eau/fréon, d'une pompe et d'un bocal de dégazage fixant la pression du circuit à la pression atmosphérique.

Circuit d'eau très basse température (TBT)

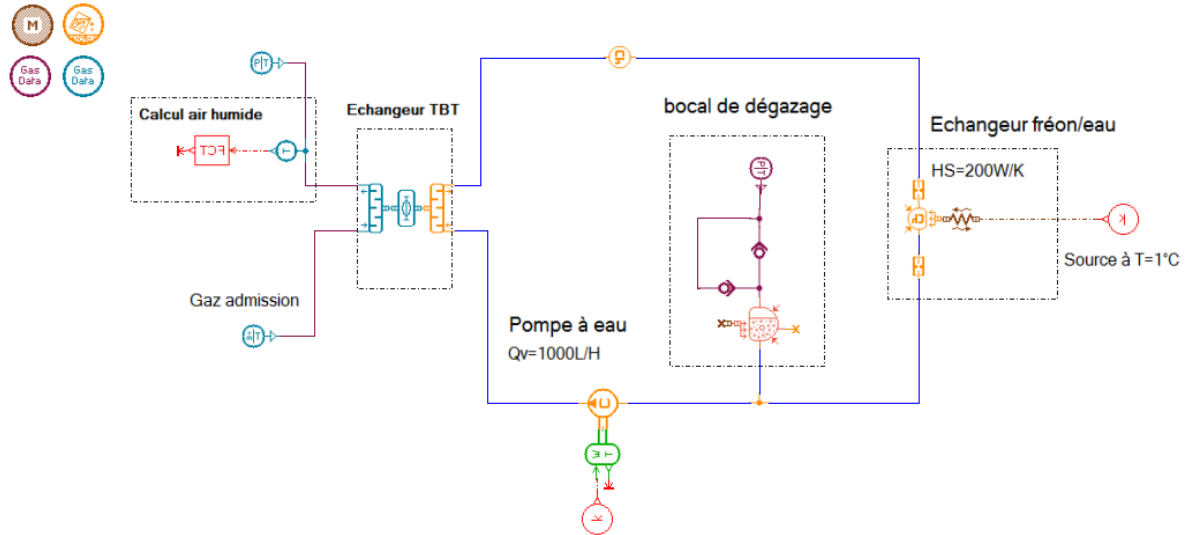


Figure2.48: Circuit très basse température

Dans un premier temps le débit dans le circuit est supposé égal à 1000L/h car c'est l'ordre de grandeur pour une pompe automobile classique fonctionnant sous 12V. On fait également le choix d'une technologie d'échangeur fréon/eau de type *échangeur à plaques*; il s'agit en effet de l'échangeur le plus compact pour ce type de transfert thermique. Les caractéristiques de celui-ci sont obtenues par un pré-dimensionnement avec un fabricant (AlfaLaval). Partant du principe que l'objectif de température admission de 15°C ne peut être atteint que si la température du circuit d'eau est inférieure à 12°C (notamment à la sortie de l'échangeur TBT), nous avons établi le cahier des charges tel que la boucle de climatisation soit capable de refroidir le liquide à 5°C :

	Fréon	Eau
Température d'entrée	1,9°C	12°C
Température de sortie	1,9°C	5°C
Débit	200 kg/h	1000L/h
Puissance échangée	8800W	8800W

La réponse apportée par le fournisseur est un échangeur de 42 plaques brasées entre elles et de 3mm d'épaisseur chacune. Les principales caractéristiques de l'échangeur sont données ci-dessous :

Masse (kg)	Volume (L)	S_{echange} (m ²)	H_{conv} (W/mK)	ΔP_{eau} (mbar)	ΔP_{freon} (mbar)
2,2	1,6	0.491	3000	32	52

Il reste à spécifier le volume d'eau contenue dans la boucle et dans un premier temps nous choisirons la valeur arbitraire de 2L. Le système est simulé sur la dernière partie du cycle NEDC qui correspond à une accélération de 0 à 120km/h en 310 secondes. On peut observer sur la figure 2.49 la façon dont le circuit a filtré les variations brutales de puissance entre l'échangeur TBT et l'échangeur fréon/eau. C'était l'objectif recherché, de plus un tel « tampon énergétique » permet de découpler l'accélération et la consommation du compresseur.

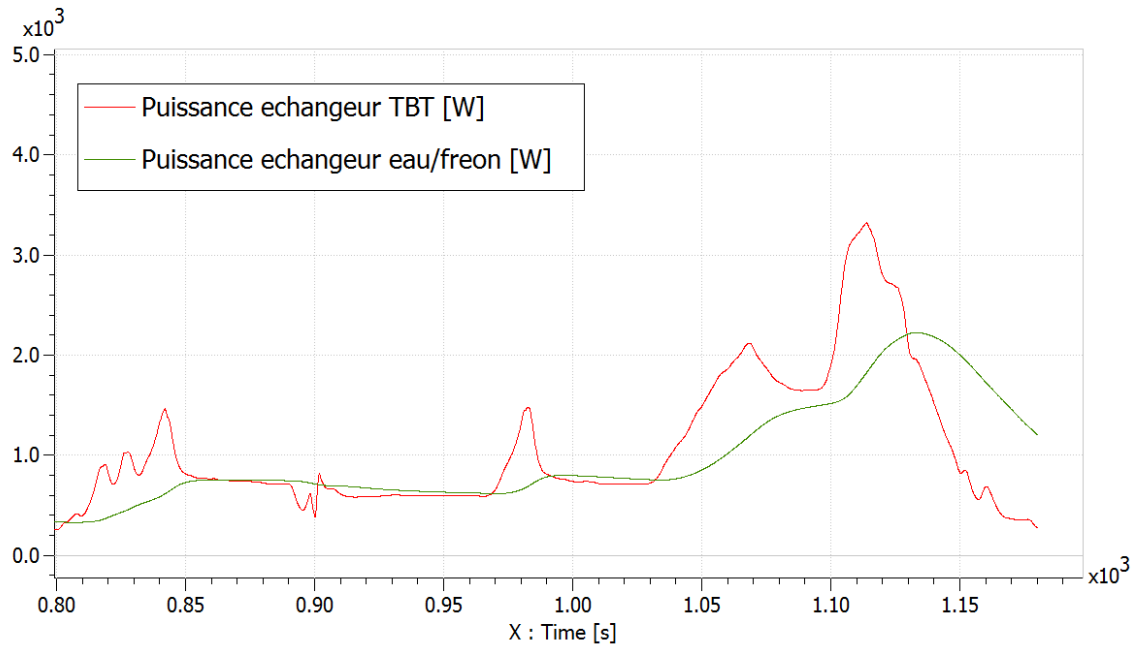


Figure 2.49: Puissance thermique des composants du circuit TBT

Mais si le couplage entre l'admission et la boucle de climatisation a été atténué, il est toujours présent. En poussant le concept plus loin, on peut envisager de découpler complètement l'admission et la boucle de climatisation dans le but de produire les frigories lorsque le véhicule freine, c'est-à-dire lorsque la puissance mécanique est gratuite (car destinée à être évacuée par les freins). Au-delà d'un simple filtre thermique, le circuit TBT agit alors comme tampon énergétique qui permet de mettre en place des stratégies de freinages récupératifs. C'est précisément sur ce point que se situe l'originalité du brevet déposé, celui-ci découle directement de l'utilisation d'une approche dynamique intégrant les stratégies de contrôle.

3.2. ESTIMATION DES PERFORMANCES DU SYSTEME

L'objectif ici est d'obtenir une estimation du potentiel de reconstruction du stock de frigories avec un freinage récupératif. Pour cela on simule la partie finale du cycle NEDC, c'est à dire l'enchaînement d'une accélération de 0 à 120km/h suivie d'un freinage (figure 2.51). Lors de la décélération, le compresseur est embrayé et sa cylindrée poussée au maximum. Pour cela nous ajoutons au modèle la partie climatisation présentée précédemment (figure 2.50).

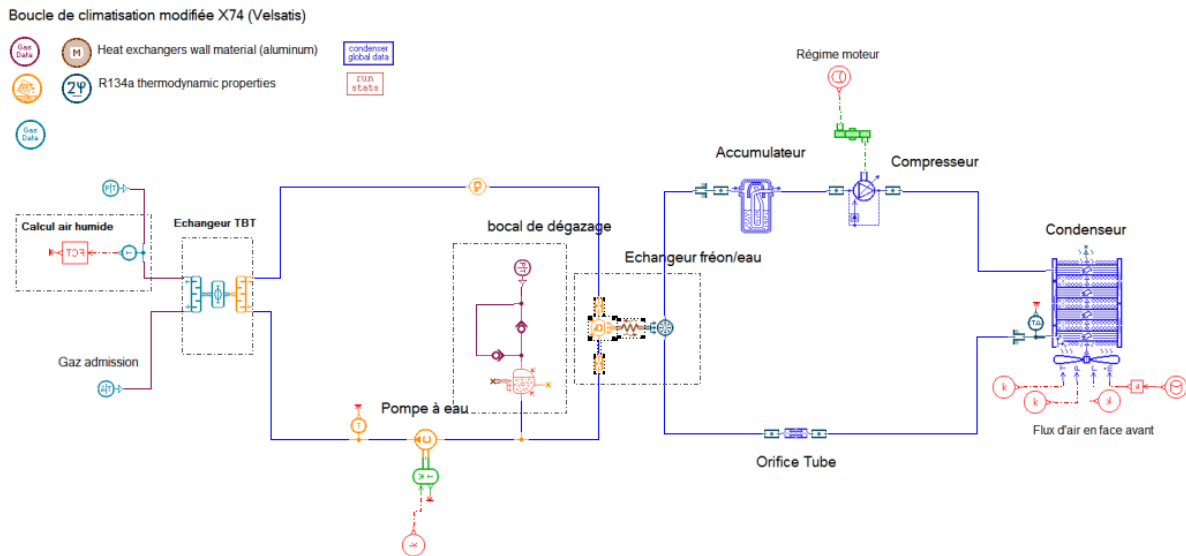


Figure2.50: Diagramme entropique cycle de Sabathé

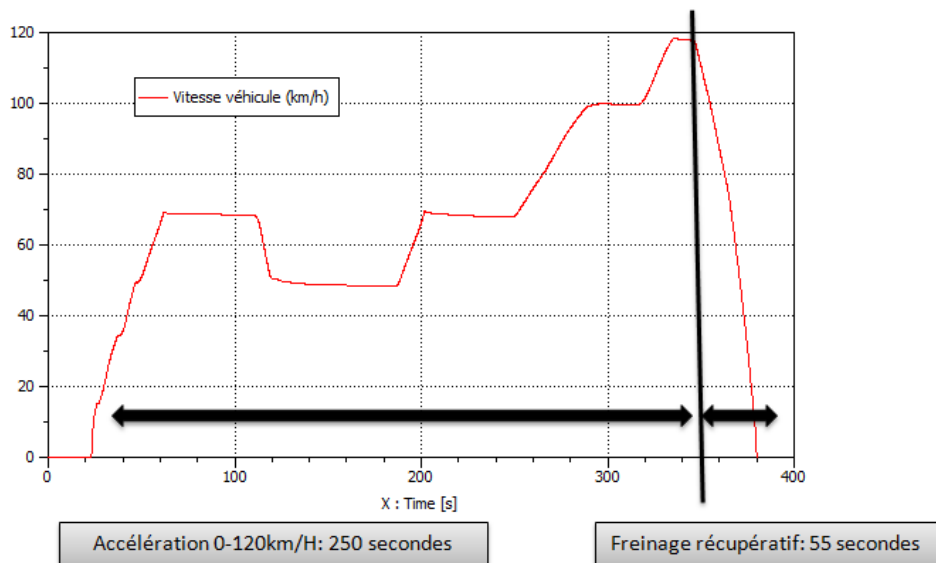


Figure2.51: cycle de roulage simulé

Pour cette étude dynamique l'inertie du circuit TBT est de première importance puisque qu'elle détermine la température de l'eau, et donc celle des gaz d'admission, à la fin de l'accélération. Le poids étant source de surconsommation générale du véhicule le volume d'eau doit être limité et nous remarquons que même avec 4L de liquide (hypothèse haute) la température à la fin de l'accélération excède les 10°C du cahier des charges.

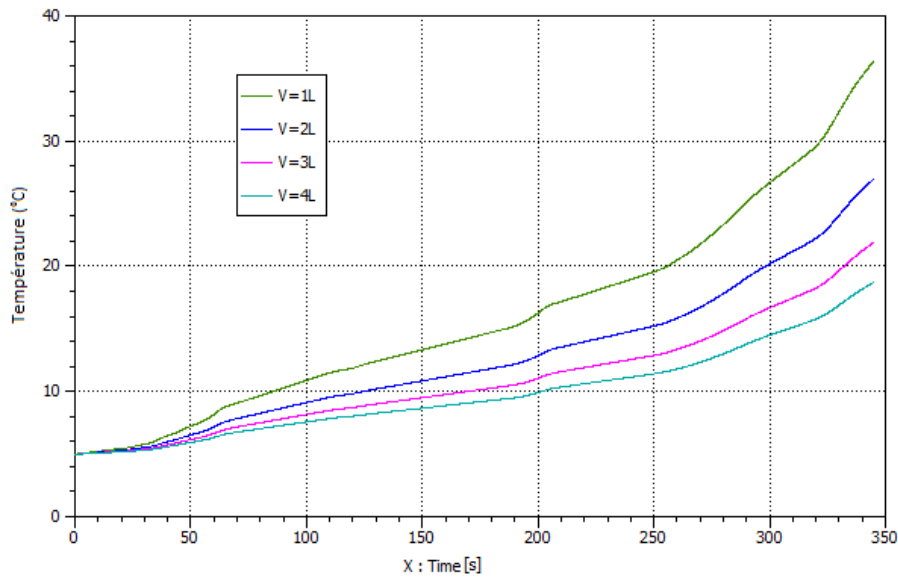


Figure2.52: Température du circuit d'eau TBT lors de l'accélération

S'agissant du freinage nous remarquons que l'inertie thermique (et donc la température au début du processus) n'a pas d'importance puisque dans les 4 cas la température du circuit TBT atteint 9°C, c'est-à-dire 4 degrés au dessus de la température initiale.

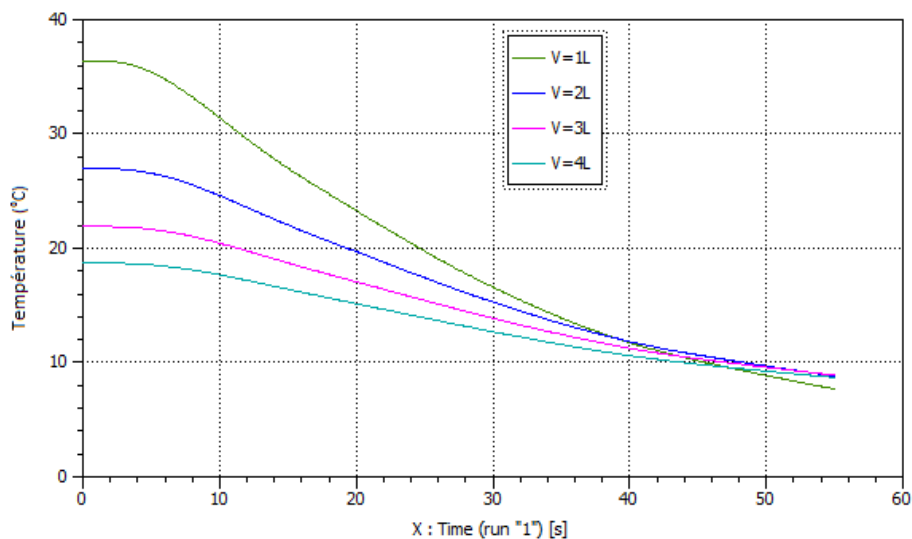


Figure2.53: Température du circuit d'eau TBT lors du freinage

La figure 2.54 présente l'évolution de la température d'eau sur l'ensemble du cycle pour un volume d'eau de 2L. Le stock n'est pas régénéré mais il semble y avoir un potentiel. Plusieurs inconnues technologiques demeurent cependant quant à la capacité du compresseur de résister à de telles contraintes ou encore l'encombrement d'un tel système.

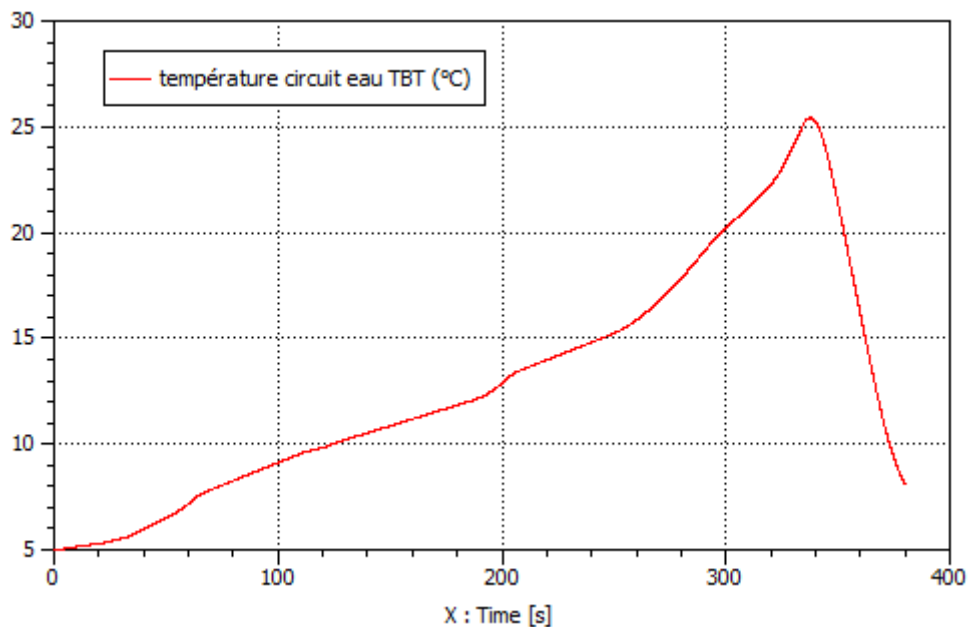


Figure2.54: Température du circuit d'eau TBT pendant le cycle

Conclusions du deuxième chapitre :

Dans le premier paragraphe de ce chapitre nous avons rappelé les principes du moteur par allumage à compression dans le but d'identifier les effets d'un sous refroidissement des gaz d'admission. Deux sources de gain potentiel en termes d'émissions de polluants ont été identifiées et illustrées par des exemples :

- L'amélioration du remplissage moteur permet d'augmenter la puissance moteur en pleine charge permet de modifier les rapports de la boîte de transmission (downspeeding) et/ou de la cylindrée du moteur (downsizing). Pour l'exemple cité, une diminution de température de 40°C entraîne une augmentation de 12% de la puissance moteur maximale.
- A charge partielle, la diminution de la température d'admission améliore le rendement exergétique du groupe motopropulseur. Un tel gain s'exprime cependant au prix d'une modification des réglages du moteur tel que la pression de suralimentation, le taux de gaz recirculés ou encore les paramètres d'injection ; niveau de détail non disponible avec notre outil de simulation. Des essais sur banc monocylindre ont cependant confirmé la tendance à la baisse de la consommation et des émissions de polluants.

Le deuxième paragraphe synthétise des connaissances relatives à la boucle de climatisation, notamment le principe de régulation qui consiste à maintenir une pression BP constante. Ce système consomme de l'énergie mécanique directement prélevé au moteur dont nous cherchons justement à augmenter la puissance et c'est pourquoi nous avons également mis l'accent sur le rendement de la boucle. Finalement de ces observations émerge un concept de système innovant qui consisterait à refroidir les gaz d'admission par un circuit d'eau refroidi par la boucle de climatisation. Le troisième paragraphe est ainsi consacré à la simulation d'un tel système dans le but d'établir un cahier des charges et de performances. Nous montrons alors qu'il est possible d'intégrer un système de refroidissement embarqué capable de se régénérer thermiquement lors d'un freinage récupératif.

III. MODELISATION DU SYSTEME

La simulation numérique permet de visualiser les conséquences de plusieurs configurations possibles à moindre coût. Mais avant de simuler, la première étape consiste à modéliser, c'est à dire mettre en équation le comportement de la matière et des fluides. Dans le cas du système thermique d'un véhicule la modélisation est pluridisciplinaire puisqu'elle couvre des phénomènes physiques intervenant dans des domaines aussi variés que le confort du passager, le refroidissement du moteur ou bien la montée en température de l'huile moteur. Elle est également multi-échelle car son champ d'application va de l'étude de la condensation à l'optimisation globale des flux d'énergie dans le véhicule. La modélisation doit également être dynamique c'est-à-dire capable de décrire le déroulement de ces processus au cours du temps.

Ce chapitre répond à deux objectifs. Le premier consiste à présenter la structure de modélisation du logiciel AMESim déjà utilisé pour établir un cahier des charges thermodynamique et qui sera réutilisé pour assister la conception du démonstrateur. Le deuxième objectif consiste à l'utiliser comme une grille de lecture des phénomènes de condensation dans l'échangeur de suralimentation. Le chapitre se décomposera en 3 parties :

- La présentation du socle théorique nécessaire à une telle analyse c'est-à-dire la modélisation énergétique et son extension aux processus irréversibles.
- La déclinaison de cette théorie en un langage permettant de structurer graphiquement la modélisation énergétique d'un système : « bond-grap ».
- L'application à la modélisation de la condensation dans l'échangeur de suralimentation.

1. LA MODELISATION ENERGETIQUE

La révélation que tous les objets sont constitués de particules en interaction a souvent été citée comme étant la principale découverte de la science moderne. C'est la mécanique statistique qui en a fourni la première démonstration au cours du XXème siècle, mais l'histoire de ce domaine représente en fait une longue chaîne de découvertes à laquelle appartient la thermodynamique. Historiquement celle-ci n'est pas à l'origine du concept d'énergie mais elle en propose une interprétation permettant de modéliser de la même façon les différents échanges d'énergie (thermique, mécanique, électrique..) qui ont lieu dans un véhicule automobile. Dans les lignes qui suivent, nous donnons quelques aperçus sur des questionnements personnels qui se situent au niveau de la modélisation dynamique des systèmes. La première partie a pour objectif de donner un contenu intuitif à la thermodynamique tout en citant les formules classiques nécessaires à la suite des développements. La deuxième partie sera consacrée à la modélisation dynamique d'un système et plus particulièrement à la notion d'équilibre thermodynamique local. Celle-ci mettra en avant une démarche, la thermodynamique des processus irréversibles, qui permet d'interpréter les évolutions énergétiques de plusieurs systèmes interactions comme s'il s'agissait de réservoirs que l'on vide et remplit simultanément » [28].

1.1. LE SYSTEME THERMODYNAMIQUE

Le mot thermodynamique associe les deux termes grecs *thermon* (chaleur) et *dynamis* (puissance), d'où sa définition dans le dictionnaire Larousse : « Branche de la physique qui étudie les propriétés des systèmes où interviennent les notions de température et de chaleur ». Le but premier de cette science était d'analyser la transformation en travail mécanique de la chaleur fournie par une chaudière. Ces préoccupations initiales essentiellement techniques ont conduit à une théorie physique abstraite exposée de façon autonome par

rapport à la mécanique, à l'aide de postulats propres à elle (le premier et le deuxième principe de la thermodynamique). Parmi les principaux contributeurs on trouve Carnot, Clausius, Joules, Fourier ou encore Helmholtz. C'est ensuite au cours du XXème siècle que le lien entre mécanique et thermodynamique sera formalisé en envisageant les systèmes thermodynamiques comme des collections de très grands nombres de points matériels régis par les lois de la mécanique. En conséquence, les bases de la thermodynamique, autrefois érigées en principes fondamentaux autonomes n'apparaissent plus aujourd'hui que comme de simples conséquences à notre échelle des lois de la mécanique. Dans ce paragraphe, nous passerons d'abord en revue les deux propositions fondamentales à l'origine de sa fondation, le premier et le deuxième principe de la thermodynamique; puis on présentera le postulat fondamental de la thermodynamique tel qu'on l'envisage aujourd'hui.

1.1.1. DESCRIPTION THERMODYNAMIQUE DE LA MATIERE

La première tâche de modélisation d'un système consiste à le décrire, c'est-à-dire être capable de le différencier d'un autre système. On appelle « **état du système** » l'ensemble des grandeurs physiques nécessaires et suffisantes pour le caractériser complètement à un instant donné. Par exemple, cherchant à spécifier l'état instantané d'un millimètre cube d'air en mécanique newtonienne, il faudrait, pour chaque molécule, trois coordonnées d'espace (au minimum) et trois composantes de vitesse, soit un état décrit par environ deux cents millions de milliards de nombres [29]. Mais si ce chiffre apparaît bien trop élevé pour envisager une telle description l'expérience montre que l'on peut tout de même décrire le comportement « **macroscopique** » de la matière à partir d'un nombre restreint (ne dépassant pas la dizaine) de variables. C'est l'objet de la thermodynamique : étudier la matière à l'échelle macroscopique tout en ignorant sa nature microscopique. Le facteur multiplicatif qui régit le passage du microscopique au macroscopique, c'est-à-dire le nombre de molécules dans un objet macroscopique, s'appelle le nombre d'Avogadro N_A . Un système sera dit « thermodynamique » s'il comporte un grand nombre de particules c'est-à-dire de l'ordre de ce nombre qui vaut à peu près $N_A \approx 6 \times 10^{23}$. Par exemple, un millimètre cube d'air contient, dans les conditions habituelles de pression et de température, 3×10^{16} molécules (soit 30 millions de milliards) [29].

Le nombre de particules est en effet tellement grand que le comportement de la matière peut être décrit par des valeurs moyennes rendant compte du caractère aléatoire mais probabiliste du comportement des particules. C'est à travers ce traitement statistique des données microscopiques qu'émergent au niveau macroscopique les grandeurs telles que la température ou la pression. Ces variables statistiques, sont appelées **variables d'état**. Si leur choix est relatif, la thermodynamique en fournit cependant un vivier suffisant. Le tableau 1 présente par exemple les différentes variables d'état retenues dans le cas du logiciel AMESIM, support de modélisation privilégié de la gestion thermique globale. On distingue les **variables extensives**, dont la valeur dépend de l'étendue du système considéré et les **variables intensives** dont ce n'est pas le cas.

Domaine	Mécanique	Electrique	Thermique	hydraulique
Variable intensive	Force	Tension	Température	Pression
Variable extensive	Quantité de mouvement	Intensité	Flux d'entropie	Volum

Tableau 1 : variables d'état utilisées dans le logiciel AMESIM.

Une fois l'état du système défini, toutes les autres propriétés macroscopique de la matière ne sont plus que des combinaisons des variables d'états : ce sont **des fonctions d'état** ; les deux plus célèbres étant certainement l'énergie interne et l'entropie qui seront développées dans les paragraphes suivants. Une autre catégorie de fonctions particulières est constituée par les **équations d'état**. Celles-ci n'ont pas le statut de fonction d'état car elles ne lient entre elles que certaines variables d'état et non pas la totalité.

Exemple : Il existe plusieurs façons de décrire un gaz parfait, celle que nous utiliserons par la suite consiste à définir l'état du système uniquement à partir de variables extensives parmi lesquelles le nombre de mole N contenue dans le volume de gaz ainsi que l'énergie interne U. Une fois ces variables connues, toutes les autres variables intensives (P et T) seront déterminées à l'aide du jeu d'équation d'état suivant (Annexe 2).

$$\begin{cases} P = \frac{R \times T \times N}{V} \\ U = Nc_v T \\ c_p = c_v + R \end{cases} \quad (1)$$

R la constante des gaz parfaits (R=8,314), m la masse molaire du gaz (~29g/mol pour l'air), c_p la capacité calorifique massique à volume constant et c_p la capacité calorifique à pression constante ; ces deux dernières valeurs étant déterminées expérimentalement.

1.1.2. PREMIER PRINCIPE ET CONSERVATION DE L'ENERGIE

Lorsque qu'un système échange de la matière ou de l'énergie, on dit qu'il subit **une transformation**. L'intérêt de l'énergie réside dans le fait qu'elle se conserve lorsque la matière subie une transformation ; autrement-dit elle permet d'établir une équation qui lie l'état initial et l'état final. Pour le cas des systèmes mécaniques une forme mathématique générale a été développée au XVIIe siècle dans le cadre de la « mécanique analytique », initiée par Hamilton et Lagrange. Le théorème de l'énergie cinétique affirme par exemple qu'il existe une grandeur conservatrice liée à la vitesse d'un solide, l'énergie cinétique, qui se conserve au cours du mouvement de celui-ci. Par grandeur conservatrice on signifie que si le système est isolé de toute action extérieure alors sa variation est nulle. Grandeur conservatrice signifie également que si le système n'est plus isolé alors sa variation interne est égale à la quantité transférée vers l'extérieur : « rien ne se perd, rien ne se crée, tout se transforme ». La deuxième partie du théorème de l'énergie cinétique stipule ainsi que celle-ci évolue uniquement du fait du travail W de toutes les forces exercées selon :

$$\Delta E_{cinétique} = W_{force} \quad (2)$$

Dans le cas d'un solide de masse M en translation horizontale de vitesse V comme présenté dans la figure 2, l'énergie cinétique prend la forme connue $E_c=1/2MV^2$. Le travail est quant à lui un transfert d'énergie qui provient du déplacement du point d'application d'une force exercée par le milieu extérieur sur le système. C'est par exemple le cas d'un ressort exerçant une force sur une masselotte en translation (figure 2). Comme la position de la masse évolue, le point d'application de l'effort du ressort est déplacé, Il en résulte un échange d'énergie sous forme de travail. Le mur auquel est rattaché le ressort étant immobilisé il n'y a par contre pas d'échange d'énergie à ce niveau là.

L'intérêt d'une telle approche réside dans le fait que parmi les différentes formes de travail possibles, certaines sont indépendantes du chemin suivi. On dit alors que la force dérive d'une énergie potentielle. C'est notamment le cas pour la force exercée sur la masselotte par le ressort dont l'expression du travail ne dépend

que de l'allongement du ressort entre l'état initial (A) et l'état final (B) et ceci quel que soit le chemin qu'a emprunté la masselotte:

$$W_{A \rightarrow B} = E_{P_ressort}(A) - E_{P_ressort}(B) = \Delta E_{P_ressort} \quad (3)$$

Avec

$$E_{P_ressort} = \frac{1}{2} k(l - l_0)^2 + C^{te}$$

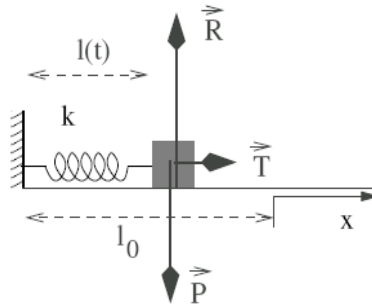


Figure 3.1 : système de masselotte illustrant le travail d'un ressort

La combinaison des équations 2 et 3 permettant d'obtenir l'équation du mouvement du solide, c'est-à-dire celle qui permet à déterminer la vitesse en fonction de l'allongement:

$$\Delta \left(\frac{1}{2} MV^2 + \frac{1}{2} k(l - l_0)^2 \right) = 0$$

Cette formulation du problème est particulièrement intéressante car elle ne fait pas intervenir explicitement le temps ni les coordonnées du point dans le référentiel, d'où une simplification de la mise en équation des problèmes mécaniques. C'est une des raisons pour laquelle la conservation de l'énergie devint le concept central de la physique au XIXe siècle. Le plus grand pas accompli dans cette direction fut d'affirmer que la conservation de l'énergie vaut partout et toujours, jusque et y compris dans des cas où il se révèle impossible d'obtenir la conversion intégrale d'une forme de la capacité à produire des changements en une autre. Ce pas était lié à la généralisation du concept d'énergie au travers du **premier principe de la thermodynamique** par Hermann Von Helmholtz en 1847. Le principe consiste à étendre le principe de conservation de l'énergie cinétique à des solides déformables en distinguant les termes qui affectent l'ensemble d'un système des termes caractérisant les modifications internes au système.

$$E_{totale} = E_{cinétique}^{Macroscopique} + E_{potentiel}^{Macroscopique} + U_{interne}$$

- *L'énergie macroscopique*: c'est l'énergie stockée sous forme d'énergie cinétique (résultant d'un mouvement d'ensemble des particules) et d'énergie potentielle d'interactions (si le système est soumis à des forces conservatives).
- *L'énergie interne* : Par définition, c'est la différence entre l'énergie totale du système et l'énergie perceptible à l'échelle macroscopique. Son origine peut être : l'énergie cinétique des particules individuelles (rotation, vibration), l'énergie potentielle d'interaction entre particules ou encore l'énergie de masse des particules (mc^2).

En mécanique classique, où l'on s'intéresse plutôt à l'énergie macroscopique, on considérera que les variations d'énergie interne du système sont négligeables. Par exemple, la gravité terrestre sera intégrée à l'énergie interne quand on traite de l'atmosphère car elle varie significativement d'un point à l'autre du système considéré. Mais on peut l'intégrer dans l'énergie potentielle pour un véhicule, car elle agit de façon à peu près identique en tout point du système. En thermodynamique, on se placera en général dans le référentiel du centre de masse de sorte qu'on peut éliminer l'énergie cinétique macroscopique. Partant de cette définition le premier principe de la thermodynamique consiste alors à postuler l'existence de l'énergie interne. Comme tout principe, il ne se démontre pas mais reste posé tant qu'aucune expérience ne l'a mis en défaut, celui-ci affirme que :

*« L'énergie interne U d'un système thermodynamique est une **fonction d'état du système**, c'est-à-dire qu'elle ne dépend que du seul état macroscopique du système »*

1.1.3. L'ENTROPIE ET LE DEUXIEME PRINCIPE DE LA THERMODYNAMIQUE

Historiquement découvert avant le premier, le second principe de la thermodynamique (1824) est souvent cité comme origine de la thermodynamique moderne. Il est dû aux travaux de Sadi et à la publication de son ouvrage «Réflexions sur la puissance motrice du feu ». Celui-ci étudie l'efficacité des machines à vapeur et conclut que : « La production de travail par une machine à feu est intimement lié au transport d'une certaine quantité de calorique [...] la chaleur n'engendre de puissance motrice qu'à la condition de passer d'un corps chaud à un corps froid ». Il postule ainsi l'irréversibilité de certaines transformations car l'opération inverse qui consisterait à produire du travail en transférant le calorique du froid vers le chaud n'est pas possible : « découvertes nouvelles qui n'ont été suggérées par aucun de ses devanciers ». Ce principe va ensuite évoluer vers de nouvelles formulations, le complétant sans l'infirmer, parmi lesquelles on trouve celui de Rudolf Clausius ou encore lord Kelvin (William Thomson). Le résultat de ces recherches fut l'invention d'une nouvelle fonction d'état complétant l'énergie: l'entropie (1854). De nos jours l'énoncé du second principe s'articule comme celui du premier, c'est à dire à partir de la définition d'une fonction d'état et d'une loi de conservation (ou plutôt de non conservation) :

« Pour tout système, il existe une fonction d'état extensive: l'entropie du système, S . Toute transformation d'un système thermodynamique isolé s'effectue avec augmentation de l'entropie $\Delta S > 0$ »

Contrairement à l'énergie, l'entropie n'est pas conservative : elle augmente après chaque transformation. Et c'est là tout l'intérêt d'un tel principe car il indique que même si l'énergie s'est conservée, quelque chose dans la matière a été modifiée rendant l'opération inverse impossible. Autrement dit l'étude de la variation de l'entropie d'une transformation va permettre d'en prédire le sens d'évolution. Considérons par exemple un gaz dont l'ensemble des particules est confiné, à l'instant initial, dans le coin supérieur gauche d'une boîte (figure 3.2). L'application des seules lois de la mécanique et/ou de l'énergie conduit à l'équiprobabilité de tous les états par lesquels est passé le système ce qui implique qu'il n'existe pas de sens privilégié pour cette transformation (on passe de l'état $t=0$ à l'état $t=0$ ou bien de l'état $t=100$ à l'état $t=0$). Pourtant la répétition de l'expérience montre bien que l'on observe invariablement un remplissage progressif de la boîte jusqu'à un état global homogène (c'est-à-dire de l'état $t=0$ à l'état $t=100$). Et c'est grâce à l'entropie que l'on explique le sens d'évolution de cette expérience tout comme pourquoi un amas de cendre et de gaz ne redeviendra pas spontanément allumette.

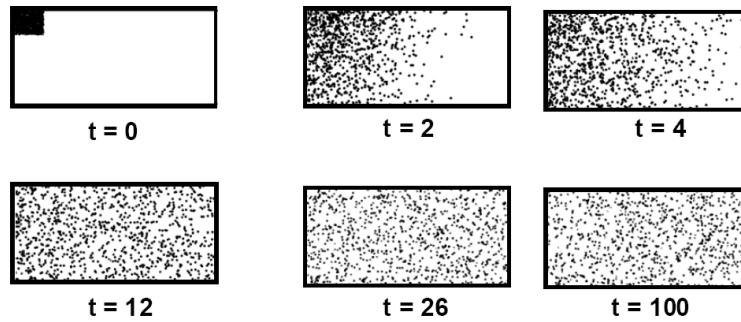


Figure 3.2 : Particules diffusant dans une boîte initialement vide

C'est au cours du XX^{ème} siècle et du développement de la *physique statistique* que Ludwig Boltzmann a apporté une description microscopique de ce principe. Pour simplifier, raisonnons sur un modèle schématisé de 4 particules désignées par A, B, C, D et occupant 1 position parmi 2 possibles: gauche ou droite (figure 3.3). Tout comme il est impossible de suivre les particules entre l'instant t=0 et l'instant t=100 de l'expérience précédente, ici l'observateur ne discerne pas les particules. Par exemple le micro-état {A ; B ; C ; D} représenté sur la figure de gauche est perçu comme le macro-état {3 ; 1}, représenté sur la figure de droite.

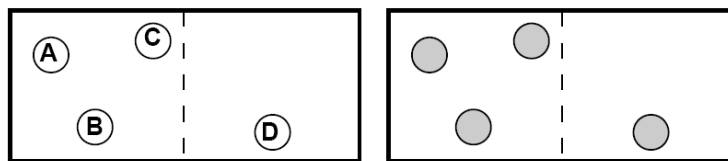


Figure 3.3 : Illustration d'un micro-état (gauche) et d'un macro-état (droite)

Selon Boltzmann l'entropie est liée au nombre de complexions Ω , c'est à dire le nombre de micro-états correspondant à chaque macro-état (tableau 3.2). L'équation qui relie ces deux valeurs porte d'ailleurs son nom tout comme la constante de Boltzmann k_B qui permet le raccordement aux grandeurs énergétiques, l'entropie S s'exprime alors en J.K⁻¹ (Joule par degré).

$$S = k_B \ln(\Omega)$$

Les micro-états		Les macro-états		Ω
A B C D		4	0	1
B C D	A	3	1	4
A C D	B			
A B D	C			
A B C	D			
CD	AB	2	2	6
BD	AC			
BC	AD			
AD	BC			
AC	BD			
AB	CD			
A	B C D	1	3	4
B	A C D			
C	A B D			
D	A B C			
	A B C D	0	4	1

Tableau 3.2 : Nombre de complexions de deux compartiments contenant en tout 4 particules

Cette définition éclaire les observations de Clausius en liant l'entropie au désordre moléculaire (au travers de la probabilité qu'une configuration moléculaire se constitue). Comme le laisse paraître les instantanés à $t=26s$ et $t=100s$, il existe de nombreuses configurations microscopiques (micro-état) pour une même configuration macroscopique. C'est-à-dire que parmi toutes les façons possibles de ranger les molécules dans une boîte, il y en a un certain nombre qui laissent la plupart du volume vide ($t=0$) mais surtout un nombre beaucoup plus grand pour lesquelles elles sont uniformément réparties dans tout le volume. Et comme toutes ces configurations microscopiques sont équiprobables, la répartition uniforme ($t=100$) est réalisée bien plus souvent que toute autre situation, au point qu'elle apparaît macroscopiquement aux yeux de l'observateur comme un équilibre stationnaire.

Brûler une allumette revient alors à transformer une énergie hautement ordonnée (l'énergie de cohésion chimique des molécules de la tête inflammable) en une énergie thermique hautement désordonnée à basse température (nuage de cendre et d'air chaud). La voiture est un système qui transforme une énergie hautement ordonnée (l'énergie chimique du carburant) en une énergie thermique hautement désordonnée à basse température (traînée d'air chaud derrière le véhicule). Le deuxième principe avait déjà été introduit dans le chapitre sur la climatisation sous sa forme axiomatique. Cependant cet éclaircissement sur la notion d'ordre est nécessaire dans le cadre de la condensation qui consistera à transformer un gaz (dont les molécules sont désordonnées) en un liquide (ou les molécules sont beaucoup plus ordonnées).

1.1.4. FORMALISME THERMODYNAMIQUE

Des trois premiers paragraphes de ce chapitre on retiendra que pour décrire, au sens thermodynamique, la matière et son comportement au cours d'une transformation il faut disposer d'un ensemble d'informations :

- *Les variables d'état et fonction d'état*: qui permettent de décrire la matière
- *La fonction d'état énergie* : qui permet de déterminer l'état de la matière à la fin de la transformation.
- *La fonction d'état entropie* : qui permet de prédire le sens de la transformation.

Dans la pratique, c'est essentiellement l'intuition et l'expérience (c'est-à-dire l'exercice) qui permettent de faire le bon choix. Cependant, dans l'optique d'une présentation unifiée des phénomènes physiques nous devons disposer d'un formalisme qui soit applicable aux divers domaines rencontrés dans l'ingénierie automobile (électrique, hydraulique, thermique...). C'est toute l'histoire de la thermodynamique qui a permis d'en arriver là, mais on n'en parle pas et l'on décide à un moment donné de présenter les choses en un tout cohérent et indépendant du point de vue intellectuel. Ainsi, dans sa formulation moderne, due à H.B Callen (1960), la thermodynamique à l'équilibre se déduit d'un postulat [31] :

« les états d'équilibre d'un système sont paramétrés à l'échelle macroscopique par un certain nombre de variables extensives X . Pour chacun des états d'équilibre, on peut définir une grandeur, appelée entropie et notée S , fonction positive, continue et différentiable des variables X . Cette fonction possède la propriété d'extensivité ».

Cette formulation qui est dans la logique du second principe de Clausius appelle plusieurs précisions. Tout d'abord la notion d'état d'équilibre reste à définir et dans un premier temps on considérera qu'il s'agit de l'état qu'atteint le système après un temps suffisamment long pour que ses variables extensives ne varient plus (les instants $t=0$ et $t=100$ de l'expérience précédente). Le choix des variables extensives, seules représentatives de l'état, est libre mais la pratique suggère de choisir: l'énergie interne U pour les phénomènes thermiques, le volume V pour les systèmes hydrauliques et la masse M du système. Présentée de la sorte, la fonction entropie s'appelle ***l'équation fondamentale de la thermodynamique***.

$$S = S(U, V, M, \dots)$$

En tant que fonction d'état, ses variations infinitésimales peuvent être décomposées en variations unitaires de ses variables :

$$dS = \left. \frac{\partial S}{\partial U} \right|_{V, M} dU + \left. \frac{\partial S}{\partial V} \right|_{E, M} dV + \left. \frac{\partial S}{\partial M} \right|_{E, V} dM \quad (5)$$

L'intérêt d'un tel choix de variables d'état réside dans la similitude entre cette expression et une des équations historiques de la chimie : l'équation de Gibbs.

$$dS_{gibbs} = \frac{1}{T} dU + \frac{P}{T} dV - \sum_i \frac{\mu}{T} dM_i \quad (6)$$

L'identification des coefficients des équations 5 et 6 permet de donner un sens physique aux dérivées partielles de l'entropie

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial S}{\partial U} \right|_{V, M} &= 1/T \\ \left. \frac{\partial S}{\partial V} \right|_{U, M} &= P/T \\ \left. \frac{\partial S}{\partial M} \right|_{U, V} &= -\frac{\mu}{T} \end{aligned} \quad (7)$$

Avec μ le potentiel chimique. La pression et la température sont ainsi définies comme des variations infinitésimales de l'entropie autour d'un état d'équilibre. Ceci est cohérent avec l'expérience du gaz confiné dans le coin d'une boîte le gaz qui explore les différentes possibilités (micro-état) offertes même lorsqu'il semble à l'équilibre sur les deux dernières images. Ces équations constituent les **équations d'état** du système considéré, elles permettent de lier les variables intensives aux variables extensives au travers du comportement microscopique du système représenté par l'entropie. Par exemple dans le cas particulier d'un gaz monoatomique comme l'hélium la physique statistique fournit une expression de l'entropie confirmée par l'expérience :

$$S = \left(\frac{MR}{m} \right) \left[\frac{5}{2} \ln \left(\frac{U}{M} \right) + \ln \left(\frac{V}{M} \right) + D \right]$$

L'expression des dérivées conduisant alors aux équations d'état du matériau considéré :

$$T = \left(\frac{\partial S}{\partial U} \right)^{-1} = \frac{2}{5} \frac{m \times U}{R \times M} = \frac{U}{MC_V}$$

$$P = T \left(\frac{\partial S}{\partial V} \right) = \frac{M \times R \times T}{m \times V} = \frac{R \times U}{m \times C_V \times V}$$

1.2. MODELISATION DYNAMIQUE :

Jusque là, nous nous sommes intéressés à des situations d'équilibre thermodynamique, les principes de la thermodynamique traditionnelle permettant de faire des bilans en comparant l'état final et l'état initial d'une transformation. Nous allons maintenant considérer les transformations qui relient entre eux ces états d'équilibre. Cette situation relève à priori d'une situation hors équilibre et donc non traitable avec les outils présentés précédemment. Nous introduisons donc ici l'hypothèse d'équilibre local pour palier à ce problème et développons différents processus qui seront utiles dans le reste du chapitre (diffusion, convection, conduction). Finalement, en s'appuyant sur ces exemples nous introduisons les principes de la thermodynamique irréversible qui sera le socle, mais pas la base, de tous les développements ultérieurs sur les bond-graph et la condensation de gaz humides.

1.2.1. EQUILIBRE THERMODYNAMIQUE ET FORMULATION LOCALE

Dans un premier temps nous avons considéré que l'équilibre thermodynamique était caractérisé par un temps suffisamment long pour que les variables extensives du système ne varient plus ; on parle alors d'équilibre thermodynamique global (ETG). Reprenant l'expérience du gaz qui diffuse dans une boîte, le premier principe permet de déterminer l'état final ($t=100$) à partir de la connaissance supposée de l'état initial ($t=0$). Le second principe permet lui de dire que l'état final du système sera bien l'état $t=100$ (l'état le plus désordonné). Par contre nous ne pouvons pas prédire l'état de la matière à l'instant $t=2$ ou $t=4$ car il n'y a pas d'équilibre thermodynamique établi, cette situation est donc non traitable avec les outils présentés précédemment (notamment l'équation fondamentale). Une des solutions à ce problème consiste à décomposer le système en sous-systèmes macroscopiques considérés localement à l'équilibre. Concrètement la boîte dans laquelle le gaz diffuse serait ainsi découpée en sous-volumes, ou mailles élémentaires, à l'échelle desquelles on peut définir la pression, la température ou toute autre variable d'état

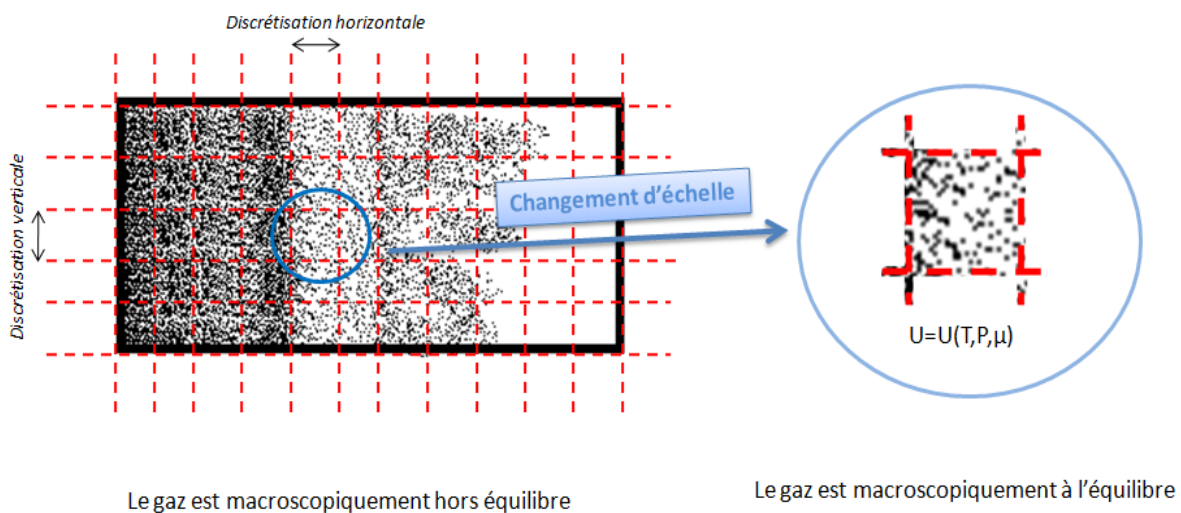


Figure 3.4 : L'équilibre thermodynamique local (ETL).

Cette façon d'aborder le problème s'appelle l'hypothèse de l'équilibre thermodynamique local (ETL) [32]. Le « temps suffisamment long pour que les variables extensives ne varient plus » trouve une expression locale en instaurant deux échelles: le temps qui caractérise les transferts entre sous-systèmes τ_1 et celui qui régit les processus microscopiques en jeu à l'intérieur de chaque sous-système τ_2 . L'hypothèse de l'équilibre local impose alors que τ_2 soit relativement faible devant τ_1 . L'équilibre thermodynamique global (ETG) signifie que les paramètres intensifs sont homogènes dans tout le système, tandis que l'équilibre thermodynamique local (ETL) signifie que ces paramètres peuvent varier dans l'espace et le temps, mais que cette variation est tellement lente que pour tout point on suppose qu'il existe un voisinage en équilibre autour de ce point.

Avec cette hypothèse une grande variété de problèmes thermodynamiques peuvent se ramener au problème-type constitué d'un système composite isolé comprenant deux sous-systèmes séparés par une frontière tel que présenté sur la figure 4. Soit, par exemple, deux solides de températures pouvant échanger de l'énergie thermique au travers d'une paroi conductrice, le système dans son ensemble est fermé et isolé. L'étude dynamique de ce système consistera alors à étudier la façon dont les variables extensives qui caractérisent les sous-systèmes évoluent jusqu'à l'équilibre global.

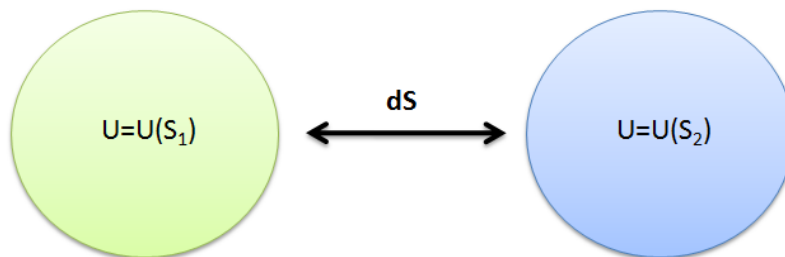


Figure 3.5 : Représentation schématique d'un système composite isolé.

Nous rappelons que les théorèmes généraux de la mécanique comme les principes de la thermodynamique se rapportent essentiellement à des systèmes fermés. Dans le cas de systèmes ouverts (pouvant échanger de la matière), une formulation locale sera utilisée. Par exemple, concernant l'échange d'énergie entre deux solides A et B, le premier principe de la thermodynamique exprimé de façon globale s'écrit :

$$\Delta U_A + \Delta U_B = 0$$

En formulation locale, la conservation de l'énergie sera exprimée indépendamment pour chaque sous-système avec comme dénominateur commun le flux ϕ , c'est-à-dire la quantité d'énergie transmise de A vers B par unité de temps. Ceci se traduit par une équation de conservation exprimant le bilan des gains et des pertes pour chaque sous système considéré :

$$\frac{dU_A}{dt} + \Phi_U(A \rightarrow B) = 0$$

$$\frac{dU_B}{dt} - \Phi_U(A \rightarrow B) = 0$$

Chaque solide est supposé à l'équilibre, son comportement au voisinage d'un équilibre répond à l'équation fondamentale :

$$dS_i = \frac{1}{T_i} dU_i = \frac{1}{T_i} \Phi_U(A \rightarrow B)$$

Profitant de l'extensivité de l'entropie, on peut exprimer la création d'entropie totale due à la transformation :

$$dS_{tot} = dS_A + dS_B = \left(\frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_B} \right) \times \Phi_U(A \rightarrow B) \geq 0 \quad (8)$$

Ainsi, si la quantité $\Gamma = 1/T_1 - 1/T_2$ est nulle, l'entropie est maximale et le système à l'équilibre. Si T_2 est supérieur à T_1 , dU sera positive et l'énergie s'écoulera dans le sens 2->1. A l'inverse, si T_2 est inférieure à T_1 alors l'énergie s'écoulera dans le sens 1->2. En résumé l'énergie thermique se transmet par conduction des zones chaudes vers les zones froides. Le gradient de température entraîne un gradient d'énergie que les particules vont chercher à éliminer en donnant ou prélevant de l'énergie à la paroi. Dans un langage thermodynamique, la non uniformité d'une grandeur intensive va provoquer un transport de la grandeur extensive associée pour rétablir l'uniformité (c'est à dire atteindre l'état de désordre maximum). Pour chaque paire de sous-systèmes voisins, il est donc naturel de mesurer à chaque instant l'écart par rapport à l'équilibre par les différences que l'on appelle **affinités** ou forces thermodynamiques. La quantité Γ agit ainsi comme une force généralisée pilotant le processus de retour à l'équilibre, sous contrainte du second principe. Ces constatations permettent d'éclairer la dernière partie du postulat du Callen :

« ... Dans un système composé isolé, le relâchement d'une ou de plusieurs contraintes permet des échanges de grandeurs extensives entre les différents sous-systèmes. Ces échanges produisent des changements des variables relatives aux sous-systèmes. Ces changements doivent être compatibles avec les contraintes restantes, ainsi qu'avec les lois de conservation. Les valeurs prises à l'équilibre par les variables extensives dans l'état d'équilibre atteint correspondent au maximum de l'entropie compatible avec les contraintes restantes »

Finalement, pour clore le système d'équation, c'est-à-dire être capable de déterminer les T_i en fonction du temps, il reste à déterminer les flux échangés. C'est-à-dire la réponse du système (échange de la variable extensive énergie) à l'affinité thermique. Pour cela nous utilisons une hypothèse classique issue de constatations expérimentales :

$$\Phi_U(A \rightarrow B) = HS \times (T_B - T_A)$$

Avec HS le coefficient d'échange thermique en [W/K]. La seule véritable contrainte qui réside sur le choix du processus de transfert d'énergie est le respect du second principe de la thermodynamique. En effet même si la forme utilisée pour décrire l'échange thermique est arbitraire, compte tenu de l'équation (8) la variation totale de l'entropie du système est bien positive :

$$dS_{cree} = dS_1 + dS_2 = H \times \frac{(T_2 - T_1)^2}{T_1 T_2} \geq 0 \quad (9)$$

La figure 5 présente l'évolution de la température des sous-systèmes obtenus après simulation avec le logiciel Matlab. Compte tenu de l'état initial et des constantes retenues pour le matériau le système met 15 secondes pour parvenir à un état d'équilibre caractérisé par l'uniformité des températures.

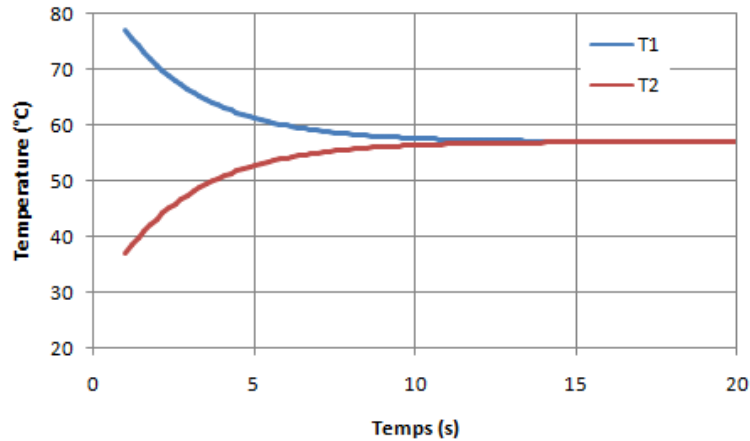


Figure 3.5 : Evolution de la température pour deux solides échangeant de l'énergie thermique.

La figure 6 trace l'évolution de l'entropie des deux sous systèmes, on y remarque que l'entropie du système le plus chaud diminue. Cela n'est pas contradictoire avec le second principe de la thermodynamique car comme le laisse voir la figure 7, l'entropie totale du système augmente bien. En fait, si la masse chaude cède bien une partie de son entropie à la masse froide, l'entropie de la masse froide augmente plus que ne diminue l'entropie de la masse chaude. C'est pourquoi il devient intéressant dans le cadre de bilans locaux de séparer les deux variations d'entropie : celle due à l'irréversibilité des processus internes au volume à l'équilibre local ($\delta S_{\text{créé}}$) et celle provenant des échanges d'énergie avec d'autres sous-systèmes (δS_{ech}). Il s'agit de la formulation locale du second principe :

$$\frac{dS}{dt} + \Phi_S(1 \rightarrow 2) = \delta S_{\text{créé}} \quad (10)$$

$$\delta S_{\text{créé}} \geq 0$$

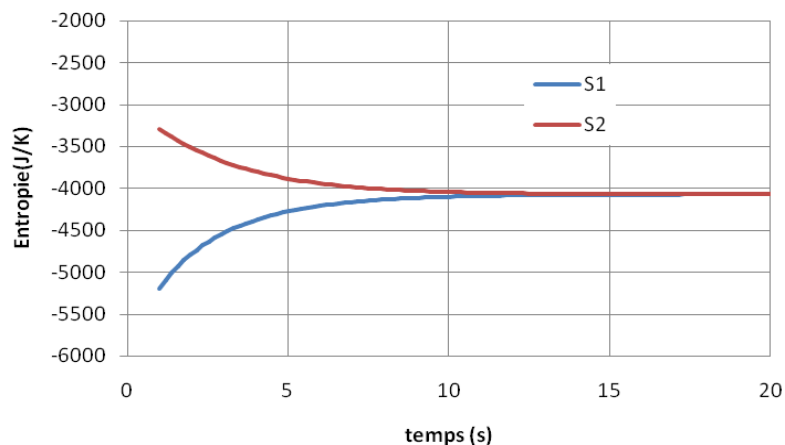


Figure 3.7 : Evolution de l'entropie de deux solides échangeant de l'énergie thermique.

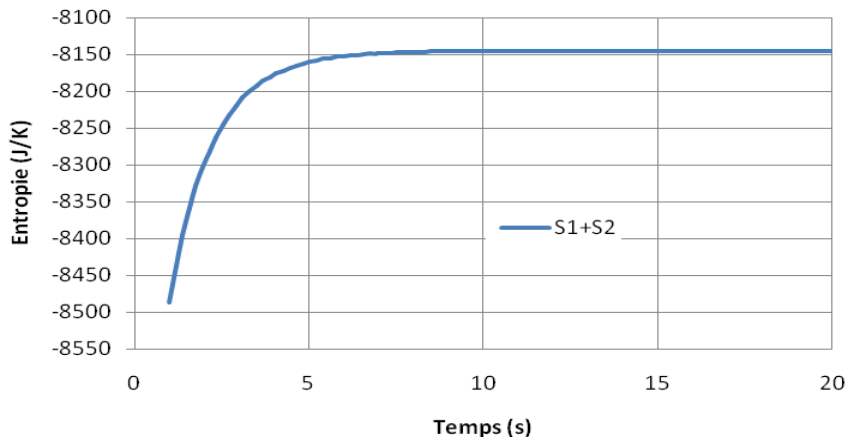


Figure 3.8 : Evolution de l'entropie totale du système.

Nous voyons donc que les variables extensives et intensives jouent des rôles différents: les variables extensives s'échangent entre plusieurs systèmes (échanges de volume, d'énergie, de matière), les variables intensives s'uniformisent à l'intérieur d'un système à l'équilibre, et entre deux systèmes en équilibre. Nous pouvons établir de nouveaux critères de réversibilité. Les processus irréversibles sont ceux qui permettent à des systèmes hors équilibre d'atteindre des états d'équilibre. Une transformation pourra être considérée comme réversible si on peut négliger les processus irréversibles qui l'accompagnent. Ainsi, une transformation réversible est une succession d'une infinité d'états d'équilibres infiniment proches. Ceci implique que la transformation soit réalisée très lentement, de telle sorte que les variables intensives aient le temps de s'uniformiser.

1.2.2. REPONSE LINEAIRE ET AFFINITES

Jusqu'à ce que la thermodynamique ait été en mesure d'en fournir une présentation unifiée, les phénomènes de transport qui intéressent les milieux matériels furent étudiés de manière séparée et en ordre plutôt dispersé. On peut citer la loi d'écoulement visqueux (Newton, 1687), la loi de la conduction de la chaleur (J.Fourier, 1811), loi de Fick (1855) pour la diffusion de soluté dans un solvant. Ces relations empiriques expriment la relation que nous venons de mettre en évidence entre l'inhomogénéité des variables intensives et les flux qui en résultent. Par exemple, si l'on applique une différence de potentiel électrique à un gaz de particules chargées, il en résulte un courant électrique, qui, si le champ n'est pas trop intense, varie linéairement en fonction de celui-ci : c'est la loi d'ohm.

$$\begin{aligned} \phi_U &= \lambda \times (T_B - T_A) && \text{loi de Fourier} \\ \phi_M &= D \times (N_A - N_B) && \text{loi de Fick} \end{aligned}$$

Mais une telle démarche reste empirique et au-delà d'une analogie plus ou moins évidente entre les différents phénomènes aucun lien d'essence fondamentale n'a vraiment été dégagé. La raison en est la forme particulière du deuxième principe, qui se formule par une inégalité plutôt que par une équation. Les lois qui en résultent fixent des *bornes* (supérieures ou inférieures), mais ne permettent pas l'évaluation des valeurs exactes des grandeurs liées à l'entropie.

Ainsi comme nous l'avons fait précédemment, on donne une forme au flux de réponse et on se contente ensuite de vérifier que celui ci vérifie bien l'inégalité du second principe de la dynamique. Cette démarche s'avère suffisante pour un grand nombre de problèmes mais sa principale limitation réside dans les situations où il y a couplage entre les différentes réponses du système. Par exemple dans la condensation que nous allons étudier plus tard, le processus couple un transfert de particules (loi de Fick) et un transfert d'énergie thermique (loi de Fourier) il n'est alors plus possible de déterminer ces deux transferts indépendamment à partir des lois correspondantes.

L'apport de la thermodynamique contemporaine fut décisif lorsque Onsager dépassa le stade de l'inégalité fondamentale de Clausius pour établir une description du comportement irréversible de la matière. Énoncé en 1931 et parfois qualifié de quatrième principe de la thermodynamique [33], le formalisme qui porte son nom exprime le lien qui existe entre les différentes forces thermodynamiques (ou affinités) qui agissent sur le système et sa réponse selon :

$$\phi_i = \sum_j L_{ij} \times \Gamma_j$$

Avec Γ_j l'affinité relative due à la variable extensive j et L_{ij} les coefficients dits de réponse. Prenons par exemple le cas de deux sous-systèmes sujets à des échanges mutuels d'énergie thermique et de masse. Dans le formalisme d'Onsager la relation de réponse linéaire s'écrit alors :

$$\phi_U = L_{UU} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) + L_{UV} \left(\frac{P_1}{T_1} - \frac{P_2}{T_2} \right)$$

$$\phi_V = L_{VU} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) + L_{VV} \left(\frac{\mu_1}{T_1} - \frac{\mu_2}{T_2} \right)$$

Qui donne sous forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} \phi_U \\ \phi_V \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{UU} & L_{UV} \\ L_{VU} & L_{VV} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \Delta \left(\frac{1}{T} \right) \\ \Delta \left(\frac{\mu}{T} \right) \end{bmatrix}$$

Les deux termes diagonaux, qui représentent les phénomènes physiques de base ont déjà été évoqués, il s'agit de la loi de Fick et de la loi de Fourier. Le coefficient L_{UV} et L_{VU} régissent eux les phénomènes indirects. Par exemple un gradient de température engendre un flux de particules (effet Dufour) ou bien un gradient de potentiel chimique engendre un gradient de température (effet Sorret). Le théorème d'Onsager apporte justement une série de relations liants ces coefficients : $L_{UV}=L_{VU}$, $L_{VV}>0$ et $L_{UU}>0$. Ces phénomènes de couplages seront évoqués mais non calculés dans le chapitre sur la condensation car supposés négligeables. Ainsi nous utiliserons le formalisme d'Onsager surtout comme une grille de lecture des phénomènes physiques mais sans en utiliser la principale fonction : expliquer les couplages thermodynamiques. Car si nous ne les étudions pas dans ce document, deux phénomènes croisés font justement partie du domaine de la gestion thermique globale automobile et trouveraient une réponse numérique macroscopique avec ce formalisme : l'effet Seebeck qui permet d'obtenir un flux d'électron à partir d'une différence de température et l'effet Peltier qui permet d'obtenir un flux d'énergie thermique à partir d'une différence de potentiel.

L'effet Seebeck est utilisé pour récupérer de l'énergie électrique à partir de l'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement à haute température et l'effet Seebeck est utilisé dans le cadre du confort thermique pour prélever localement de l'énergie thermique.

Conductivité thermique

En absence de gradient de potentiel chimique, les phénomènes thermodynamiques sont uniquement dus à la diffusion d'énergie thermique sous l'effet du gradient de températures. Soit :

$$\begin{aligned}\phi_U &= L_{UU} \Delta \left(\frac{1}{T} \right) \\ &= L_{UU} \frac{\Delta T}{T^2}\end{aligned}$$

Par identification avec la loi de Fourier, nous obtenons :

$$\boxed{L_{UU} = \lambda \times T^2} \quad (10)$$

Coefficients de diffusion

En imaginant une situation en l'absence de gradient de température, le flux molaire de particule s'écrit de la façon suivante :

$$\phi_N = \frac{\phi_M}{m} = \frac{L_{MM}}{m} \Delta \left(\frac{\mu}{T} \right)$$

Avec m la masse molaire de la matière et μ son potentiel chimique. Dans le cas d'un gaz parfait, l'expression de ce dernier est donnée par $\mu = R \cdot T \cdot \ln(N)$ avec R la constante des gaz parfaits et N le nombre de moles du gaz ; d'où :

$$\phi_N = \frac{L_{MM} \times R}{m \times N} \Delta(N)$$

L'identification avec la loi de Fick donnant :

$$\boxed{L_{MM} = \frac{D \times m \times N}{R}} \quad (11)$$

1.2.3. LA THERMODYNAMIQUE DYNAMIQUE

Historiquement, l'étude thermodynamique des processus hors d'équilibre a été initiée par Fourier au cours de la première moitié du XIX^{ème} siècle en énonçant que le flux de chaleur est proportionnel au gradient de température. Mais ce n'est qu'après les découvertes de Lars Onsager (Oslo 1903 – Miami 1976), qu'est vraiment née la **thermodynamique des processus irréversibles (TPI)**, théorie systématique et unifiée régissant le déroulement dans le temps des processus thermodynamiques. La logique de fonctionnement, telle que présentée par Balian [34], est schématisée dans la figure 8 et consiste en une synthèse des différentes notions abordées depuis le début de ce chapitre. Le système est décomposé en sous-systèmes à l'équilibre thermodynamique local dont les variables intensives sont déterminées à partir des équations d'état. Le calcul des affinités permet ensuite de déterminer les flux échangés; les équations de bilan pour chacun des sous systèmes permettant alors de calculer les variables extensives et de clore le cycle. Cycle qui va être illustré à partir d'un système simple et connu : deux gaz parfaits séparés par une cloison mobile (figure9).

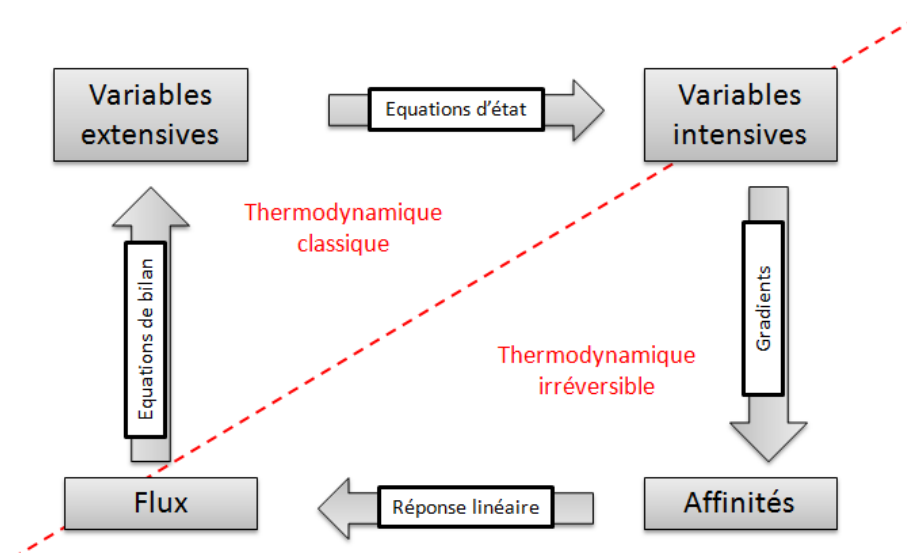


Figure 3.8 : Structure de la thermodynamique irréversible

- **Variables extensives :**

Dans un problème général, l'état de chaque élément de volume (ou de chaque sous-système homogène) est caractérisé à chaque instant par la donnée d'un certain nombre de *variables extensives conservatives locales* qui peuvent comprendre l'énergie, la quantité de mouvement, le volume, ou le nombre de particules et que nous désignerons par X_i , leur valeur à l'instant initial est supposé connu.

$$S = S(U, V, M, X_i \dots)$$

Pour l'application concernée, la masse M est supposée constante, nous n'observerons que des variations d'énergie U et de volume V. Parallèlement à la présentation de la TPI qui se fait généralement en représentation entropique, nous utiliserons la représentation énergétique pour ce cas particulier.

$$U = U(S, V)$$

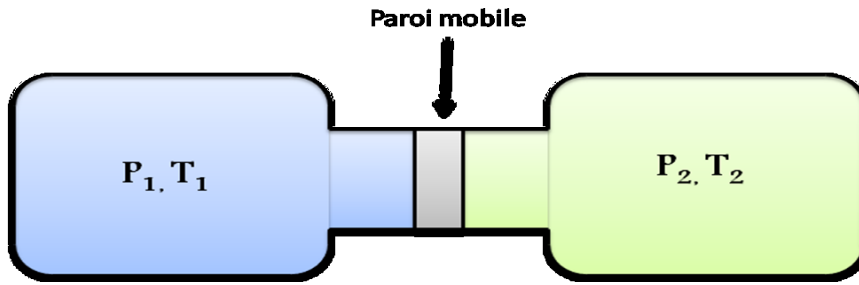


Figure 3.9 : Système de piston hydraulique

- **Variables intensives :**

Suivant l'énoncé de Calen les variables intensives sont définies à partir du deuxième principe de la thermodynamique qui postule l'existence de l'entropie, fonction des variables extensives. Ses dérivées partielles définissent les variables intensives du sous-système i , γ_i :

$$\frac{dS}{dt} = \left. \frac{\partial S}{\partial X_i} \right|_{X_j \neq i} dX_i \quad (12)$$

$$\gamma_i = \frac{\partial S}{\partial X_i}$$

Dans le cas du système thermo-hydraulique étudié un sens physique est donné à ces variables intensives au travers de l'équation de Gibbs. Les variables intensives sont ici la température et la pression :

$$\frac{dU}{dt} = \left. \frac{\partial U}{\partial S} \right|_V dS + \left. \frac{\partial U}{\partial V} \right|_S dV$$

$$T = \left. \frac{\partial U}{\partial S} \right|_V$$

$$P = \left. \frac{\partial U}{\partial V} \right|_S$$

- **Affinités et flux:**

Ayant exprimé que chaque sous-système est à l'équilibre local, il s'agit ici de déterminer les causes du déséquilibre global. Les affinités sont définies comme l'écart de variables intensives entre volumes :

$$\Gamma_{ij} = \gamma_i - \gamma_j \quad (13)$$

Le formalisme d'Onsager est ensuite utilisé pour déterminer les flux de réponses linéaires aux différents gradients de variables intensives.

$$\phi_i = \sum_j L_{ij} \times \Gamma_j \quad (14)$$

S'agissant d'un simple échange de volume entre deux gaz il n'est cependant pas nécessaire d'y recourir car il n'y a pas d'échange d'entropie (la paroi est diathermique) et le flux de volume échangé peut être résumé à une relation linéaire de constante A :

$$\phi_V(1 \rightarrow 2) = A\Delta P$$

$$\phi_S(1 \rightarrow 2) = 0$$

- **Equations de bilan :**

En ce qui concerne les lois de conservation, elles constituent des extensions du premier principe. Elles concernent non seulement l'énergie mais aussi les autres variables extensives conservées.

$$\frac{dX_i}{dt} + \sum_b \phi_i(a \rightarrow b) = 0$$

D'où :

$$\frac{dV_1}{dt} + \phi_V(1 \rightarrow 2) = 0$$

$$\frac{dV_2}{dt} - \phi_V(1 \rightarrow 2) = 0$$

Un dernier principe concerne la *dissipation*. On tire en effet de la formulation locale du second principe (10) puis d'un bilan global d'entropie sur le système (8), puis (4) le bilan temporel du taux de création d'entropie de tout processus proche de l'équilibre :

$$\frac{dS_A}{dt} + \sum_B \Phi_S(A \rightarrow B) = \frac{1}{2} \sum_{i,j} \Gamma_i(A,B) \Phi_i(A \rightarrow B)$$

Qui donne, en utilisant l'hypothèse d'une réponse linéaire :

$$\boxed{\frac{dS_A}{dt} + \sum_B \Phi_S(A \rightarrow B) = \frac{1}{2} \sum_{i,j} \Gamma_i(A,B) L_{ij} \Gamma_j(A,B)} \quad (15)$$

L'équation (15) montre que l'entropie n'est pas conservative, et que son taux de création par unité de temps et par unité de volume, ou *taux de dissipation*, est exprimé par le second membre de (7). Dans cette équation, le courant J_S décrit un *transport* d'entropie d'un point à l'autre, il s'y superpose une *création* d'entropie en chaque point, proportionnelle au *carré* des flux ou des affinités. La *dissipation totale* associée à un processus est l'intégrale du second membre de (13) sur le volume du système et sur la durée du processus.

$$\frac{dS_1}{dt} = -\frac{(P_2 - P_1)}{2} \times dV_1$$

$$\frac{dS_2}{dt} = \frac{(P_2 - P_1)}{2} \times dV_2$$

2. LES GRAPH DE LIEN

Les graphes de lien, « Bond graph » en anglais, sont une interprétation graphique des principes de la modélisation énergétique présentés précédemment. Le système à concevoir est vu comme un complexe d'éléments physiques dont un langage unifié permet de représenter la structure architecturale en formalisant les échanges de puissance. L'utilisation d'un tel outil dans le cadre de la gestion thermique globale a déjà été étudiée par J.Marachlian au cours de sa thèse [8] et par conséquent la première partie de cette présentation n'en rappelle que les grands principes. La seconde partie est consacrée à la place des bond graph dans cette thèse et plus particulièrement la double utilisation (modélisation/simulation) qui en est faite.

2.1. LE LANGAGE

Nous présentons ici la structure du langage c'est-à-dire d'une part les éléments physiques de base et leurs lois de comportement et d'autre part le réseau d'interconnexion qui permet de les relier entre eux. Un des apports de ce travail est de situer et interpréter la TPI dans le cadre de ce langage.

2.1.1. STRUCTURE

Avant de décrire la structure du langage il est nécessaire de préciser la notion de « niveau de langage ». Le système à concevoir est en effet vu comme un complexe d'éléments physiques dont un langage unifié permet de représenter la structure architecturale en formalisant les échanges de puissances. Et c'est justement de la nature de ces éléments physiques que dépend le niveau de langage :

- **Le niveau technologique** procède par assemblage de macro-composants. Les objets informatiques manipulés sont des composants technologiques (radiateur, pompe, compresseur) et la modélisation se fait par assemblage desdits composants. Le niveau de langage est expressif car il permet de tester un grand nombre d'architectures système, il est également constructif car il permet de capitaliser les modèles développés. La difficulté de ce type d'approche est d'avoir à disposition des bibliothèques issues de différents domaines de la physique (mécanique, électrique..) et compatibles entre elles. Les interfaces de communications entre composants doivent donc être modulaires et explicites au possible, on parle d'approche multi-physique.

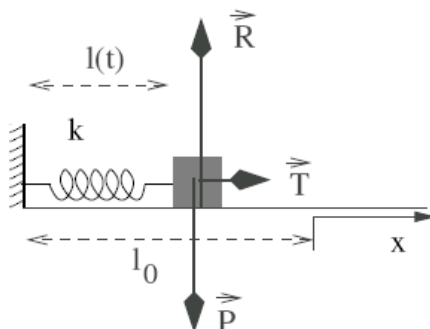


FIGURE 3.12 : Niveau de modélisation technologique

- **Au niveau comportemental**, les processus énergétiques se déroulant dans le système sont explicités au moyen de loi de comportement (création d'énergie, accumulation d'énergie...) et de loi de conservation, le niveau de détail et la sélectivité des phénomènes modélisés donnant la finesse du modèle. Les objets informatiques manipulés sont des éléments de la structure physique du système et dépendent du langage utilisé. La mise au point de ces modèles est complexe et généralement réservée aux spécialistes.

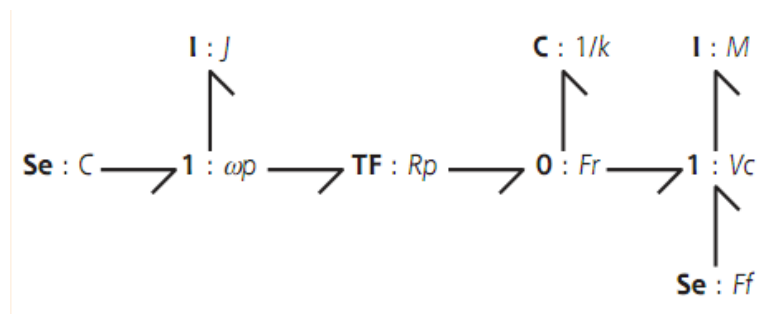


FIGURE 3.13 : Niveau de modélisation Bond-graph

- **Au niveau mathématique**, les phénomènes physiques sont mis en équation. L'universalité du langage mathématique permet alors de modéliser en étant libre de tout formalisme inhérent à un langage de niveau supérieur (comportemental ou technologique). Le concepteur peut également modifier la structure de résolution du modèle, on parle de *niveau algorithmique*.

La modélisation bond-graph constitue un langage de niveau comportemental mais sa vision graphique très structurée permet en fait d'établir des règles couvrant l'ensemble des niveaux. Par exemple le logiciel AMESIM possède une interface graphique technologique (la modélisation s'effectue par assemblage de composants) et ce sont justement les propriétés des bond-graph qui permettent de procéder ainsi. Ou alors ce sont ces derniers qui guideront la démarche de modélisation et de mise en équation dans le paragraphe suivant qui est dédié à la condensation de l'air humide.

Le système est donc décomposé en phénomènes physiques élémentaires, ceux-ci étant définis de manière unique pour les différents domaines physiques et sont généralement classés en fonction de leur comportement par rapport aux deux principes de la thermodynamique. En tout, neuf éléments permettent de représenter n'importe quel système indépendamment du domaine de l'application (électrique, thermique, hydraulique, mécanique) nous présenterons notamment les phénomènes de stockage de dissipation et de transfert d'énergie dans les trois prochains sous-paragraphe ; ceux-ci sont représentés par les lettres I, R et C sur la figure 13. L'énergie s'écoule entre ces éléments au travers des « liens de puissance » et sous contraintes des lois de conservation de la puissance représentées par les jonctions.

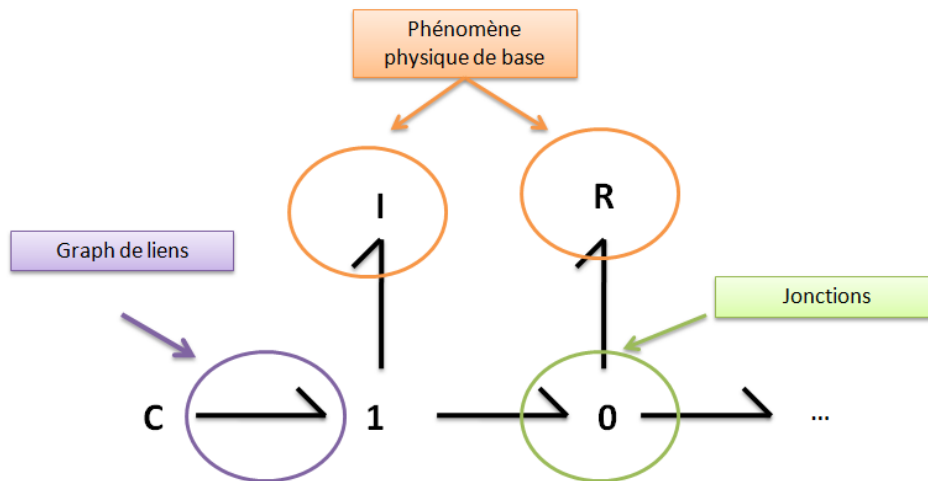


FIGURE 3.14 : Structure du langage

Chaque lien véhicule deux variables: l'effort e (la variable intensive associée au système) et le flux de réponse f (le flux de variable extensive). Le produit de ces deux valeurs représente la puissance instantanée transférée, d'où le nom de « liens de puissance ». Ce sont des grandeurs clés en modélisation des systèmes dynamiques puisqu'elles trouvent leur analogie dans les différents domaines de la physique (tableau 1), conférant au langage BG son caractère multidomaine. La flèche indique quant à elle le sens positif de l'écoulement de la puissance. Les processus thermofluides introduisent une complexité supplémentaire dans leur modélisation puisqu'ils sont caractérisés par l'interaction de phénomènes thermiques, hydrauliques et chimiques. Dans le cas d'un fluide en mouvement (convection thermique) le flux d'énergie thermique est par exemple lié à la masse de fluide transporté créant alors un couplage entre énergie hydraulique et thermique. Ce couplage sera représenté par plusieurs traits parallèles dans la suite du document.

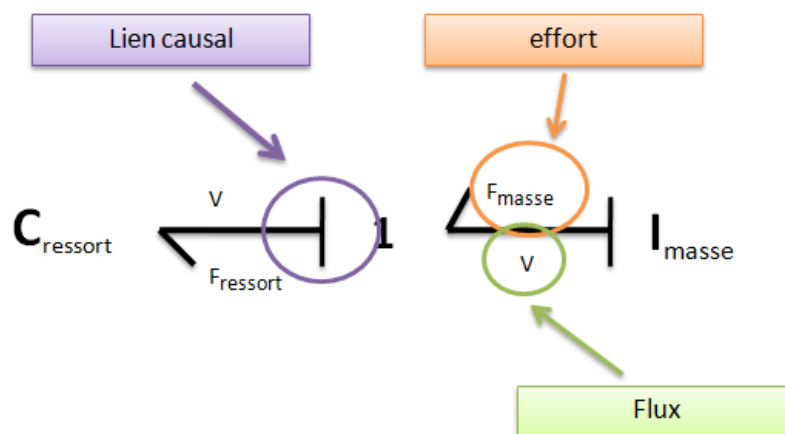


FIGURE 3.15 : Lien causal en bond graph

En plus des variables de puissance, les liens d'un bond-graph véhiculent l'information de causalité. Cette notion, absente de la plupart des techniques de modélisation, permet d'établir des liens de cause à effet entre les éléments d'un système et donc de fixer le formalisme des variables d'entrées. L'intérêt réside surtout dans le passage du niveau comportemental au niveau mathématique puisqu'il permet d'imposer la technique de résolution numérique. Certains auteurs comme Belckasem [35] utilisent notamment ce principe pour détecter

des défaillances de systèmes complexes ou encore s'assurer qu'un problème est bien posé (numériquement parlant). Par convention le trait causal indique le sens dans lequel l'effort est connu, s'agissant du composant $C_{ressort}$ il applique donc un effort sur la jonction 1 qui lui répond par un flux (la vitesse). Ce qui revient à dire que la jonction 1 transfère un flux à C qui lui répond par un effort, anticipant sur la suite nous verrons que l'équation qui régit le composant s'écrit :

$$F_{ressort} = F_0 + k \int V dt \quad (14)$$

Avec k la constante de raideur du ressort, la causalité est dite « intégrale » dans ce cas. Supposons maintenant que le trait eut été placé de l'autre côté du lien de puissance. Dans ce cas c'est la jonction 1 qui applique un effort à $C_{ressort}$ qui répond par un flux. L'équation est alors donnée par la formule 15 et la causalité dite dérivée.

$$V = \frac{1}{k} \times \frac{dF_{ressort}}{dt} \quad (15)$$

2.1.2. ELEMENTS DE STOCKAGE

En bond-graph, les éléments d'accumulation mettent en relation les deux variables de puissance au travers d'une grandeur extensive, dite variable de co-énergie, représentant l'accumulation de puissance dans le système. Dans le cas d'un stockage dit « capacitif » la variable de co-énergie représente l'intégrale du flux et le lien avec l'effort est réalisé au travers d'une équation d'état (ou comportement). Mathématiquement un élément de stockage se comporte comme un processeur réalisant les opérations élémentaires suivantes :

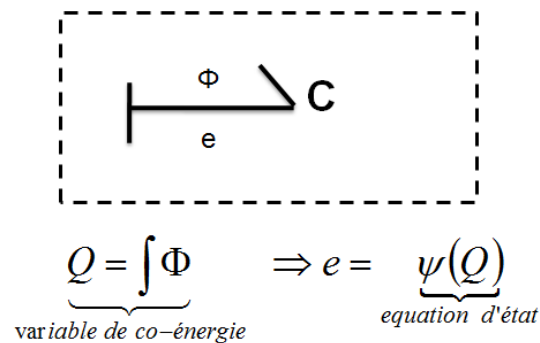


FIGURE 3.16 : élément de stockage capacitif

Il s'agit par exemple d'un condensateur qui accumule les charges électriques apportées par le courant I ou encore d'un ressort qui stocke de la puissance mécanique sous forme d'énergie potentielle. Dans le premier cas la variable de co-énergie est la charge accumulée Q (en coulomb) et c'est la loi de comportement du condensateur parfait qui permet d'associer la charge à la tension en fonction de la capacité du condensateur Ψ (en farads).

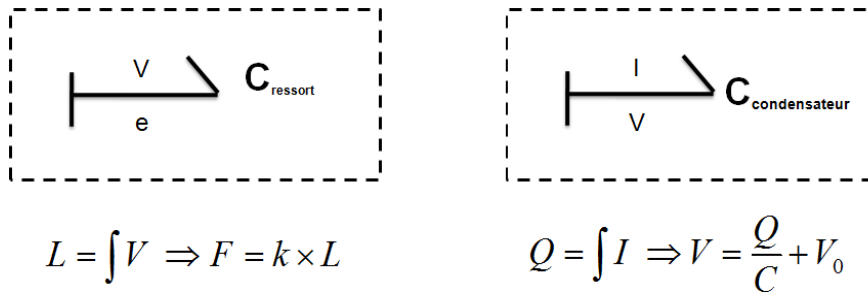
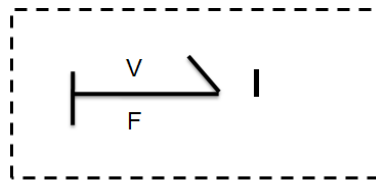


FIGURE 3.17 : Ressort et condensateur en représentation bond graph

S'agissant de systèmes thermo-hydrauliques et en se basant sur les principes de la TPI les éléments de stockage sont clairement identifiés, il s'agit d'une certaine quantité de fluide considérée à l'équilibre local et accumulant un flux de variables extensives. Celui-ci provient des gradients de variables intensives (l'effort) entre les sous-systèmes. Cependant, cet ordre des choses n'est pas absolu et relève avant tout d'une construction physique particulière. Ainsi, la notion d'irréversibilité étant absente de la mécanique classique, rien n'empêche un système mécanique « d'accumuler de l'effort » et de répondre par un flux. Dans ce cas, on utilise une deuxième catégorie d'éléments capacitifs dit inertiels I. La relation lie alors l'accumulation d'effort et le flux au travers du moment généralisé. C'est par exemple le cas d'une masse en mouvement qui stocke de l'énergie cinétique :



$$\underbrace{F}_{\text{effort entrée}} \Rightarrow \underbrace{p = \int F \times dt}_{\text{moment généralisé}} \Rightarrow V = \underbrace{V_0 + \frac{1}{m} p}_{\text{equation fondamentale}}$$

FIGURE 3.18 : élément de stockage inductif pour une masse en translation

2.1.3. ELEMENTS RESISTIFS

Les éléments technologiques concernés sont un amortisseur, une résistance électrique, une restriction hydraulique et ont tous en commun, selon la définition bond-graph, de « dissiper de l'énergie ». Ils sont modélisés par l'élément **R** qui est caractérisé par une loi de comportement établissant une relation algébrique instantanée entre les deux variables véhiculées par le lien de puissance. Par exemple, connaissant les potentiels électriques V aux bornes d'une résistance R_e [Ω], la loi d'Ohm permet de déterminer l'intensité I (le flux de charge) qui la traverse. De même la loi de coulomb permet de déterminer le flux (la vitesse) associé à une différence de potentiel (forces) à ces bornes : la loi est linéaire avec R_m le coefficient de coulomb :

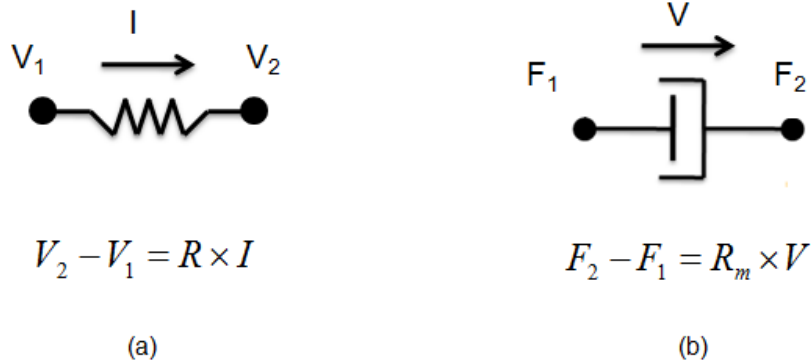


FIGURE 3.19 : élément résistif (a) résistance électrique (b) frottement mécanique

C'est la causalité de l'élément qui impose les variables d'entrée (effort pour la causalité conductance ou flux pour la causalité résistance). Dans le cas de la TPI, ces éléments représentent les phénomènes irréversibles d'uniformisation des variables intensives entre sous systèmes. Une précision s'impose alors par rapport à la notion de dissipation d'énergie et sa comparaison avec l'irréversibilité. Supposons par exemple qu'il existe une différence de potentiel de 20V aux bornes de la résistance ($V_1=10V$ et $V_2=30V$), la valeur de celle-ci (20Ω) imposant un flux de charge de $I=1$ Ampère. La puissance échangée à chaque extrémité de la résistance est alors donnée par :

$$P_1 = I \times V_1 = 10W$$

$$P_2 = -I \times V_2 = -30W$$

La quantité P_2-P_1 est dissipée sous forme de chaleur dans l'environnement de telle sorte que :

$$P_2 - P_1 = I \times (V_2 - V_1)$$

$$= RI^2$$

Il s'agit ici de la loi de Joule qui exprime la transformation irréversible d'énergie électrique en énergie thermique par la résistance. S'agissant d'une modélisation purement électrique ou mécanique cela ne pose pas de problèmes particuliers dans la mesure où l'énergie thermique est supposée instantanément évacuée et non exploitable ultérieurement. Pour les procédés thermofluides par contre il n'est souvent pas possible de considérer que les irréversibilités sont évacuées vers l'extérieur. Les systèmes sont en effet souvent calorifugés et comme le montre l'exemple des deux réservoirs de gaz qui échangent du volume au travers d'une paroi les dégradations d'énergie sont réparties dans les réservoirs. Ce type de raisonnement impose alors d'introduire l'entropie et de considérer que la dégradation d'énergie est liée à l'augmentation de celle-ci. La variable entropie n'étant cependant pas commune ni simple d'utilisation il est possible de modifier la nature des liens de puissances pour faire apparaître la variable énergie interne à la place de celle-ci. L'information véhiculée par les liens n'est alors plus la puissance et les bilans dans chaque composant de stockage doivent être adaptés, il s'agit de la représentation pseudo-bond graph.

2.1.4. JONCTIONS

Lorsque les phénomènes physiques de base sont identifiés et le formalisme des variables de puissances choisi, l'architecture du système est représentée par assemblage des composants. Il existe pour cela deux jonctions supposées idéales, c'est-à-dire sans stockage, création ni perte d'énergie:

- **La jonction 0** qui sert à associer les éléments du système soumis au même effort. Ce qui correspond, dans le domaine électrique, à une configuration en parallèle. Un seul trait causal se trouve du côté du zéro. C'est cette même branche qui impose l'effort aux autres.

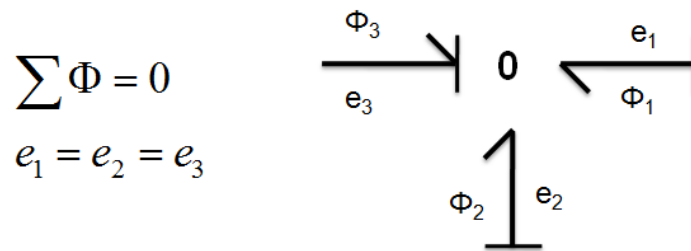


FIGURE 3.19 : jonction de type 0

- **La jonction 1** sert à associer les éléments du système soumis au même flux. Dans le domaine électrique, ceci correspond à la configuration en série. A proximité du 1, il ne faut qu'une et une seule branche ne présentant pas de trait causal. C'est cette branche qui impose le flux aux autres.

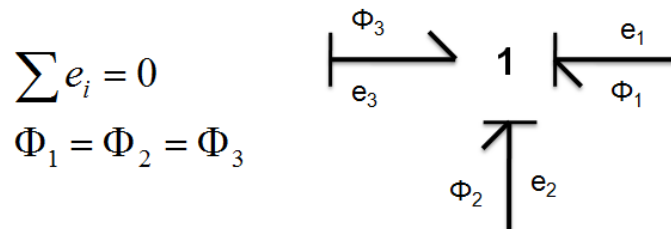


FIGURE 3.20 : jonction de type 1

Le système ressort-masse supposé en translation horizontale et sans frottement extérieur (figure 13) est par exemple représenté par l'assemblage de deux composants de stockage ; inductif pour la masse en translation et capacitif pour le ressort. Comme précisé précédemment il n'y a pas d'échange d'énergie entre le mur et le ressort et les deux sous-systèmes sont reliés par une liaison parfaite non déformable qui impose un effort commun (jonction de type 1). Partant de cette description le bond graph du système peut être tracé :

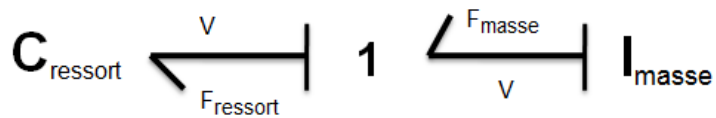
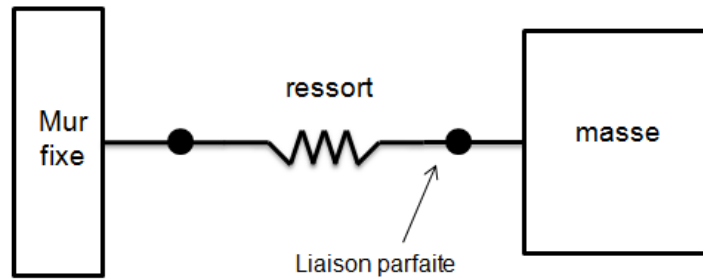


FIGURE 3.21 : Bond-graph d'un système mécanique masse ressort

L'utilisation des formules données dans les figures 16, 17 et 20 permet ensuite de poser le système d'équation décrivant la dynamique du système :

$$\left[\begin{array}{l} V_{masse} = V_0 + \frac{1}{m} \times \int F_{masse} dt \\ F_{ressort} = F_0 + k \times \int V_{ressort} dt \\ F_{ressort} - F_{masse} = 0 \\ V_{masse} = V_{ressort} \end{array} \right.$$

La connaissance des conditions initiales (F_0, V_0) est ensuite suffisante pour simuler le système. Supposons maintenant que le système soit modifié par l'introduction d'un amortisseur mécanique en parallèle du ressort et d'une force agissant sur la masse (figure 22). Le nouveau bond-graph est alors juste extrapolé de l'assemblage précédent. Le nouveau système est donc modélisé sans avoir à modifier les modèles unitaires de composants, facilitant fortement la modularité et le codage informatique des équations constitutives de ceux-ci.

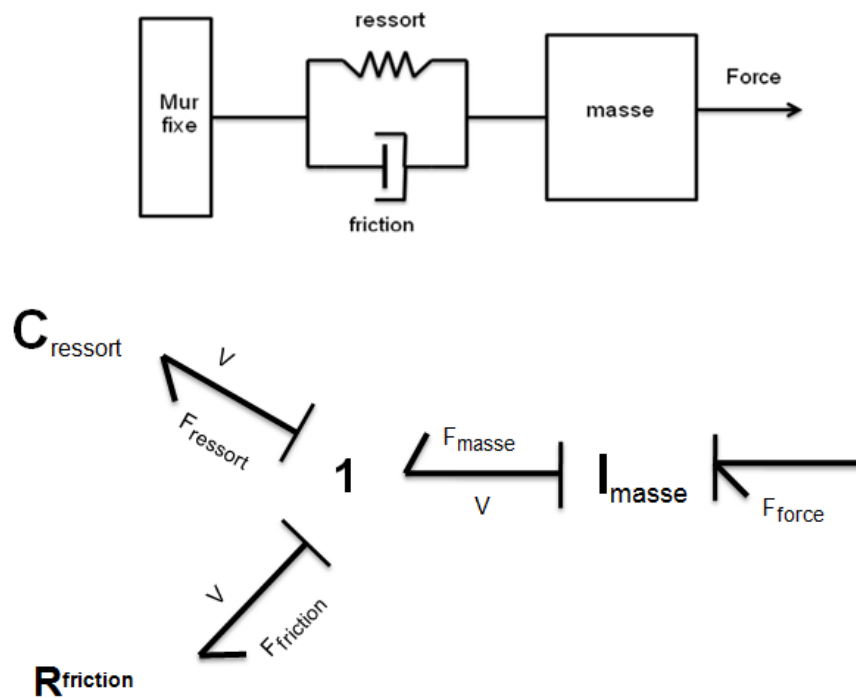


FIGURE 3.22 : Bond-graph d'un système d'amortisseur mécanique

2.2. APPLICATIONS

Dans un contexte industriel, l'utilisation des bond-graph est multiple. Tout d'abord sa capacité à traiter les problèmes dynamiques en fait un outil adapté aux nouvelles normes d'homologation ainsi qu'aux problématiques de montée en température de moteur. Mais surtout son aspect multidisciplinaire permet de réaliser des études globales couplant plusieurs systèmes thermiques tels que le refroidissement moteur et le circuit de climatisation ouvrant ainsi la voie à la recherche de synergies systémiques (des gains au delà du gain individuel possible pour chaque sous-système). Ce paragraphe se décompose en deux parties, la première montrant la démarche qui a conduit à l'adoption d'un tel outil et la seconde positionne la démarche numérique de cette étude en termes de bond-graph.

2.2.1. SIMULATION SYSTEME

Pour des raisons historiques et d'organisation, plusieurs systèmes thermiques tels que le refroidissement moteur, la dépollution des gaz d'échappement et les prestations habitacle sont traités de façon séparée bien qu'ils soient fortement liés. Ainsi la plupart des composants du système thermique sont déjà modélisés dynamiquement, mais comme chaque domaine physique comporte ses traditions en termes de notations, méthodologies et conventions, l'assemblage des différents modèles est complexe.

Dans ce domaine, les travaux du groupe de recherche en thermique de Renault ont été initiés en 1996. L'objectif des travaux de Recouvreur [36] était d'établir un diagnostic énergétique du groupe motopropulseur. Il a étudié l'interaction entre un modèle de thermique moteur et un modèle du circuit de refroidissement, mettant en avant la nécessité de disposer d'un formalisme de communication entre les différents modèles. Plus tard Rouaud [9] créé des modèles de composants technologiques (à ce niveau, les objets des modèles sont des composants réels: radiateur, thermostat, moteur électrique). Le formalisme utilisé (la méthode nodale) et l'aspect modulaire du modèle global ont permis de simuler plusieurs architectures afin d'optimiser les performances et la conception du circuit de refroidissement d'un véhicule hybride. Ces travaux mettent en avant l'intérêt d'un niveau de langage technologique et la nécessité d'un formalisme modélisation unifiant les différents domaines de la physique du véhicule (hydraulique, thermique, électrique, combustion...). Le choix de la plateforme de modélisation (AMESIM) ayant été industriellement acté, J. Marachlian [8] entreprend alors de synthétiser l'ensemble des travaux pour aboutir à un outil final de niveau technologique. Au fil des études, une véritable bibliothèque d'objets du génie automobile s'est développée et chaque nouveau composant technologique est maintenant modélisé à partir des phénomènes physiques de base du bond-graph afin d'assurer une parfaite compatibilité avec les composants modélisés précédemment.

Ainsi cette vision numérique se concrétise depuis quelques années dans l'équipe de recherche « thermique moteur et habitacle ». La modélisation système tend aujourd'hui à privilégier une « innovation de conception » faite de bons choix en termes de fonctions, de technologies d'interfaçage ou d'assemblage. Parmi les retombées directes de cette modélisation globale on peut citer l'étude de différentes architectures et solutions techniques pour la montée en température du moteur, l'introduction du modèle de boucle de climatisation a également permis l'étude de stratégies de pilotage avancées (mode pompe à chaleur, conditionnement habitacle véhicule électrique) et de cycles diphasiques embarqués (cycle Rankine).

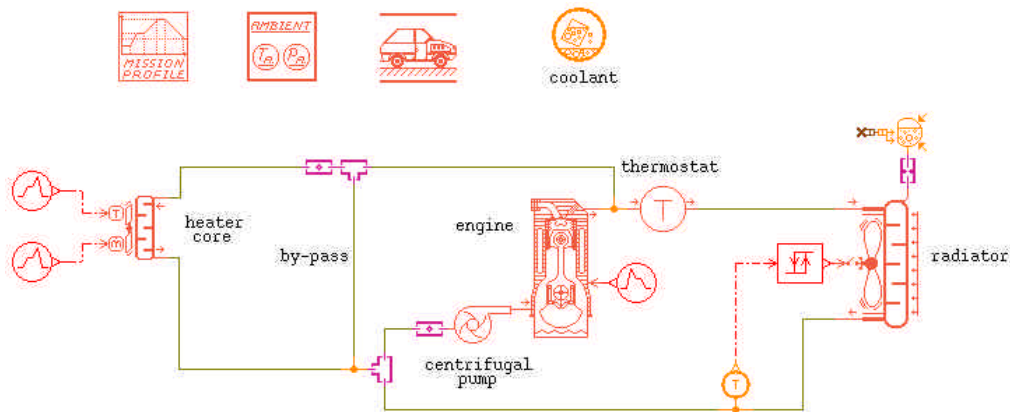


Figure 3.23 : Modèle de simulation du circuit de refroidissement sous AMESIM

Si c'est surtout l'aspect structurel de la théorie qui est intéressant pour la modélisation, la structure énergétique que sous entendent les bond-graph offre également des outils d'analyse globaux permettant de décrypter les stratégies d'ensemble ou de faire apparaître des propriétés qualifiées de systémiques car dépendant principalement du positionnement relatif des composants. Dans sa thèse, J. Marachlian propose ainsi d'étudier les irréversibilités propres à chaque composant. Partant du principe que celles-ci sont à l'origine de la dégradation de l'énergie chimique du carburant en énergie thermique rejetée dans l'environnement il définit alors l'optimisation énergétique d'un véhicule comme la réduction de la production d'entropie [8].

2.2.2. DEMARCHE NUMERIQUE DE L'ETUDE

Les travaux de modélisation menés dans cette thèse couvrent deux problématiques distinctes exploitant deux propriétés des bond-graph. Tout d'abord la modélisation système aidera à la conception d'un système de refroidissement des gaz d'admission par la climatisation. La deuxième problématique identifiée concerne les gaz d'admission humides et leur condensation. Les bond graph ne seront alors pas utilisés en vue d'une modélisation systémique, mais comme une grille de lecture pour modéliser un phénomène inconnu :

- **Conception** : La situation idéale qui consisterait à concevoir le système entièrement numériquement par simple assemblage de composants implique que les technologies et leur fonctionnement soient parfaitement maîtrisés. Nous disposons déjà d'une bibliothèque des différents phénomènes physiques concernant le circuit thermo-hydraulique et la boucle de climatisation, cependant, certains composants comme le refroidisseur de gaz d'admission sur l'eau et l'échangeur thermique eau/climatisation n'ont pas de modèle technologique. C'est pourquoi cette étude, qui est présentée dans la dernière partie du document, sera qualifiée de conception « amont ». C'est-à-dire une démarche qui apporte une représentation technologique et fonctionnelle d'un concept permettant par la suite le « prototypage virtuel » qui lui apporte une représentation virtuelle d'un produit potentiel.
- **Modélisation** : S'agissant d'une problématique nouvelle dans l'automobile il n'existe pas de modèle dédié. Sous le logiciel AMESIM il est fait référence au phénomène de condensation de l'air humide au niveau de l'évaporateur de la boucle de climatisation, mais celui-ci est un modèle simplifié qui ne prend pas en compte les variations de pression de l'air; alors que c'est le cas de l'air à l'admission d'un moteur suralimenté. Le problème est en effet complexe car la condensation de l'air humide couple des échanges de masse et de chaleur et s'accompagne d'une grande variété de variables d'état possible. L'utilisation des bond-graph et leur extension à la TPI permettra justement, dans le chapitre suivant, d'en formaliser la modélisation. L'objectif n'est pas de proposer une nouvelle bibliothèque de composant pour le logiciel, mais d'analyser la physique tout en s'assurant que la démarche sera effectivement compatible avec une intégration future.
-

3. SIMULATION DE LA CONDENSATION DE L'AIR HUMIDE

Dans ce paragraphe nous introduisons un modèle dynamique macroscopique du comportement d'un gaz humide tel que celui rencontré dans la ligne d'admission d'un moteur suralimenté en EGR-BP. Dans la première partie, et cela constitue un des apports de cette thèse, nous présentons une interprétation de la condensation en terme de la TPI qui nous est apparue comme la meilleure théorie capable de décrire le phénomène et d'être intégrée ultérieurement dans les bibliothèques du logiciel AMESim. La deuxième partie est consacrée au développement d'une bibliothèque de composants qui seront finalement assemblés dans la troisième partie pour modéliser et simuler le refroidisseur d'air de suralimentation.

3.1. LA CONDENSATION DE L'AIR HUMIDE

Lors du chapitre d'introduction sur la thermique de la ligne d'admission nous avons utilisé des résultats empiriques pour décrire le comportement d'un mélange d'air et d'eau. La condensation était alors décrite comme un processus se déroulant de façon homogène dans le fluide et apparaissant lorsque la pression partielle de vapeur est supérieure à une valeur maximale appelée pression de saturation. Cependant

L'utilisation d'un tel modèle ne permet pas de décrire les observations expérimentales qui tendent à montrer que le phénomène se déroule préférentiellement à l'interface gaz/liquide (on parle de condensation en film). Pour clarifier la situation ce paragraphe propose donc une lecture du comportement thermodynamique de l'air humide à partir des principes de la thermodynamique irréversible présentés précédemment. Dans un premier temps l'équation fondamentale de la thermodynamique permettra d'interpréter la stabilité d'un mélange d'eau et d'air, cette étude sera complétée par une interprétation au travers du théorème d'Onsager de la condensation en film.

3.1.1. L'AIR HUMIDE

L'expérience montre que mélange d'air et d'eau peut se présenter sous deux formes : un mélange de gaz (air et vapeur d'eau) ou bien un mélange diphasique contenant de l'eau liquide. L'expérience montre également que ce mélange n'est pas forcément stable puisque une goutte d'eau introduite dans de l'air sec s'évapore spontanément. Pour interpréter ces phénomènes nous allons donc définir les conditions d'équilibre thermodynamique d'un tel mélange.

a. EQUILIBRE THERMODYNAMIQUE

Dans la suite du document nous entendrons par « air humide » un mélange d'air et d'eau sous ces deux phases. Lors de la définition de l'équation fondamentale de la thermodynamique ce cas avait justement été envisagé, l'étude d'un tel système reposant sur l'introduction des potentiels chimiques. En supposant l'air humide à l'équilibre thermodynamique, ses variables d'états vérifient en effet la relation suivante :

$$dS_{humide} = \frac{1}{T} dU_{humide} + \frac{P}{T} dV_{humide} - \frac{\mu_{air}}{T} dM_{air} - \frac{\mu_{vap}}{T} dM_{vap} - \frac{\mu_{liq}}{T} dM_{liq}$$

Avec (M_{air} , M_{liq} et M_{vap}) la masse des constituants, V le volume et U_{humide} l'énergie du système étudié. Supposant que le récipient est fermé et que son volume ne varie pas on a $dV=dM_{air}=0$. Seuls interviennent des phénomènes d'évaporation et de condensation internes au système, le nombre total de molécules étant conservé, on a de plus :

$$dM_{vap} = -dM_{liq} \quad (16)$$

D'où une simplification de la relation existant entre variables extensives et variables intensives au voisinage d'un équilibre :

$$dS_{humide} = \frac{1}{T} dU_{humide} - \left(\frac{\mu_{vap}}{T} - \frac{\mu_{liq}}{T} \right) dM_{vap}$$

A l'équilibre, l'entropie atteint sa valeur maximale, caractérisée par la nullité de ces dérivées partielles :

$$\left(\frac{\partial S}{\partial M_{vap}} \right)_{T,P} = -\frac{1}{T} (\mu_{vap} - \mu_{liq}) = 0$$

On en déduit que ***l'équilibre thermodynamique est caractérisé par l'égalité des potentiels chimiques de la vapeur d'eau et de l'eau liquide***. Reprenant les expressions développées dans l'annexe 2 pour un gaz parfait et un liquide supposé incompressible, ces potentiels chimiques s'écrivent:

$$\mu_{vapeur} = C_{PV} T \left[1 - \ln \left(\frac{T}{T_{ref}} \right) \right] + R_V T \ln(P_{vap} / P_{ref}) - s_{RV} T \quad (17)$$

$$\mu_{liquide} = C_{liq} T \left[1 - \ln \left(\frac{T}{T_{ref}} \right) \right] + \mu_B \quad (17')$$

Avec C_{PV} la capacité calorifique de la vapeur d'eau, et s_{rv} l'entropie massique de la vapeur aux conditions de références (T_{ref} et P_{ref}). Le potentiel chimique de l'eau liquide fait apparaître la capacité calorifique C_C , l'énergie de liaison des molécules μ_B . L'égalité des équations (17) et (17') permet alors de trouver l'expression de la pression partielle de vapeur d'eau dans le mélange P_{vap} , autrement dit la pression de saturation :

$$P_{sat} = P_{ref} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^{(C_C - C_{PV})/R_V} \exp \left[\frac{s_{RV} - s_{RC} + C_C - C_{PV}}{R_V} - \frac{\mu_B}{R_V T} \right]$$

Qui peut se réécrire plus simplement en intégrant tous les termes constants dans un même terme P_{sat_ref} qui sera déterminé expérimentalement (Annexe 2) :

$$P_{sat} = P_{sat_ref} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^{(C_C - C_{PV})/R_V} \exp \left[\frac{\mu_B}{R_V} \left(\frac{1}{T_F} - \frac{1}{T} \right) \right]$$

On retrouve ici la forme de l'équation utilisée dans le chapitre d'introduction pour calculer cette température de saturation : la loi d'Antoine.

$$P_{sat} = e^{\left(23,1961 - \frac{381444}{T-46,13} \right)}$$

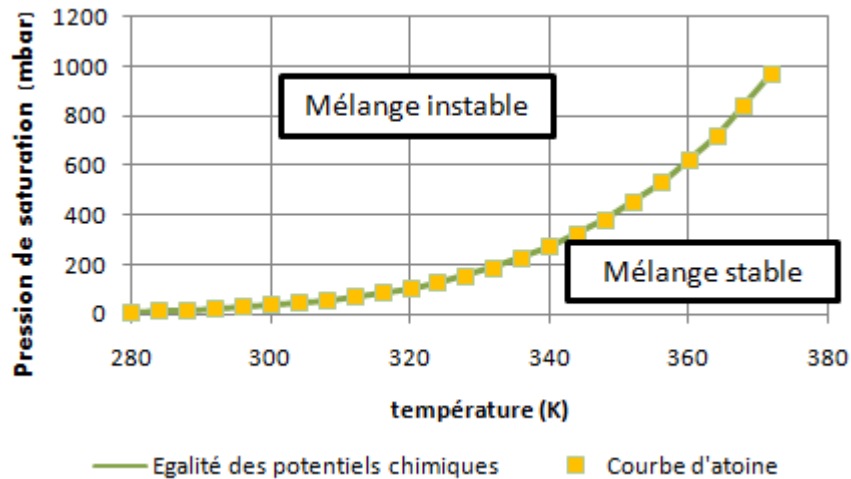


FIGURE 3.24 : Courbe de saturation de la vapeur d'eau

Ainsi lorsqu'il y a coexistence à l'équilibre entre liquide et vapeur l'état se situe sur la courbe d'évaporation. Supposons maintenant qu'il existe un déséquilibre entre les potentiels chimiques. Une telle situation se présente par exemple si l'état de l'air humide est situé au dessus de la courbe de saturation. Dans ce cas, nous avons $\mu_{vap} > \mu_{liq}$ et le deuxième principe de la thermodynamique donne l'inégalité suivante:

$$dS_{humide} = - \left(\underbrace{\frac{\mu_{vap}}{T} - \frac{\mu_{liq}}{T}}_{>0} \right) dM_{vap} \geq 0$$

Montrant que cet état n'est pas stable puisque son existence même implique que de la vapeur se condense ; la vapeur est en déséquilibre thermodynamique (bien qu'en équilibre thermique) et se condense spontanément jusqu'à atteindre une pression partielle compatible avec les conditions d'équilibre. A l'inverse si l'état de la vapeur d'eau est situé en dessous de la courbe de saturation celle-ci se trouve dans un état d'équilibre stable car son potentiel chimique est supérieur à celui de l'eau liquide calculé avec la même température.

b. LA CONDENSATION HOMOGENE

Partant de cette description à l'équilibre d'un mélange d'air humide il est possible d'analyser le phénomène de condensation en supposant que toute transformation est une succession d'état d'équilibre. Reprenant l'hypothèse d'équilibre local cela signifie que les phénomènes d'homogénéisation dans le volume (notamment la diffusion dans l'air des molécules de vapeur juste évaporées) se déroulent beaucoup plus rapidement que ne varient les quantités de vapeur, de liquide et d'énergie. Cette façon de représenter la condensation porte le nom de « **condensation homogène** » [37] [38]. On peut alors faire appel à une théorie simplifiée proposée par L. Silver [39] et développée plus tard par K.J. Bell et M. Ghaly [40] appelée « **méthode de la courbe de condensation** ».

Pour cela, on considère un volume d'air et de la vapeur à l'équilibre thermodynamique dont l'état initial est représenté par le point 1 sur la figure 3.25. Ce gaz échange l'énergie thermique Q de façon réversible avec un thermostat, de telle sorte que la transformation donne le bilan d'énergie suivant :

$$\Delta U_{humide} = Q \quad Q < 0$$

En assimilant le mélange à un gaz parfait l'utilisation du premier principe de la thermodynamique permet d'obtenir les coordonnées de l'état 2. Dans ces conditions, la pression de la vapeur d'eau diminue proportionnellement à la température, l'état se déplace le long d'une droite avec une pente positive qui coupe la courbe de saturation en un point donné.

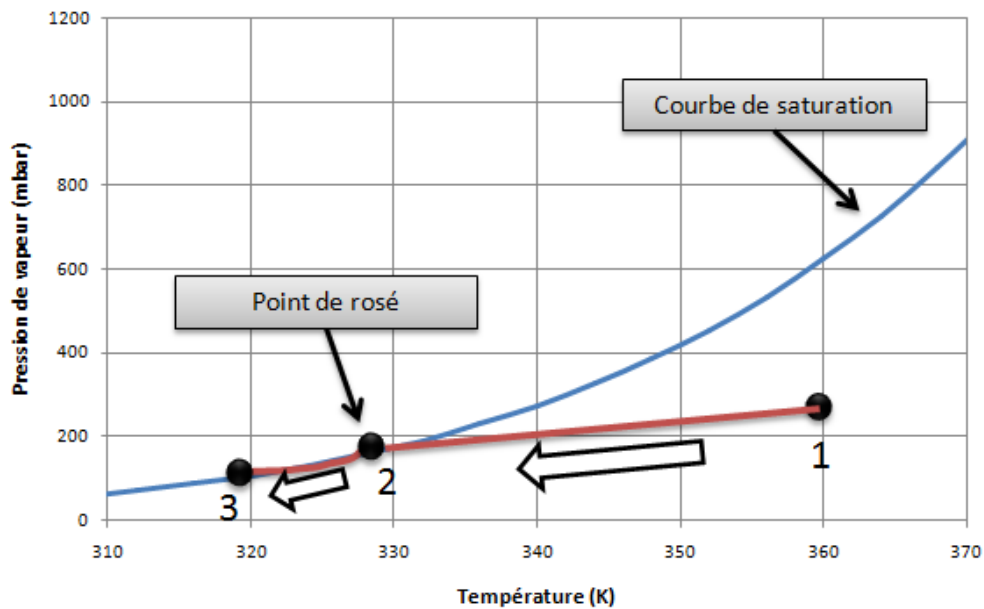


FIGURE 3.25 : Refroidissement isentropique

Arrivé au point 2, les potentiels chimiques de la vapeur et du liquide sont égaux et les premières gouttes commencent à apparaître. Et c'est à partir de cet instant que l'hypothèse d'une condensation homogène rentre en considération, le système passe alors par une succession d'états d'équilibre décrits par la courbe de saturation. Tout au long de la transformation entre l'état 2 et l'état 3, l'apport thermique extérieur provoque une diminution de la température du gaz et de la pression partielle de vapeur. Tenant compte de l'extensivité de l'énergie interne on peut écrire :

$$dU_{humide} = M \times du_{humide} + u_{humide} \times dM_{humide}$$

Cette expression est reformulée en exprimant l'énergie interne massique en fonction du coefficient calorifique C_V et de la température ($du=C_V dT$) ainsi qu'en tenant compte du bilan d'atomes exprimé dans l'équation (16). Ce qui donne :

$$dU_{humide} = \underbrace{M_{humide} \times C_V \times dT}_{\text{chaleur sensible}} + \underbrace{(u_{vap} - u_{liq}) \times dM_{vap}}_{\text{chaleur latente}}$$

La variation d'énergie interne du fluide se décompose ainsi en deux termes: la chaleur latente due à la condensation et la chaleur sensible liée à la variation de température du fluide. Toutefois, ces deux termes ne sont pas indépendants car la transformation est arbitraire: elle suit la courbe de saturation. C'est la dérivée de la loi des gaz parfaits qui permet de lier les deux suivant la relation dite de Clapeyron.

$$dM_{vap} = \frac{V \times m_{humide}}{R} \times d\left(\frac{P_{sat}(T)}{T}\right)$$

Le volume est supposé fixe et m_{humide} représente la masse molaire de l'air humide. Pour rendre cette expression explicite vis-à-vis de T on utilise alors l'expression de la pression de saturation donnée par la loi d'Antoine, ce qui donne :

$$dM_{vap} = V \times d\left(\frac{\exp\left(A + \frac{B}{R_v T}\right)}{R_v T}\right)$$

En effectuant le changement de variables $y = 1 + B/(A \cdot R_v \cdot T)$, on obtient une nouvelle expression plus exploitable de cette différentielle :

$$dM_{vap} = V \frac{A}{B} \times y \times e^{A+y} \times dy$$

L'intégration tout au long du chemin donne alors :

$$\Delta M_{vap} = \int_1^2 dM_{vap} = V \frac{A}{B} \times (e^{A+y_2} - e^{A+y_1})$$

Le changement de variables inverses donne ensuite l'expression de la variation de la masse de vapeur en fonction de la variation température.

$$\Delta M_{vap} = V \times \frac{A}{B} \times e^A \times (P_{sat}(T_2) - P_{sat}(T_1)) \quad (18)$$

Au final, la variation d'énergie interne du fluide au cours de la transformation entre 2 et 3 s'écrit:

$$\Delta U_{humide} = Q = M_{humide} \times C_v \times (T_2 - T_1) + (u_{vap} - u_{liq}) \times \frac{V \times A \times e^A}{B} \times (P_{sat}(T_2) - P_{sat}(T_1)) \quad (19)$$

3.1.2. LA CONDENSATION EN FILM

Dans le paragraphe précédent, l'hypothèse de l'existence d'un équilibre thermodynamique local tout au long de la transformation implique que les variables intensives sont identiques en tout point du fluide. Ce qui sous entend notamment que le liquide et la vapeur sont répartis de façon homogène au sein du volume. Or, l'expérience montre que dans certaines situations la condensation ne se déroule pas de façon homogène mais préférentiellement à l'interface avec le milieu qui refroidit. Cette observation concerne notamment le cas d'un écoulement d'air humide échangeant de l'énergie thermique avec une paroi, situation analogue à l'échangeur thermique que nous souhaitons modéliser :

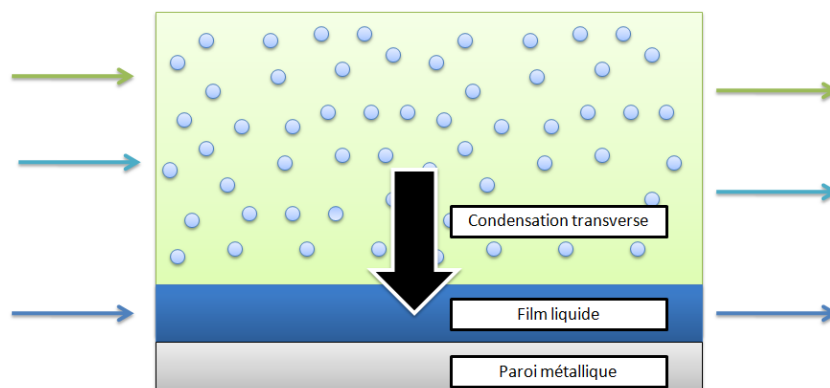


FIGURE 3.26 : Condensation en film d'un écoulement d'air humide

Dans ce cas vapeur et liquide sont séparés physiquement par une interface. L'air humide n'est donc plus à l'équilibre et il n'est plus possible d'utiliser le modèle de condensation homogène présenté précédemment. Cependant, si les taux de condensation restent faibles, on peut considérer que les phénomènes de diffusion qui créent un déséquilibre entre la vapeur et le liquide se déroulent à l'échelle microscopique dans une zone localisée proche de l'interface appelée **couche limite diffusive**. Dans ces conditions on peut considérer que l'air humide est composé de deux sous-systèmes en équilibre thermodynamique local. D'un côté un volume de gaz comprenant de l'air et de la vapeur d'eau et de l'autre côté un volume d'eau liquide, l'étude de la condensation se ramenant alors à l'étude de la couche limite de diffusion.

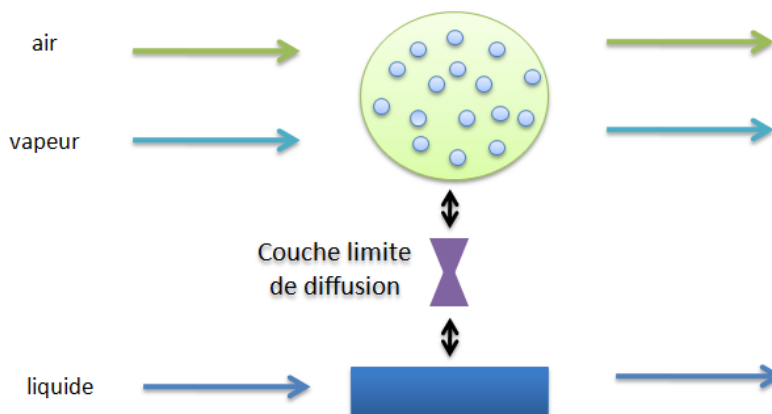


FIGURE 3.27: Condensation en film d'un écoulement d'air humide

Cette façon d'étudier la condensation relève de la « **théorie du film** », il s'agit d'une méthode largement employée dans le calcul des condenseurs, elle a été développée par plusieurs auteurs dont Colburn [41] Ackermann [42]. Le processus est complexe parce qu'il met en jeu simultanément le transfert de chaleur et transfert de masse du mélange gazeux vers l'interface vapeur/liquide. La figure 3.28 présente par exemple un profil schématique de la concentration de vapeur et de la température à l'intérieur de la couche limite. Celui-ci montre qu'il existe un gradient de température mais également un gradient de concentration entre le cœur de l'écoulement et l'interface liquide/gaz :

- La pression totale étant supposée constante cela signifie que la concentration en gaz incondensables augmente en se rapprochant de la paroi. La vapeur doit diffuser à travers le film d'incondensables. Il en résulte une résistance au transfert de masse.
- La température du liquide est supposée égale à celle de la paroi et par conséquent il existe un gradient de température. Il existe donc en plus de la résistance au transfert de masse, une résistance thermique de convection.

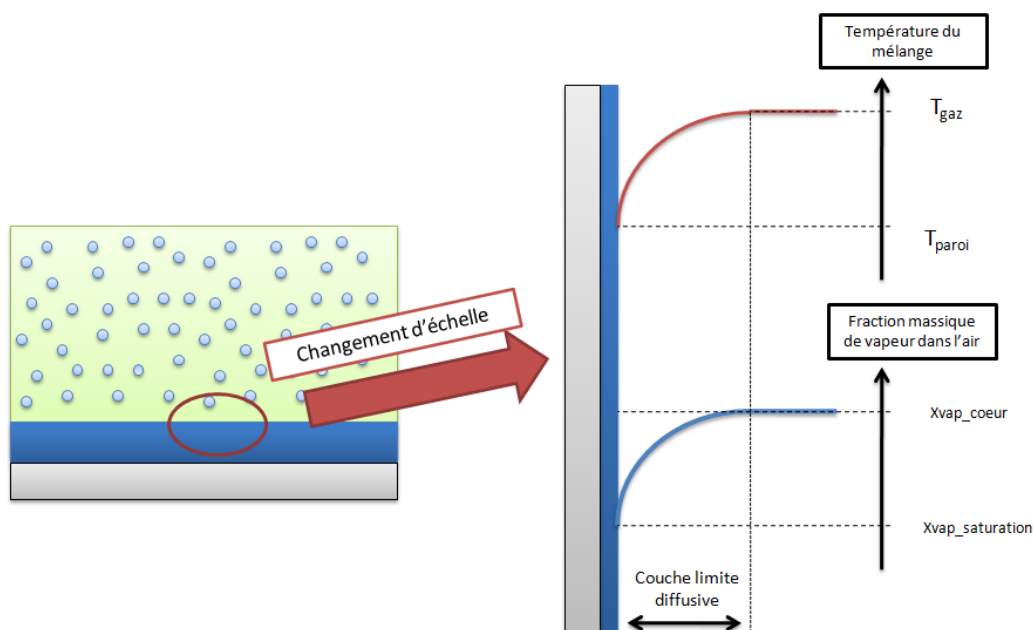


FIGURE 3.28 : couche limite de diffusion

La situation est plus complexe car le transfert thermique et le transfert de masse sont couplés. Réutilisant le formalisme d'Onsager, les transferts dans cette couche limite peuvent s'exprimer ainsi :

$$\begin{bmatrix} \phi_{thermique} \\ \phi_{vapeur} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{UU} & L_{UV} \\ L_{VU} & L_{VV} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \Delta \left(\frac{1}{T} \right) \\ \Delta \left(\frac{\mu}{T} \right) \end{bmatrix} \quad (19)$$

Les deux termes diagonaux, qui représentent les phénomènes physiques de base ont déjà été évoqués, il s'agit de la loi de Fick et de la loi de Fourier. Le coefficient L_{UV} et L_{VU} régissent les phénomènes indirects : l'effet Dufour et l'effet Sorret. Dans la suite nous négligerons les effets indirects comme préconisé par de nombreuses

publications dans le cas de taux de condensation faibles. Des informations complémentaires sur le calcul peuvent être trouvées dans les références [43], [44]. Ces phénomènes de couplages seront évoqués mais non calculés dans le chapitre sur la condensation car supposés négligeables. On retiendra que la différence essentielle entre la condensation homogène et la condensation en film réside en ce que la deuxième tient compte de la résistance de transfert de masse alors que la seconde la néglige, entraînant une surestimation du coefficient de transfert thermique.

3.2. MODELISATION DE LA CONDENSATION

La structure de modélisation adoptée est celle des bond-graph en représentation énergétique. L'objectif consiste à définir l'ensemble des composants unitaires qui seront assemblés par la suite pour modéliser l'échangeur de suralimentation (RAS). C'est-à-dire un volume de gaz humide supposé à l'équilibre local, une résistance de convection de masse entre les volumes et une résistance d'échange thermique avec la paroi.

3.2.1. STRUCTURE

La première étape d'une démarche de modélisation bond-graph consiste à décrire les différents phénomènes de stockage et de dissipations rencontrés, il s'agit du bond-graph à mots. Ainsi deux types de modèle sont proposés, la condensation en film qui implique une séparation des phases de l'eau et la condensation homogène. Dans le premier cas l'air humide est décomposé en deux sous-systèmes à températures et potentiels chimiques différents qui échangent de l'énergie thermique et de la masse. Dans ce modèle la paroi de l'échangeur et le film sont d'ailleurs supposés à la même température réduisant le nombre de composants élémentaires à 4 : l'échange de matière convectif, un volume de gaz mélangeant de l'air et de la vapeur d'eau (mais sans eau liquide), une résistance d'échange thermique et massique de type film ainsi qu'un modèle pour représenter le métal de l'échangeur.

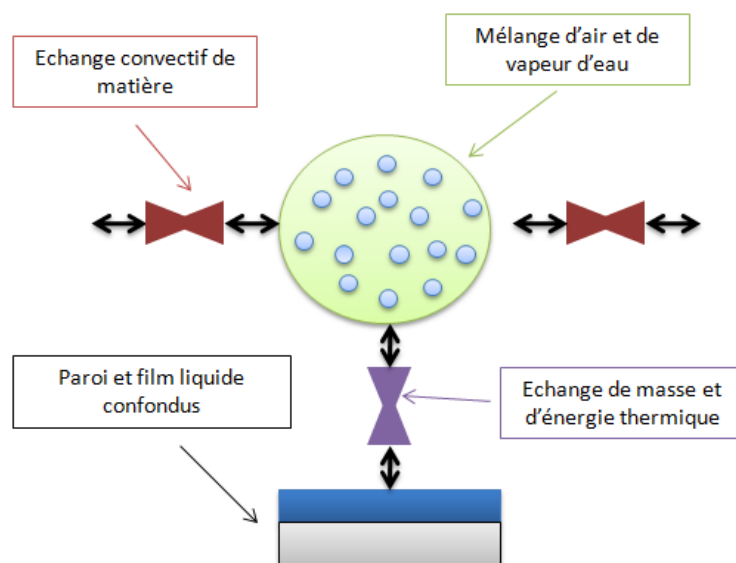


FIGURE 3.29 : Echange thermique pour le modèle film

Dans le deuxième cas l'eau liquide est contenue dans le volume de gaz et il faudra mettre en place un processus interne de condensation. L'expression de l'échange thermique sera par contre simplifiée car elle ne prendra plus en compte le transfert de masse.

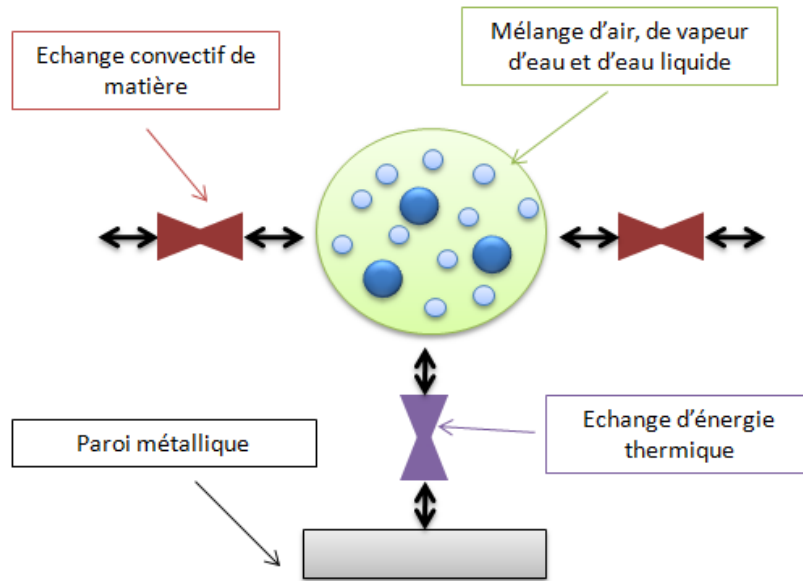


FIGURE 3.30 : Echange thermique pour le modèle homogène

La dernière étape avant de modéliser les composants est de définir les variables d'entrée et de sortie. Pour cela on utilise une description bond-graph : les volumes de gaz sont supposés à l'équilibre thermodynamique local et échantent irréversiblement des flux de grandeurs extensives en réponse aux gradients de variables intensives, d'où le formalisme des variables :

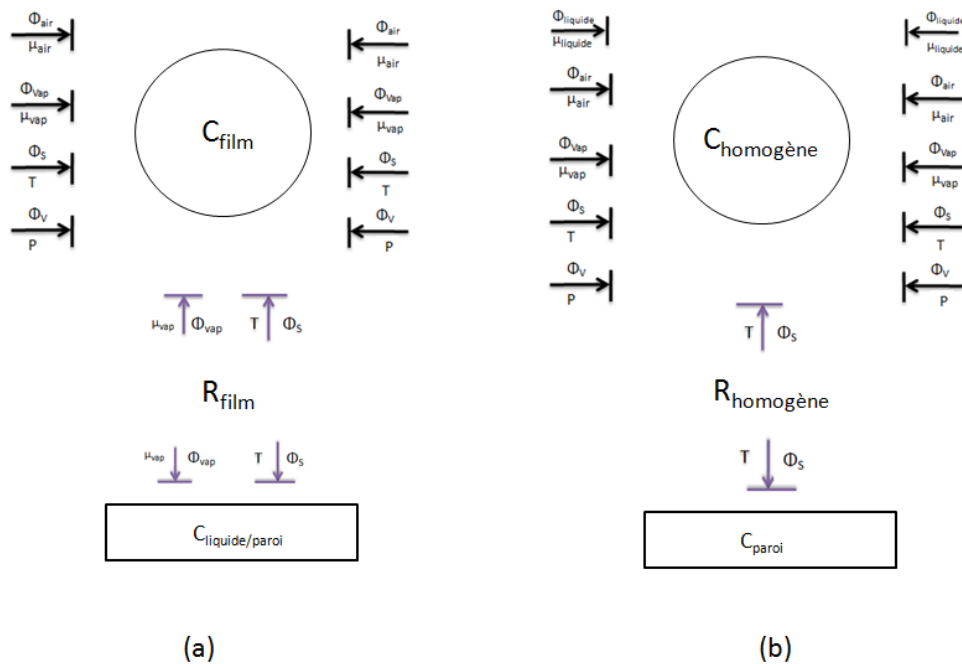
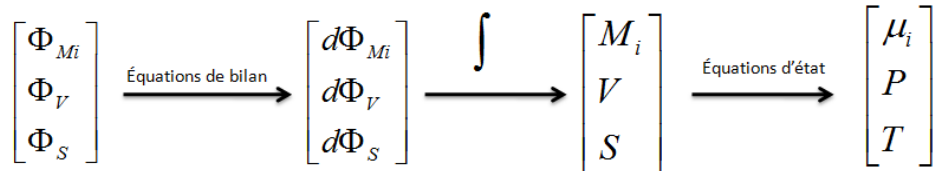


FIGURE 3.31 : Bond-graph d'une maille élémentaire d'échangeur thermique

3.2.2. VOLUME HUMIDE

Le volume humide est un élément de stockage, il exprime un lien entre les flux et les variables intensives (T,P,μ) au travers des variables dite de co-énergie (M, V, S). Le système est supposé à l'équilibre local tout au long de l'évolution, les relations entre flux et variables de co-énergie sont contraintes par les équations de bilan et les équations d'état et permettent de lier celles-ci aux variables intensives. L'algorithme codé sous Matlab prend la forme suivante :



a. CAS DU MODELE FILM

Dans le cas du modèle film le volume humide est seulement composé d'air et de vapeur et peut être assimilé à un mélange de gaz parfaits. Le jeu d'équation d'état (20) comprend l'équation d'état du gaz parfait et une expression de l'entropie massique du fluide telle que développée dans l'ANNEXE2.

$$\text{equations d'etat} \begin{cases} P = \frac{M \times R}{m \times V} \times T \\ \frac{S}{M} = C_v \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) + R_v \ln\left(\frac{P}{P_{ref}}\right) + S_{v_ref} \\ \mu = C_p \times T - \frac{S}{M} \times T \end{cases} \quad (20)$$

Le système est soumis à plusieurs types flux qui ont deux origines distinctes. La convection de matière tout d'abord modifie les bilans de masse de la vapeur et de l'air ainsi que les bilans de volume et d'entropie tels que décrit dans l'ANNEXE3. La deuxième cause d'irréversibilité à pour origine la condensation en film et modifie les bilans locaux de matière et d'entropie. Le système étant supposé à l'équilibre local il n'y a pas d'irréversibilité interne au système et le bilan d'entropie est conservatif.

$$\begin{aligned} M_a &= \int \Phi_{Ma_convection} \times dt \\ M_v &= \int (\Phi_{Mv_convection} + \Phi_{Mv_evaporation}) \times dt \\ V &= \int \Phi_{V_convection} \times dt \\ S &= \int (\Phi_{S_convection} + \Phi_{S_evaporation}) \times dt \end{aligned}$$

b. CAS DU MODELE HOMOGENE

La matière étudiée ici est un mélange d'air, de vapeur d'eau et d'eau liquide (considéré présent dans le gaz sous forme de gouttelettes) et le système d'équation (20) applicable à un système parfait n'est plus valable. Cependant, en utilisant certaines simplifications et en considérant les faibles taux de condensation rencontrés il est possible d'en conserver la simplicité. Ces équations sont issues de considérations aérologiques [45] et se révèlent très bien adaptées au problème étudié en termes d'humidité absolue et de formalisme.

Equation d'état de l'air humide :

Considérons dans un premier temps uniquement la vapeur et l'air qui seront assimilés à des gaz parfaits. D'après la loi de Dalton, la pression totale (P) du gaz est la somme des pressions partielles d'air sec (P_d) et de vapeur d'eau (P_v). En appliquant la loi des gaz parfaits à chacun des constituants, nous obtenons :

$$P = P_d + P_v = R \times T \times \left(\frac{\rho_d}{m_d} + \frac{\rho_v}{m_v} \right) = \frac{RT\rho}{m_d} \left[1 + \frac{\rho_v}{\rho_d} \left(\frac{m_d}{m_v} - 1 \right) \right]$$

Avec m_d (~29g/mol) et m_v (~18g/mol) les masses molaires de l'air et de la vapeur d'eau et ρ_A la masse volumique du mélange. En introduisant le facteur de mélange $r_v = \rho_v / \rho_d$, le rapport ρ_v / ρ devient $r_v / (1+r_v)$ qui peut s'approximer (si le facteur de mélange reste faible) par $r_v / (1+r_v) \sim r_v$:

$$P = \frac{RT\rho_A}{m_d} [1 + 0.61 \times r_v]$$

En reconnaissant $\rho_d = m_d \cdot P / (R \cdot T)$, on obtient l'expression de la masse volumique du mélange d'air et de vapeur :

$$\rho_A = \frac{\rho_D}{1 + 0.61 \times r_v}$$

Dans le cas du volume dit homogène, il faut inclure les effets de l'eau liquide sur les propriétés du mélange. Soit V le volume total, M_A la masse d'air et M_C sa masse de condensat (ce sont des entrées du modèle) :

$$\begin{aligned} \rho_{humide} &= \frac{M_A}{V} + \frac{M_C}{V} \\ &= \rho_A \left(\frac{V_A}{V} \right) + \rho_C \end{aligned}$$

Avec $\rho_A = M_A / V_A$ la densité de l'air humide calculée précédemment et $\rho_C = M_C / V$ la densité de liquide dans le mélange. Sachant que le volume occupé par le condensat est donné par $V_C = V - V_A$

$$\frac{V_A}{V} = 1 - \frac{V_C}{V} = 1 - \frac{M_C / \rho_w}{M_C / \rho_w} = 1 - \frac{\rho_C}{\rho_w} = 1 - \frac{r_C \rho_d}{\rho_w} \approx 1 \quad - 126 -$$

Cette approximation est justifiée lorsque l'humidité absolue $r_c = \rho_c / \rho_d$ reste faible (inférieure à 10 grammes d'eau par kilogramme d'air sec [4]) car la densité de l'air est bien plus faible que la densité du condensat que l'on considérera constante ($\rho_w \sim 10^3 \text{ kg/m}^3$). Comme r_v et HA sont faibles comparés à l'unité, nous pouvons écrire :

$$\rho = \rho_A + \rho_d = \frac{\rho_D}{1 + 0,61 \times r_V} + r_C \times \rho_D \approx \frac{\rho_D}{(1 + 0,61 \times r_V - r_C)}$$

Ce qui donne une approximation d'état approximatif mais simplifiée et utilisable tant pour la condensation en film (dans ce cas $r_c=0$) que de la condensation homogène. Cette équation est **également** continue ce qui permet de simplifier la gestion numérique de l'apparition des premières gouttelettes :

$$\boxed{\frac{P}{\rho} = R_D \times T \times (1 + 0,61 \times r_V - r_C)} \quad (20)$$

Expression de l'entropie du mélange :

Le deuxième type de relation concerne l'expression de l'entropie massique du mélange humide (avec ou sans condensat). Pour cela nous tirons partie de l'extensivité de l'entropie afin de l'exprimer en fonction de l'entropie individuelle des composants déjà calculée au cours du chapitre (Annexe2) :

$$s_{humide} = s_d + r_V \times s_V + r_C \times s_C \quad (21)$$

Avec :

$$s_d = C_{Pd} \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) - R_D \times \ln\left(\frac{P_d}{P_{ref}}\right) + s_{d_ref}$$

$$s_V = C_{pV} \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) - R_V \times \ln\left(\frac{P_V}{P_{ref}}\right) + s_{v_ref}$$

$$s_C = C_C \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) + s_{c_ref}$$

En substituant ces équations dans l'équation (17), on obtient l'expression de l'entropie massique du mélange humide :

$$s_{humide} = (C_{Pd} + r_V C_{Pd} + r_C C_{Pd}) \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) - R_D \times \ln\left(\frac{P_d}{P_{ref}}\right) - r_V R_V \times \ln\left(\frac{P_{vap}}{P_{ref}}\right) + s_{d_ref} + r_V s_{v_ref} + r_C s_{c_ref} \quad (22)$$

Il reste alors à expliciter les entropies massiques de référence des constituants. Pour cela nous utilisons comme état de référence le point triple ($T_{ref}=273.15K$, $P_{ref}=1,013 \cdot 10^5$ Pa) qui est caractérisé par la coexistence de toute les phases du mélange (vapeur, liquide et solide). En choisissant cet état comme référence des entropies on a $s_{d,ref}=0$ et $s_{c,ref}=0$ [45]. L'entropie de référence de la vapeur se déduit, elle, de l'expression de la pression de saturation au point de référence :

$$P_{sat_ref} = P_{ref} \exp \left[\frac{s_{RV} - s_{RC} + C_C - C_{PV}}{R_V} - \frac{\mu_B}{R_V T} \right]$$

D'où :

$$s_{RV} = \frac{(C_C - C_{PV}) \times T_{ref} - \mu_B}{T_{ref}} + R_V \times \ln \left(\frac{P_{sat_ref}}{P_{ref}} \right)$$

On définit la chaleur latente de changement de phase $L_L(T_{ref})$, par :

$$L_L(T_{ref}) = (C_C - C_{PV}) \times T_{ref} - \mu_B \quad (23)$$

Finalement, la combinaison des équations (21) (22) et (23) donne l'expression finale de l'entropie, valable avec ou sans présence de condensat:

$$s_{humide} = (C_{Pd} + r_V C_{Pd} + r_C C_{Pd}) \ln \left(\frac{T}{T_{ref}} \right) - R_D \times \ln \left(\frac{P_d}{P_{ref}} \right) - r_V R_V \times \ln \left(\frac{P_{vap}}{P_{sat_ref}} \right) + \frac{r_V \times L_L(T_{ref})}{T_{ref}}$$

(24)

Les potentiels chimiques sont calculés individuellement pour chaque composant, suivant les formules déjà citées et rappelées dans l'ANNEXE2 :

$$\begin{aligned} \mu_V &= C_{PV} \times T - \frac{S_V}{M_V} \times T \\ \mu_a &= C_{Pa} \times T - \frac{S_a}{M_a} \times T \\ \mu_l &= C_{liq} T \left[1 - \ln \left(\frac{T}{T_{ref}} \right) \right] + \mu_B \end{aligned} \quad (25)$$

Bilans de matière et d'entropie :

Dans le cas du volume homogène les équations de bilan se complexifient par rapport au modèle film. Car si les contributions des résistances de convection restent identiques (à l'exception de l'échange avec la paroi qui n'a plus de composante massique) il existe un phénomène interne au système : la condensation (ou l'évaporation).

$$\left[\begin{array}{l} M_a = \int \Phi_{Ma_convection} \times dt \\ M_V = \int \Phi_{Mv_convection} \times dt - \Delta M_{condensation} + \Delta M_{evaporation} \\ M_C = \int \Phi_{Mc_convection} \times dt + \Delta M_{condensation} - \Delta M_{evaporation} \\ V = \int \Phi_{V_convection} \times dt \\ S = \int (\Phi_{S_convection_massique} + \Phi_{S_convection_paroi}) \times dt + \Delta S_{interne} \end{array} \right.$$

Le processus de condensation est ici considéré beaucoup plus rapide que le temps d'établissement des bilans intégraux. Il s'agit de l'hypothèse d'équilibre local qui revient à considérer que les phénomènes de diffusion et de transfert thermique entre la vapeur et les gouttes de liquide sont plus rapides que le temps de transvasement des gaz entre volumes concomitants. Cette hypothèse est ici traduite par une équation de réponse linéaire dont la constante de temps $\tau_{diphasique}$ est bien plus élevée que les autres constantes de temps du système :

$$\Delta M_{vap} = \tau_{diphasique} \times (\mu_{vap} - \mu_{liq})$$

Finalement on obtient le taux de condensation et d'évaporation en fonction des potentiels chimiques des deux fluides.

- si $\Delta M_{vap} > 0$

$$\Delta M_{evaporation} = \Delta M_{vap} \times (1 - e^{-B \times M_C})$$

$$\Delta M_{condensation} = 0$$

Le terme en exponentiel permet de limiter l'évaporation uniquement au cas où du condensat est effectivement présent dans le gaz ($M_C > 0$).

- si $\Delta M_{vap} < 0$

$$\Delta M_{evaporation} = \Delta M_{vap} \times (1 - e^{-B \times M_v})$$

$$\Delta M_{condensation} = 0$$

3.2.3. RESISTANCE DE CONVECTION DE MATIERE ENTRE LES VOLUMES

La convection de matière est un phénomène différent de la diffusion particulaire étudiée précédemment car le moteur de ce transfert (l'affinité) n'est pas un gradient de potentiel chimique mais un gradient de pression. Le problème est comparable à celui de la paroi mobile, mais sans paroi. S'agissant d'un élément résistif en représentation énergétique, il s'agit de déterminer les débits de variables extensives (entropie, volume, masse) en fonction des affinités (gradients de températures, pressions et potentiels chimiques) et à l'aide de lois phénoménologiques. Les formules sont développées dans l'ANNEXE3 et ici nous les adaptions juste au fait que le gaz est formé de plusieurs constituants.

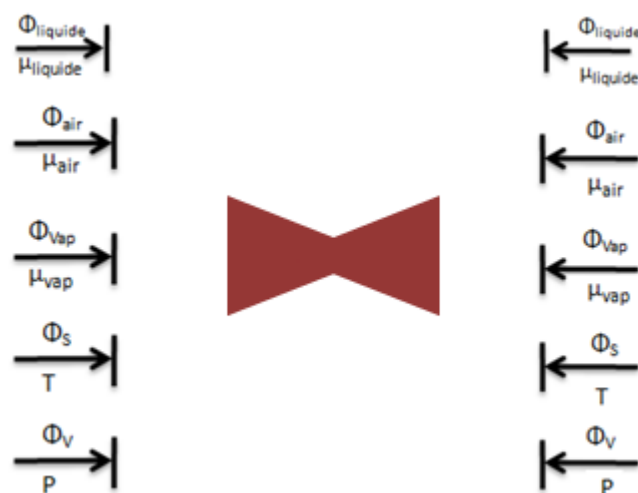


FIGURE 3.32 : Bond-graph d'une résistance de convection

La résistance est directionnelle, elle dépend du signe du gradient de pression entre les deux volumes. Dans les développements qui suivent on considère que l'écoulement va de 1 vers 2, c'est-à-dire que P_1 est supérieur à P_2 . Le débit de gaz sec est lié au gradient de pression au travers d'une loi de type section équivalente.

$$\Phi M_{d1} = -\Phi M_{d2} = -S_{eq} \times \sqrt{P_1 - P_2}$$

Les débits des deux autres constituants se déduisent de la composition dans le volume V_1 . L'ensemble de ces débits donne le débit total humide ΦM_1 .

$$\Phi M_{v1} = -\Phi M_{v2} = \Phi M_{d1} \times \frac{\Phi_{v1}}{M_{d1}}$$

$$\Phi M_{c1} = -\Phi M_{c2} = \Phi M_{d1} \times \frac{M_{c1}}{M_{d1}}$$

$$\Phi M_1 = \Phi M_{d1} + \Phi M_{c1} + \Phi M_{v1}$$

Le volume est supposé conservatif car les masses volumiques de 1 et 2 sont proches :

$$\Phi V_1 = -\Phi V_2 = V_1 \times \frac{\Phi M_1}{M_1}$$

Finalement un bilan d'entropie sur le volume de fluide transporté donne l'expression des flux d'entropie dans chaque composant.

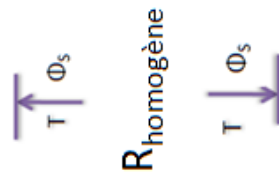
$$\begin{aligned} \phi_{S1} &= s_1 \times \Phi M_1 - \frac{(P_1 - P_2)}{2} \Phi V_1 \\ \phi_{S2} &= -s_1 \times \Phi M_1 - \frac{(P_1 - P_2)}{2} \Phi V_1 - \frac{s_1 \times (T_1 - T_2) + (\mu_1 - \mu_2)}{T_2} \Phi M_1 \end{aligned}$$

3.2.4. RESISTANCE DE CONVECTION THERMIQUE

Comme précisé précédemment deux types de résistances thermiques sont développés. La première est une résistance de convection simple qui sera utilisée dans le cas du modèle homogène, nous y introduisons un facteur correctif pour prendre en compte l'impact de la condensation sur l'échange thermique. Dans le cas du modèle film la résistance couple échange thermique et échange de masse, nous utiliserons le formalisme d'Onsager.

a. CAS DU MODELE HOMOGENE

Il s'agit ici d'une résistance d'échange thermique telle que déjà présentée dans le chapitre III.1.3.2. Il existe un gradient de température aux bornes de la résistance, déséquilibre qui entraîne l'apparition d'un flux d'entropie.



Reprenant l'hypothèse de réponse linéaire, le flux d'énergie thermique est donné par la relation classique suivante issue de la loi de Fourier :

$$Q_{ech} = H_{conv} \times S_{echange} \times (T_2 - T_1) \quad (26)$$

Avec H_{conv} le coefficient d'échange thermique globale et $S_{echange}$ la surface d'échange. Le flux d'entropie échangé est donné par :

$$\begin{aligned} \Phi S_1 &= \frac{Q_{ech}}{T_1} \\ \Phi S_2 &= -\frac{Q_{ech}}{T_2} \end{aligned} \quad (27)$$

Une première approche consiste à utiliser pour le coefficient d'échange thermique H_{conv} des corrélations expérimentales issues d'essais en gaz sec. Cependant dans ce cas on fait abstraction des observations expérimentales qui montrent que la condensation a un effet sur le transfert thermique. Afin de pallier cet inconvénient, plusieurs auteurs préconisent une correction analytique issue de la théorie du film; elle tient compte de l'effet de transfert de masse sur le transfert de chaleur et tend à augmenter le coefficient d'échange thermique monophasique. L'objectif n'étant pas de comparer ces différentes méthodes nous avons retenu une seule, celle de Liang [46]. Le choix s'explique par la simplicité de la méthode et surtout par le fait que l'article soit le seul à proposer des résultats d'essais avec des conditions (pression, température, humidité) proches de celles rencontrées pour notre application.

Le défaut d'une approche homogène est de ne pas prendre en compte le transfert de masse dans les bilans thermiques. Autrement dit seul l'échange thermique sensible est pris en compte alors que le mouvement des molécules de vapeur vers l'interface induit également un transfert d'énergie latente par contact direct.

$$Q_{ech} = Q_{sensible} + Q_{latente} \quad (28)$$

$Q_{sensible}$ se détermine de la même façon que précédemment c'est-à-dire avec un coefficient d'échange thermique monophasique H_{conv} . L'idée de Liang est d'exprimer l'échange latent à partir de ce coefficient monophasique, cela donne :

$$Q_{Latente} = H_{conv} \times S_{echange} \times L_e^{2/3} \times B \times J_a \quad (29)$$

L_e est le nombre de Lewis que l'on considérera constant $L_e=1$ [46]. Le facteur B représente le moteur du transfert de masse c'est-à-dire le gradient d'humidité absolue qui existe entre le cœur du volume et la fraction de gaz en contact avec l'interface liquide/vapeur dont on supposera que la température est égale à la température de la paroi.

$$B = \frac{HA_{gaz} - HA_{paroi}}{1 - HA_{paroi}} \quad (30)$$

Le dernier terme de l'équation (29) est appelé le nombre de Jakob, il représente le rapport entre la chaleur latente de vaporisation L_l et la puissance thermique transférable.

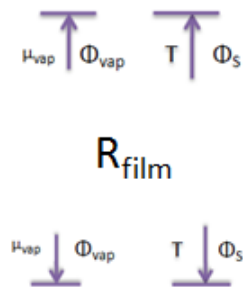
$$Ja = \frac{L_L(T_{gaz})}{CP_{gaz} \times (T_{gaz} - T_{paroi})} \quad (31)$$

Finalement les équations (30), (31) et (32) donnent le nouveau coefficient d'échange thermique corrigé pour prendre en compte l'impact du transfert de masse sur l'échange thermique global :

$$\boxed{H_{Liang} = H_{monophasique} \times \left(1 + L_e^{2/3} \times B \times J_a\right)} \quad (32)$$

b. CAS DU MODELE FILM

Le cas de condensation en film a déjà été partiellement traité dans le paragraphe d'introduction à la TPI. Les transferts de chaleur et de masse entre le film de liquide et le gaz sont des phénomènes microscopiques supposés localisés proches de la paroi dans la couche limite diffusive. Cette zone est délimitée d'un côté par un mélange d'air humide à l'équilibre local (T_v, μ_v) et de l'autre côté par l'interface liquide gaz dont le potentiel chimique est égal à celui du liquide à la température du condensat (T_{cond}, μ_c).



Les flux sont donnés par le formalisme d'Onsager et il s'agit d'identifier les coefficients de la matrice.

$$\begin{bmatrix} \phi_{\text{thermique}} \\ \phi_{\text{vapeur}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{UU} & L_{UV} \\ L_{VU} & L_{VV} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \Delta \left(\frac{1}{T} \right) \\ \Delta \left(\frac{\mu}{T} \right) \end{bmatrix}$$

Dans les cas non couplés, on retrouve les lois phénoménologiques classiques (Fourier, Darcy), ce qui permet d'exprimer les L_{ij} en fonction de quantités mesurables expérimentalement.

- Si on applique juste une différence de potentiel chimique il n'y aura pas de gradient de température, le transport de particules s'exprime par :

$$\Phi_{\text{vapeur}} = L_{VV} \frac{1}{T} \nabla \mu$$

Par indentification avec la loi de Fick et en négligeant les phénomènes de couplage on obtient :

$$L_{VV} = -DT$$

- Supposons que l'on applique un gradient de température sans gradient de potentiel chimique, cela donne :

$$\Phi_{\text{thermique}} = L_{UU} \times \Delta \frac{1}{T}$$

Nous voulons identifier cette expression avec la loi de fourier, $\phi_{\text{Fourier}} = -\lambda \Delta T$ pour cela nous décomposons cette expression :

$$-\lambda \Delta T = \lambda \times T^2 \times \Delta \frac{1}{T}$$

D'où finalement

$$L_{22} = \lambda \times T^2$$

3.3. MODELISATION DE L'ÉCHANGEUR DE SURALIMENTATION

Dans ce paragraphe, nous introduisons un modèle qui permet de calculer la température de sortie, le débit d'eau liquide condensée ainsi que la puissance échangée par un gaz humide (mélange d'air frais et de gaz recirculés à basse pression) passant dans le RAS d'un moteur EGR-BP. Ce modèle utilise les équations du gaz humide seulement pour le cas d'un modèle homogène car nous n'avons pas eu le temps de tester le modèle film. Dans les lignes qui suivent on aborde d'abord la structure du modèle viennent ensuite les coefficients d'échange thermique choisis et finalement on compare les résultats donnés par le modèle avec et sans la correction de Liang.

3.3.1. LE MODELE

L'échangeur (ANNEXE4) est modélisé par assemblage des composants qui viennent d'être développés. Pour cela il est discrétisé en $N_{\text{cell_gaz}} \times N_{\text{cell_air}}$ mailles élémentaires. Le pas de discrétisation côté air frais (ou eau) est Δx , côté gaz admission le pas de discrétisation est Δy :

$$\Delta x = \frac{E_{RAS}}{N_{\text{cell_air}}} \quad \Delta y = \frac{L_{RAS}}{N_{\text{cell_gaz}}}$$

Le centre de chaque volume de métal est défini par l'intersection entre un canal supérieur (gaz) admission et un canal inférieur (air frais). Ainsi, chaque volume de métal coïncide avec un volume de gaz admission et un volume d'air frais.

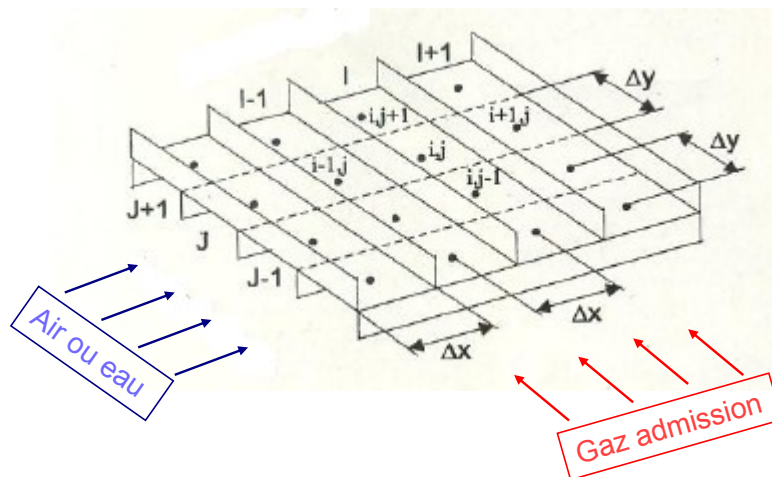


FIGURE 3.33 : Discrétisation de l'échangeur

A l'intérieur de chacune de ces mailles élémentaires on considère qu'il existe un équilibre thermodynamique local. Cette hypothèse permet de tracer le schéma bond graph (à mots) de l'échangeur (figure 3.34). La notion d'équilibre local suppose tout de même que le volume ne soit pas trop petit pour que les variables intensives puissent être considérées constantes pendant le temps de calcul. Pour la suite nous utiliserons une vingtaine de nœuds ($x=2$ et $y=10$) après avoir vérifié qu'au-delà les résultats ne varient plus.

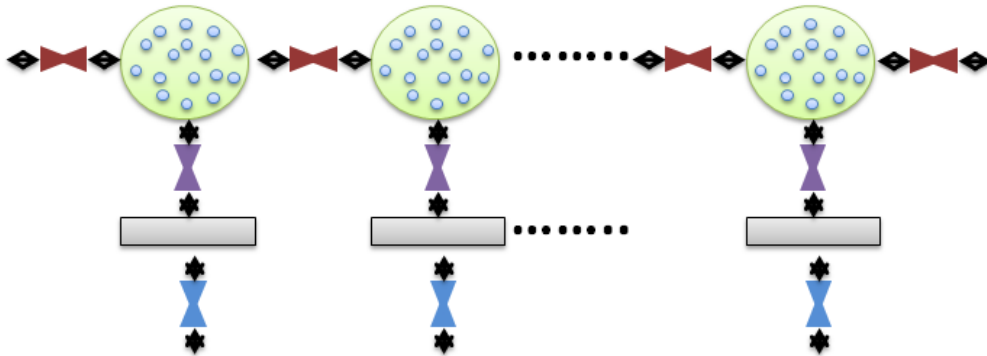


FIGURE 3.34 : Bond-graph de l'échangeur discrétisé

Chaque nœud est composé d'un volume d'air, un volume de gaz et un volume de métal. Les volumes d'air et de gaz utilisent les modules de gaz humide tel que développés précédemment. Pour ce qui est du volume de métal, nous utilisons le même module que pour le volume de gaz humide, mais en excluant les variations de masses et de volume. Pour cela on utilise la capacité calorifique du métal, C_{metal} , c'est-à-dire le rapport entre l'énergie reçue et la variation de température

$$C_{metal} = M_{metal} \times CP_{metal} = \frac{\Delta U_{metal}}{\Delta T_{metal}} \quad (33)$$

Le métal échange de l'énergie thermique par convection avec le gaz Q_{gaz} et l'air frais Q_{frais} . Par application du premier principe on a alors simplement :

$$\Delta U_{metal} = T_{air} \times \Phi_{S_{air}} + T_{gaz} \times \Phi_{S_{gaz}} \quad (34)$$

3.3.2. COEFFICIENTS D'ÉCHANGE THERMIQUE :

Supposant les données géométriques de l'échangeur connues, il reste alors à définir le coefficient d'échange thermique entre le gaz et le métal H_{gaz} ainsi que le coefficient d'échange thermique entre le métal et l'air H_{air} . Les corrélations d'échange thermique sont ensuite calibrées à partir d'essais en gaz sec de manière à disposer d'un modèle opérationnel et validé avant de considérer la condensation.

- **Côté gaz**

De ce côté de l'échangeur la technologie utilisée est de type canaux à turbulateur (ANNEXE4) que l'on pourra assimiler à des ailettes. Le coefficient d'échange thermique entre les gaz d'admission et les parois métalliques est corrélé par le nombre de Nusselt. Différentes expressions de ce nombre sont utilisées en fonction du régime d'écoulement (caractérisé par le nombre de Reynolds). Dans un premier temps, on négligera les phénomènes d'entrée :

$$H_{conv_gaz} = Nu_{gaz} \times \frac{\lambda_{gaz}}{Dh_{gaz}}$$

Le nombre de Nusselt est calculé à partir de la corrélation de Gnielsky [47], introduisant alors deux constantes $A_{Nusselt}$ et $B_{Nusselt}$ qui devront être déterminées expérimentalement.

$$Nu_{turb} = A_{nusselt} \times Re^{B_{nusselt}} Pr^{0,3}$$

L'utilisation de turbulateurs du côté gaz augmente la surface d'échange et donc l'échange thermique global. Pour obtenir le coefficient d'échange basé sur la surface de plaque (H_{gaz}), la « surface effective totale » A_{eff} est introduite [47] :

$$\eta_{f_gaz} = \frac{\tanh\left(\sqrt{\left[2 \cdot H_{conv_gaz} / \lambda_f \cdot w_{gaz}\right]} \cdot (h_{gaz} / 2)\right)}{\sqrt{\left[2 \cdot H_{conv_gaz} / \lambda_f \cdot w_{gaz}\right]} \cdot (h_{gaz} / 2)}$$

$$A_{eff} = A_{ech_gaz} - A_{f_gaz}(1 - \eta_{f_gaz})$$

Le coefficient d'échange thermique en gaz sec des deux côtés de l'échangeur est obtenu par :

$$H_{gaz} = H_{conv_gaz} \times \frac{A_{eff}}{A_{P_gaz}}$$

- **Côté air**

L'échange thermique entre l'air extérieur et le métal de l'échangeur est réalisé par des ailettes persiennes. C'est la corrélation de Chang et Wang qui est utilisée [47] :

$$j_{air} = Re_{Lp}^{-0,49} \times \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,27} \times \left(\frac{s_{air}}{L_p}\right)^{-0,14} \times \left(\frac{H_{air}}{L_p}\right)^{-0,29} \times \left(\frac{E_{RAS}}{L_p}\right)^{-0,23} \times \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0,68} \times \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0,28} \times \left(\frac{w_{air}}{L_p}\right)^{-0,05}$$

L'utilisation d'ailettes augmente la surface d'échange et donc l'échange thermique global. Pour obtenir un coefficient d'échange basé sur la surface de plaque (α_{air}), la « surface effective totale » A_{eff} est introduite :

$$H_{conv_air} = j_{air} \cdot Re_{air} \cdot Pr_{air}^{1/3} \cdot \frac{\lambda_{air}}{Dh_{air}} \times \frac{A_{eff_air}}{A_{P_gaz}}$$

Nous disposons de 12 points d'essais en air sec effectués par le fabricant de l'échangeur. Ceux-ci servent dans un premier temps à identifier les deux constantes d'échange thermique ($A_{Nusselt}=0.09$ et $B_{Nusselt}=0.69$) relatives au gaz. On compare ensuite ces résultats avec ceux que donne le modèle dans les mêmes conditions : l'erreur ne dépasse pas 5 % sur les bilans de puissance et nous considérerons que cela est suffisant pour passer à l'étude des points humides.

Qm_gaz (kg/s)	V_{air} (m/s)	Q_{ESSAIS} (kW)	Q_{SIMU} (kW)	% erreur
0.05	2	2,98	3,08	3,25
0.05	4	3,14	3,31	5,13
0.05	6	3,19	3,31	3,62
0.05	8	3,22	3,40	5,29
0.1	2	5,04	5,00	0,8
0.1	4	5,72	5,88	2,72
0.1	6	5,97	6,18	3,39
0.1	8	6,10	6,35	3,93
0.2	2	7,33	7,09	3,38
0.2	4	9,35	9,30	0,53
0.2	6	10,22	10,25	0,29
0.2	8	10,70	10,81	1,01

Tableau 3.3 : Résultats de simulation en air sec, $T_{gaz}-T_{air} = 70^{\circ}C$.

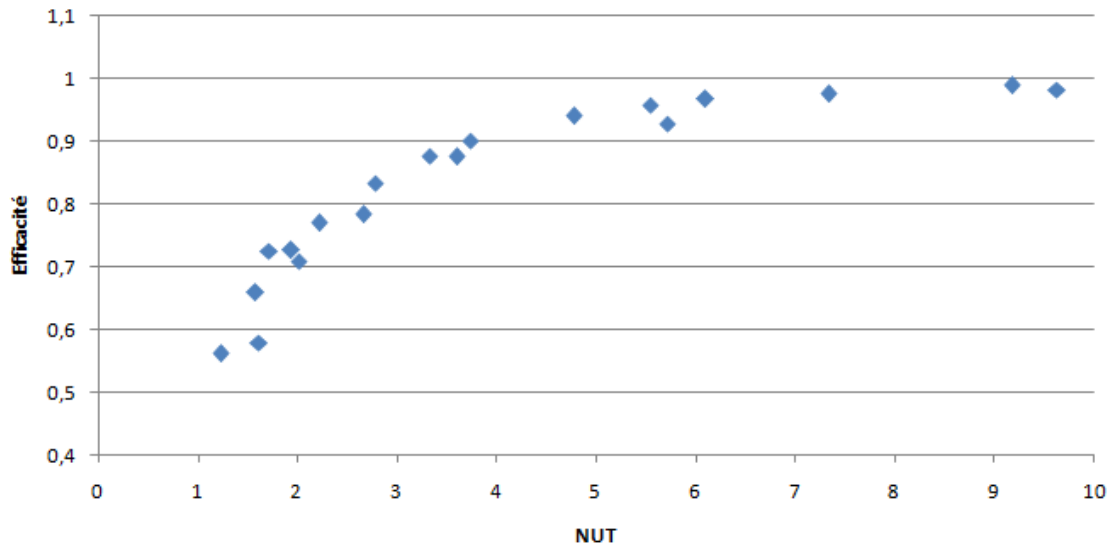


FIGURE 3.35 : Graphique NUT/efficacité de l'échangeur de suralimentation étudié.

3.3.3. SIMULATION POINT HUMIDES

A ce stade nous ne disposons pas d'essais en régime humide, l'objectif était d'étudier l'impact de la condensation en film sur l'efficacité au travers du facteur correctif de Liang. L'utilisation de la notion d'efficacité s'avère cependant plus compliquée que pour l'air sec car la relation entre la capacité thermique et la température n'est plus linéaire. Pour contourner le problème, nous utilisons une expression de la capacité thermique alternative définie à partir de l'enthalpie du fluide entre l'entrée et la sortie de l'échangeur.

$$C_{air_humide} = QM_{gaz} \times \frac{h(T_{gaz_entree}) - h(T_{gaz_sortie})}{T_{gaz_entree} - T_{gaz_sortie}} \quad (35)$$

La puissance maximale transférable est toujours déterminée à partir des températures d'entrées du gaz et de l'air face avant, par contre il faut également prendre en compte la chaleur latente de condensation de la vapeur. Pour cela, on considère qu'à T_{air} la pression partielle de vapeur d'eau dans le gaz est égale à la pression partielle de saturation et on utilise les formules de l'ANNEXE1 pour déterminer l'enthalpie du gaz.

$$Q_{max_humide} = QM_{gaz} \times (h(T_{gaz_entree}) - h(T_{air}))$$

Finalement on trace la courbe voulue dans le domaine de fonctionnement EGR-BP du moteur (tableau 3.4). Le but ici est de faire apparaître l'erreur commise lorsque nous avons décrit l'efficacité de l'échangeur TBT en régime humide dans le chapitre sur le couplage climatisation/moteur. Nous avons alors calculé le nombre de NUT et l'efficacité du gaz en considérant que celui-ci était sec, il s'agit de la courbe bleue de la figure 3.36. On réitère ensuite les mêmes points d'essais mais cette fois-ci en appliquant la correction de Liang. Souhaitant mettre en évidence l'erreur commise nous conservons le même nombre de NUT.

Variable	domaine
Débit gaz	[0.01 ; 0.2] kg/s
Pgaz	[1 ; 3] bar
HA	0.04 kg _{eau} /kg _{air}

Tableau 3.4 : Résultats de simulation en air sec, $T_{\text{gaz}} - T_{\text{air}} = 70^{\circ}\text{C}$.

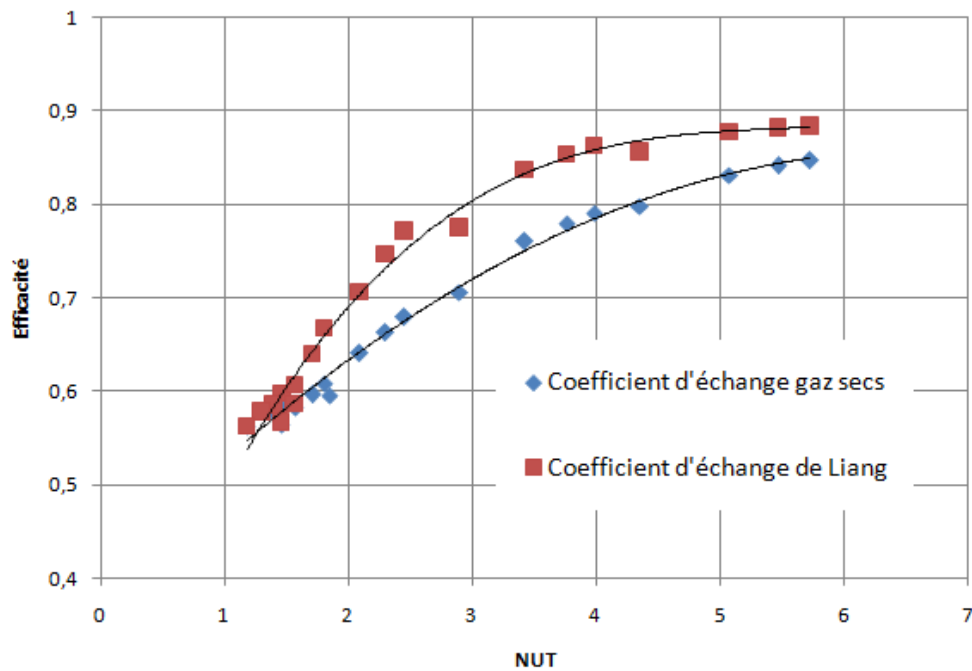


FIGURE 3.36 : Efficacités de l'échangeur pour $W=0,04 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air}}$

Ainsi l'utilisation de corrélations d'échange thermique avec prise en compte du phénomène de condensation augmente la capacité de l'échangeur à évacuer l'énergie thermique. Du point de vue du concepteur l'utilisation de corrélations en gaz sec aura deux conséquences :

- Surestimer la température de sortie des gaz de l'échangeur.
- Sous estimer le taux de condensation.

Conclusion du troisième chapitre :

Ce chapitre est consacré à la modélisation du système d'hybridation thermique. La grande variété de technologies rencontrées (véhicule, climatisation, moteur, circuit hydraulique...) ainsi que la volonté de pouvoir simuler des stratégies de freinage récupératif ont nécessité l'utilisation d'un langage de modélisation adapté ; les Bond graph. Ceux-ci offrent la possibilité de représenter graphiquement les liens énergétique entre sous-composants d'un système. La modélisation est multidomaine car elle permet de coupler différents domaines de la physique, elle est dynamique (au sens temporel) et multi-échelles. De telles propriétés permettent au logiciel AMESim (qui interprète ce langage) de simuler un système complexe par simple assemblage de composants dans une interface graphique.

Au début de ces travaux certains sous-systèmes comme la boucle de climatisation ou encore le refroidissement du moteur étaient déjà modélisés et stockés dans des bibliothèques [8]. Pour pouvoir simuler l'hybridation thermique nous avons développé un modèle d'échangeur à plaque et un modèle de la condensation des gaz humides dans la ligne d'admission. Ce dernier modèle a posé un problème théorique particulier puisqu'il s'est avéré être gouverné par des phénomènes couplés de transferts diffusifs et de réactions chimiques qui n'avaient pas encore été décrits dans le langage bond graph. C'est pourquoi dans le premier paragraphe de ce chapitre nous avons rappelé les bases de la simulation énergétique, c'est-à-dire la thermodynamique. Cette présentation permet par la suite d'introduire une extension de la thermodynamique aux phénomènes irréversibles qui s'avèreront être la clef pour modéliser la condensation. Dans le deuxième chapitre on présente le formalisme des bonds graphs et proposons de les étendre à la thermodynamique irréversible au travers du postulat de Callen.

Dans le troisième paragraphe nous proposons une interprétation des deux modes de condensation observés expérimentalement, la condensation homogène et la condensation en film. Le second phénomène est décrit comme une transformation irréversible résultant des gradients de température et de potentiel chimique entre le cœur du mélange et la paroi de l'échangeur. Ceux-ci créent en effet un flux thermique couplé à un flux de matière que nous avons mis en équation grâce à la thermodynamique des processus irréversibles linéaires et plus particulièrement le théorème d'Onsager. Ce travail a ensuite été traduit dans le langage bond graph ce qui permet d'envisager par la suite la création d'une nouvelle bibliothèque pour modéliser les phénomènes de diffusion couplés. Finalement nous avons développé un modèle dynamique de RAS en condensation dans le but de prédire les taux de condensation sur un cycle d'homologation. Il s'agit d'un modèle nodal en 2D discrétisé dans les sens d'écoulement du gaz humide et de l'air frais. Les paramètres géométriques ont été mesurés en atelier et les corrélations d'échange thermique recalées à partir d'essais en gaz secs réalisés par le fournisseur. Le modèle simulé prédit les bilans thermiques à 5% près et c'est pourquoi nous avons entrepris de réaliser des essais en gaz humides afin de valider le modèle de condensation. C'est l'objet de la première partie du chapitre suivant.

IV. VALIDATION EXPERIMENTALE

Ce chapitre rassemble l'ensemble des travaux expérimentaux réalisés. Le premier objectif était de valider le modèle de l'échangeur de suralimentation en présence de condensation des gaz d'échappement recirculés. Le deuxième objectif était de concrétiser la partie ascendante du cycle de prototypage virtuel au travers du prototypage d'un système d'hybridation thermique; la finalité étant d'exploiter au maximum les outils numériques (simulation multidomaine et démarche hardware in the loop) et de valider le concept au travers d'une série de freinages récupératifs. Les trois paragraphes décrivent les moyens d'essais, la mise en place du plan d'essai ainsi que l'analyse des résultats pour chacune de ces deux problématiques.

1. VALIDATION EXPERIMENTALE DU MODELE DE RAS

Dans ce paragraphe nous réalisons une série d'essais dont l'objectif est de valider le modèle numérique d'échangeur RAS développé dans la troisième partie de ce document. Ce modèle répondait à une problématique nouvelle des motorisations Diesel, c'est-à-dire la condensation des gaz d'échappement recirculés. L'originalité de ces essais réside dans le contrôle de l'humidité des gaz ainsi que dans la mesure de la quantité d'eau condensée. S'agissant de compétences expérimentales particulières, ces essais ont été commandés auprès du laboratoire de thermodynamique de l'université de Liège. Les trois paragraphes qui suivent décrivent les moyens d'essais, la mise en place du plan d'essais ainsi que l'analyse des résultats.

1.1. MOYENS D'ESSAIS:

L'intégration de l'échangeur dans la soufflerie, l'instrumentation, la supervision des essais ou encore l'acquisition des mesures ont été réalisées par l'université de Liège; notre apport se limitant à s'assurer que le banc était bien compatible avec les essais souhaités. Nous présentons ici le banc et son instrumentation.

1.1.1. LE BANC D'ESSAIS

Le banc d'essais est composé de trois circuits : un circuit d'air comprimé, un circuit de vapeur d'eau et un circuit d'air ambiant. Le mélange des deux premiers circuits permet de conditionner (pression, température, humidité relative et débit) le mélange qui alimente le RAS, le circuit d'air ambiant permet quant à lui de reproduire l'écoulement en face avant d'un véhicule (de 0 à 120km/h).

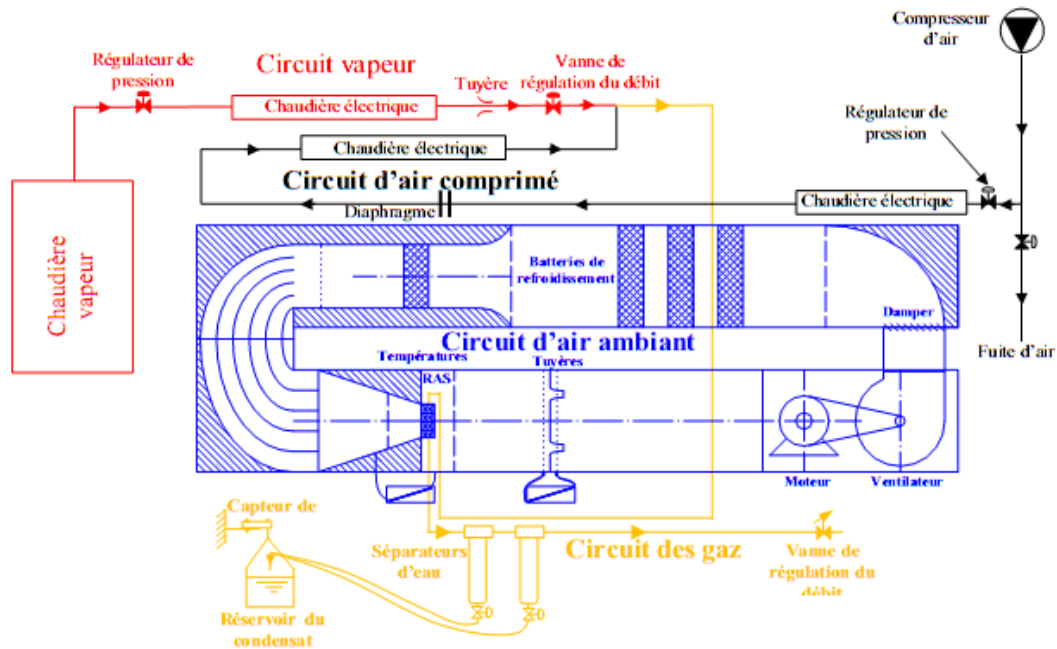


Figure 4. 31 : Schéma de l'installation [48]

- Le circuit d'air comprimé :

Le circuit se compose d'un compresseur à vis, de deux vannes de régulation, de deux chaudières électriques ainsi que d'un diaphragme pour mesurer le débit d'air sec. Le compresseur délivre un débit d'air à peu près constant à une pression pouvant varier entre 4 et 7 bars. La régulation simultanée des vannes permet de prélever une partie de ce débit et d'en ajuster la pression en vue d'atteindre les valeurs spécifiées à l'entrée du RAS (entre 1 et 3 bars). L'air sortant du compresseur est à peu près à la température ambiante car il existe un refroidisseur intégré au système, pour atteindre la consigne de température, l'air sous pression est donc réchauffé dans deux chaudières représentant une puissance totale de 15kW.

- Le circuit vapeur :

La vapeur est produite dans une chaudière électrique d'une puissance de 27 kW à la sortie de laquelle la pression est plus grande que la pression régnant dans le circuit d'air. La vapeur passe donc en premier dans un régulateur de pression qui a pour effet de diminuer sa pression et sa température. Cette opération peut entraîner la condensation d'une partie de la vapeur et c'est pourquoi la ligne de vapeur est équipée d'une deuxième chaudière électrique d'une puissance de 500W dans laquelle la vapeur est surchauffée pour éliminer (en théorie) les gouttes de liquides. Finalement le débit de vapeur sortant du circuit est contrôlé par une vanne (guillotine).

- Le circuit de gaz humide :

Celui-ci commence lorsque la vapeur d'eau et l'air comprimé sont mélangés. L'air humide passe ensuite dans l'échangeur RAS avant d'être rejeté dans l'ambiance au travers d'une vanne de contre pression. Le circuit est notamment équipé de deux séparateurs de gouttelettes en aval de l'échangeur pour prélever l'eau condensée.

- Le circuit d'air ambiant :

L'écoulement d'air frais sensé représenter l'écoulement en face avant est généré par un ventilateur, le débit d'air étant lui ajusté avec un système de cônes convergents. Le circuit fonctionnant en boucle fermée le ventilateur recircule l'air réchauffé par le RAS. C'est pourquoi la boucle d'air est équipée d'une batterie de refroidissement à l'eau de ville permettant de maintenir une température constante de 20°C en amont de l'échangeur.

1.1.2. INSTRUMENTATION

La soufflerie est équipée de nombreux capteurs utiles aux mesures mais également au contrôle de la boucle. Le tableau suivant fait la liste des mesures qui sont nécessaires et suffisantes pour réaliser les bilans d'énergie et de masse que nous souhaitons réaliser. On remarque que l'humidité absolue et le débit total de gaz ne sont pas mesurés, ils seront estimés à partir des débits de vapeur et d'air comprimé.

ÉLÉMENT NÉCESSAIRE		
$P_{g,su,ras}$	bar	Pression absolue du gaz à l'entrée de l'échangeur
$\Delta P_{g,ras}$	mbar	Perte de charge côté gaz de l'échangeur
$T_{g,su,ras}$	°C	Température du mélange à l'entrée de l'échangeur
$T_{g,ex,ras}$	°C	Température du mélange à la sortie de l'échangeur
$M_{w,sep}$	kg	Masse d'eau récoltée par le réservoir
$T_{a,su,ras}$	°C	Température d'air à l'entrée de l'échangeur
Qm_{sec}	Kg/s	Débit d'air comprimé
Qm_{vap}	Kg/s	Débit de vapeur d'eau
Qm_{air}	Kg/s	Débit d'air frais

- Mesures de température :

Les températures sont mesurées avec des thermocouples de type T ayant pour température de référence 0°C (obtenue par un mélange d'eau de glace). Eu égard à la possible présence d'eau liquide, une précaution particulière a été prise pour les thermocouples en contact avec le gaz humide. Les thermocouples sont en effets capitonnés (dispositif dit « doigts de gants ») pour éviter tout contact avec le liquide. La figure 4.32 schématise l'emplacement des deux thermocouples qui mesurent la température du gaz en amont et en aval de l'échangeur. Ceux-ci ont été positionnés loin de l'échangeur pour éviter des erreurs dues à la conduction dans la tuyauterie (les caractéristiques de l'installation sont données pour pouvoir effectuer des corrections le cas échéant).

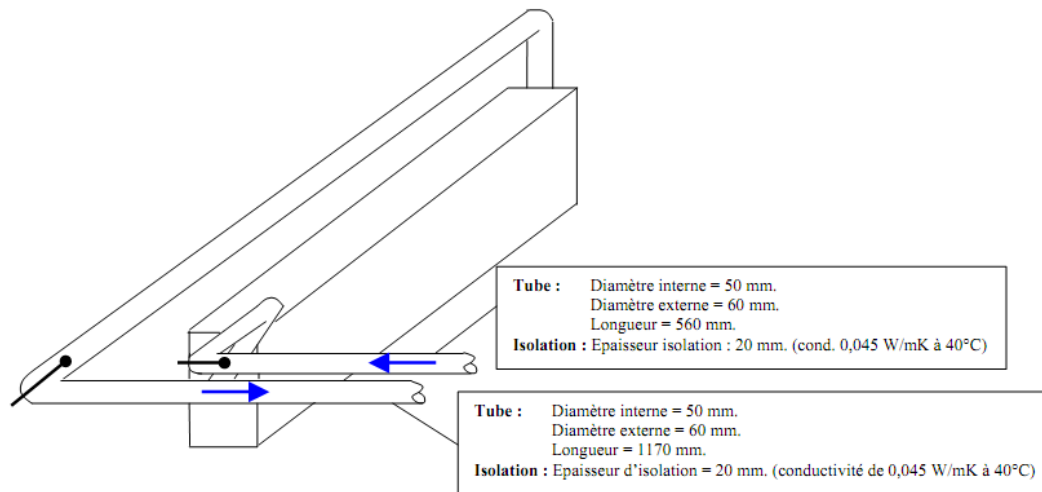


Figure 4. 32 : Positionnement des thermocouples [48]

S'agissant du circuit d'air, des thermocouples ont été placés dans l'écoulement des deux côtés de l'échangeur (figure 4. 33). Ceux-ci sont au nombre de 3 pour le côté amont (où la température est supposée uniforme) et 6 en aval de l'échangeur, ils permettront d'établir un bilan thermique sur l'air pour recouper le bilan sur le gaz. Six thermocouples ont également été placés au contact de l'échangeur pour mesurer la température du métal et ainsi détecter les sauts de température supposés concomitants au phénomène de condensation.

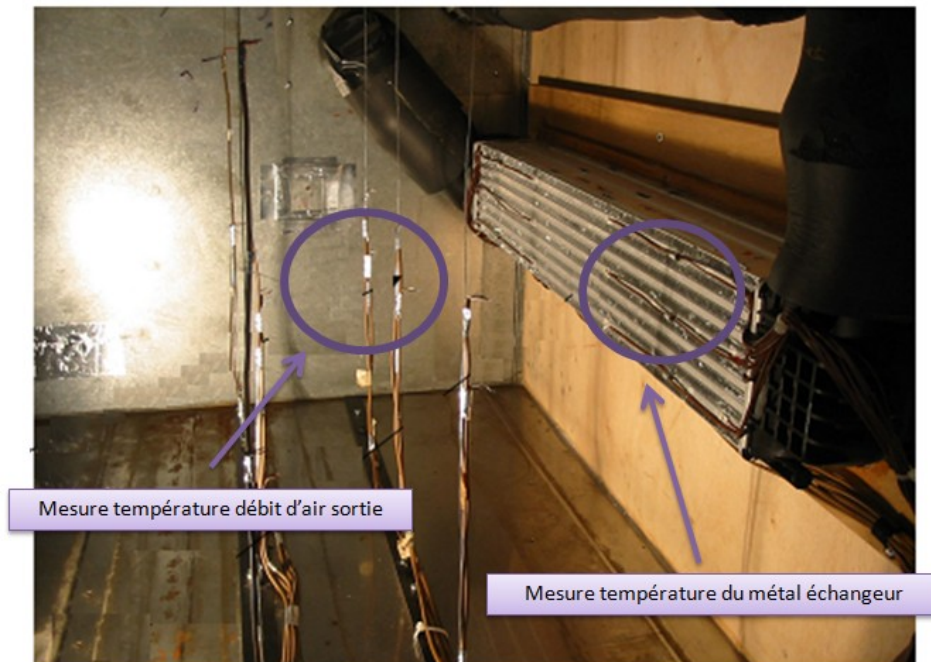


Figure 4. 33 : Chambre de tranquillisation en aval de l'échangeur [48]

- Mesures de débit :

Les débits de gaz sont tous estimés à partir de la mesure d'un différentiel de pression entre l'amont et l'aval d'une tuyère ou d'un diaphragme placés dans l'écoulement. La mesure du débit d'eau condensée en sortie de l'échangeur est effectuée avec une balance qui estime la masse de liquide collectée pendant une période donnée.

- Mesures de pression :

Cinq capteurs de pression absolue sont repartis dans les différents circuits, ils sont couplés avec des capteurs de pression différentielle pour mesurer les pertes de charge côté gaz $\Delta P_{g,suras}$ et côté air $\Delta P_{a,suras}$ de l'échangeur.

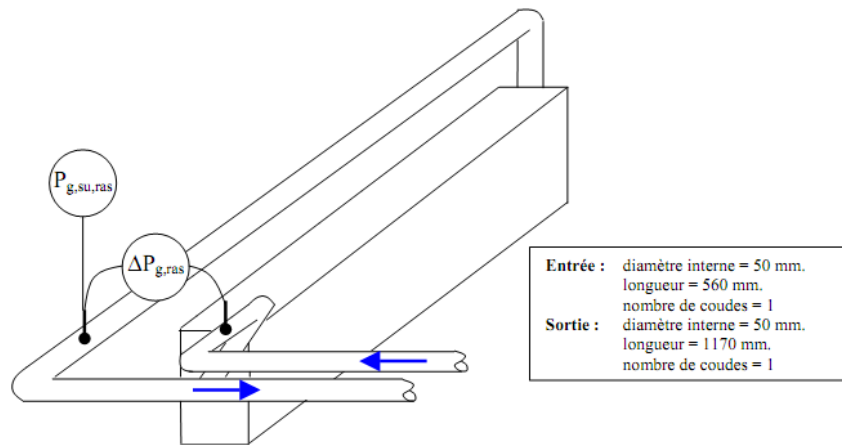


Figure 4. 34 : Positionnement des capteurs de pression [48]

1.2. LA PREPARATION DU PLAN D'ESSAIS

Etant donné la dynamique du banc (environ 1,5 heure par essai) et le temps imparti (environ 3 jours), nous disposons d'à peu près 15 essais. Ce paragraphe présente le travail commun d'analyse qui a permis de rationaliser le plan d'essais à partir du modèle numérique.

1.2.1. CHOIX DES POINTS EN REGIME SEC

Initialement le plan d'essais comporte tous les états (température, pression, débit et humidité) dans lesquels le mélange se trouve à l'admission d'un moteur Diesel en EGR-BP :

Débit (kg/s)	T (°C)	P (bars)	Humidité absolue (kg_eau/kg_air_sec)
[0-0,2]	[20-150°C]	[1-3]	[0-0,04]

L'objectif étant d'étudier les transferts d'énergie du côté gaz humide nous avons d'abord éliminé tous les points pour lesquels c'est l'air frais (écoulement en face avant) qui est limitant. Le critère (introduit dans le chapitre consacré à la modélisation) est la capacité calorifique. Le côté limitant (chaud ou froid) est celui qui a la plus petite capacité, autrement dit nous avons choisi les points tels que $C_{\min} = C_{\text{chaud}}$.

$$\left. \begin{array}{l} C_{\text{chaud}} = Q_{\text{gaz}} * C_{p_{\text{gaz}}} \\ C_{\text{froid}} = Q_{\text{air}} * C_{p_{\text{air}}} \end{array} \right\} C_{\min} = \min(C_{\text{chaud}}, C_{\text{froid}})$$

Il apparaît également évident que tous les points pour lesquels l'efficacité est proche de 100% n'apporteront pas suffisamment d'informations. Celle-ci est définie comme la quantité d'énergie échangée par rapport à la quantité maximale échangeable, les points sont choisis tels que **efficacité < 99%**.

$$\left. \begin{array}{l} Q_{\max} = C_{\min} * (T_{\text{gaz}} - T_{\text{air}}) \\ Q_{\text{tot}} = C_{\text{chaud}} * (T_{\text{gaz_entree}} - T_{\text{gaz_sortie}}) \end{array} \right\} \text{Efficacité} = \frac{Q_{\text{tot}}}{Q_{\max}}$$

L'échangeur est donc simulé sur 25 points de fonctionnement $Q_{\text{gaz}}=[0,2-0,01 \text{ kg/s}]$ et $V_{\text{air}}=[1-8 \text{ m/s}]$ dans le but d'appliquer la sélection (deltaT de 70°C). Nous déciderons finalement de retenir les 11 points marqués en vert dans le tableau suivant. Les points orange sont écartés car c'est le côté froid qui est limitant et les points rouges en raison de leur efficacité trop grande.

1.25	1 Qm _{gaz}	2 V _{air} [m/s]	3 NUT _{sec}	4 Eff _{sec}	5 Ptotal [W]	6 Qmax _{sec}	7 Cchaud	8 Cfroid	9 Cmin	10 UA _{sec}
	0,2	8	2,356	0,7905	11160	14118	201,7	556,1	201,7	475,2
	0,1	8	3,658	0,9186	6484	7059	100,8	556,1	100,8	368,9
	0,05	8	5,411	0,9766	3447	3530	50,42	556,1	50,42	272,8
	0,02	8	8,555	0,9962	1407	1412	20,17	556,1	20,17	172,6
	0,01	8	11,72	0,9983	704,7	705,9	10,08	556,1	10,08	118,2
	0,2	6	2,19	0,7445	10512	14118	201,7	417,1	201,7	441,8
	0,1	6	3,455	0,8944	6314	7059	100,8	417,1	100,8	348,4
	0,05	6	5,186	0,9686	3419	3530	50,42	417,1	50,42	261,5
	0,02	6	8,327	0,9953	1405	1412	20,17	417,1	20,17	168
	0,01	6	11,5	0,9982	704,7	705,9	10,08	417,1	10,08	116
	0,2	4	1,962	0,668	9431	14118	201,7	278	201,7	395,6
	0,1	4	3,164	0,8476	5984	7059	100,8	278	100,8	319,1
	0,05	4	4,852	0,9509	3356	3530	50,42	278	50,42	244,6
	0,02	4	7,975	0,993	1402	1412	20,17	278	20,17	160,8
	0,01	4	11,17	0,9979	704,5	705,9	10,08	278	10,08	112,6
	0,2	2	2,312	0,7453	7253	9731	201,7	139	139	321,4
	0,1	2	2,668	0,7267	5130	7059	100,8	139	100,8	269
	0,05	2	4,246	0,891	3145	3530	50,42	139	50,42	214,1
	0,02	2	7,293	0,9828	1388	1412	20,17	139	20,17	147,1
	0,01	2	10,48	0,9965	703,5	705,9	10,08	139	10,08	105,7
	0,2	2	2,312	0,7453	7253	9731	201,7	139	139	321,4
	0,1	1	3,186	0,8145	3963	4866	100,8	69,51	69,51	221,4
	0,05	1	3,626	0,7742	2733	3530	50,42	69,51	50,42	182,8
	0,02	1	6,528	0,9504	1342	1412	20,17	69,51	20,17	131,7
	0,01	1	9,67	0,9906	699,3	705,9	10,08	69,51	10,08	97,52

Figure 4. 35 : Plan d'essais en gaz secs

1.2.2. CHOIX DES POINTS D'ESSAIS EN REGIME HUMIDE

Les gaz humides possèdent une capacité calorifique plus élevée que les gaz froids. Par conséquent il est possible que parmi les onze points secs choisis certains ne soient plus valides. Dans cette optique nous les testons tous dans les conditions les plus favorables à la condensation ($P = 3 \text{ bar}$; $W_{\text{gaz}} = 0,04 \text{ kg_air/kg_eau}$). Le tableau suivant regroupe les résultats et on remarque effectivement une augmentation significative de la capacité calorifique humide ($C_{\text{chaud_humide}}$) par rapport à la capacité calorifique sèche (C_{chaud}). Le point n°11 présente une inversion du côté limitant l'échange avec la condensation et sera exclu de la suite.

1.11	1 $Q_{m,\text{gaz}}$ [kg/s]	2 V_{air} [m/s]	3 W_{gaz} [kg eau / kg air]	4 P_{gaz} [bar]	5 $C_{\text{chaud_humide}}$	6 C_{chaud}	7 C_{froid}	8 $\text{Eff}_{\text{humide}}$
Run 1	0,1	8	0,04	3	243,9	100,8	556,1	0,8249
Run 2	0,05	8	0,04	3	119,3	50,42	556,1	0,9611
Run 3	0,05	6	0,04	3	119,9	50,42	417,1	0,9325
Run 4	0,05	4	0,04	3	121,1	50,42	278	0,8685
Run 5	0,02	1	0,04	3	49	20,17	69,51	0,8347
Run 6	0,1	6	0,04	3	234,9	100,8	417,1	0,7234
Run 7	0,1	4	0,04	3	225,9	100,8	278	0,619
Run 8	0,05	2	0,04	3	119,7	50,42	139	0,6807
Run 9	0,2	8	0,04	3	414,7	201,7	556,1	0,5299
Run 10	0,2	6	0,04	3	392,5	201,7	417,1	0,4713
Run 11	0,2	4	0,04	3	344,4	201,7	278	0,3803

Figure 4.36 : Plan d'essais en gaz humides

A ce stade nous disposons de 10 points d'essais en régime sec qu'il s'agit de décliner en 15 essais humides. Cependant la dynamique de stabilisation du banc d'essais est assez longue et par conséquent les 15 essais ont été choisis tels qu'un seul paramètre soit modifié entre chaque expérience. Le tableau suivant présente le plan d'essais on peut observer que c'est la température qui est modifiée entre les expériences 1 et 2 puis l'humidité entre les essais 2 et 3. Les essais 16 et 17 ont eux été spécifiés au dernier moment après analyse des premiers essais.

N°Essai	Q_{gaz} (kg/s)	T_{gaz} (tr/min)	P_{gaz} (bar)	W_{gaz} (kg_eau/kg_air)	V_{air} (m/s)	T_{air} (°C)
1	0,1	90	2	0,02	4	20
2	0,1	150	2	0,02	4	20
3	0,1	150	2	0,04	4	20
4	0,1	90	2	0,04	4	20
5	0,1	90	3	0,04	4	20
6	0,1	90	3	0,02	4	20
7	0,1	120	2	0,02	4	20
8	0,05	90	2	0,02	2	20
9	0,05	150	2	0,02	2	20
10	0,05	150	2	0,04	2	20
11	0,05	90	2	0,04	2	20
12	0,05	90	3	0,04	2	20
13	0,05	90	3	0,02	2	20
14	0,02	90	3	0,04	1	20
15	0,02	90	3	0,02	1	20
16	0,02	90	3	0,02	4	20
17	0,02	90	3	0,04	3	20

1.3. ANALYSE DES RESULTATS

Les mesures d'essais arrivent déjà traitées depuis le laboratoire de l'université de Liège. La situation de chaque essai est ainsi résumée sous la forme du schéma de la figure suivante (4. 37). Les puissances thermiques échangées ainsi que le débit d'eau condensés sont notamment fournis.

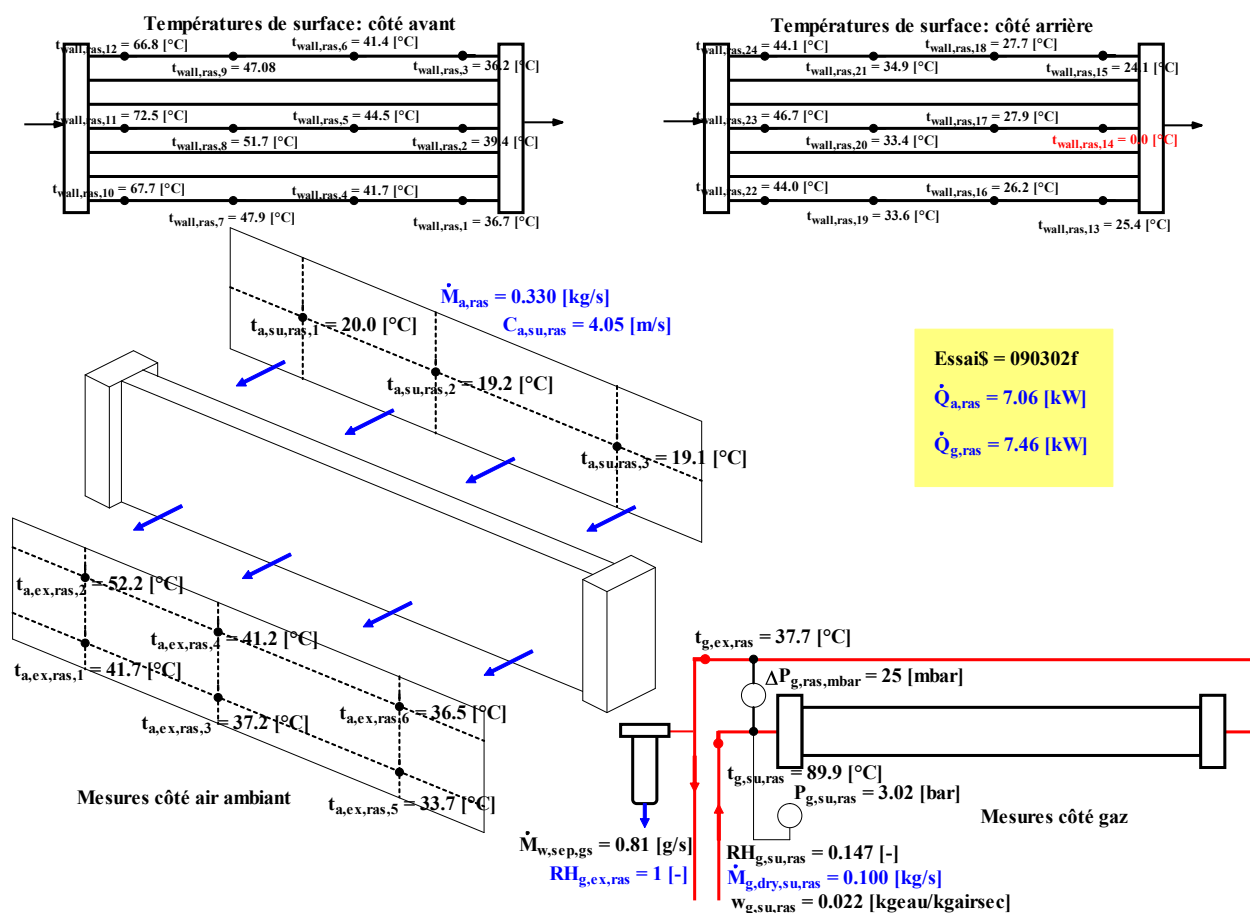


Figure 4. 37 : Positionnement des capteurs de pression [48]

Le tableau suivant présente un comparatif de la puissance échangée et de la quantité d'eau condensée entre simulation et essais. Le modèle utilisé est celui présenté dans le troisième chapitre, il s'agit d'un modèle de condensation volumique basé sur l'équilibre des potentiels chimiques de la vapeur et du condensat. Du point de vue de la puissance les résultats sont bons puisque l'erreur moyenne est de 3,71% et ne dépasse pas 10% (ceci sur un point de faible puissance donc plus sensible à la précision des mesures). Du point de vue de la condensation les résultats sont plus mitigés puisque l'erreur moyenne est de 15% avec des points dépassant 100% d'erreur. L'erreur semble notamment se concentrer sur trois points où elle dépasse les 30% (surligné en orange dans le tableau). Cependant il se trouve que ces trois essais sont ceux pour lesquels le taux de condensation est le plus faible, c'est-à-dire lorsque les conditions sont favorables à la condensation en film (qui n'était pas modélisée ici).

N°Essai	P _{ech_ESSAIS} (W)	P _{ech_SIMU} (W)	erreur (%)	Qm _{ESSAIS} (g/s)	Qm _{SIMU} (g/s)	erreur (%)
1	6,85	6,48	5,4	0,41	0,35	17,14
2	11,27	11	2,4	0	0,00	0,00
3	12,61	12,17	3,5	0,56	0,49	14,29
4	8,5	8,24	3,1	1,45	1,32	9,85
5	9,64	9,29	3,6	2,02	1,94	4,12
6	7,46	6,9	7,5	0,81	0,71	14,08
7	8,96	8,6	4,0	0,1	0,07	42,86
8	3,77	3,4	9,8	0,29	0,22	31,82
9	5,86	5,9	0,7	0,06	0,03	100,00
10	6,73	6,7	0,4	0,49	0,49	0,00
11	4,75	4,7	1,1	0,89	0,87	2,30
12	5,28	5,21	1,3	1,16	1,16	0,00
13	4,02	3,8	5,5	0,53	0,47	12,77
14	2,14	2,33	8,9	0,48	0,51	5,88
15	1,64	1,7	3,7	0,2	0,21	4,76
16	2,05	2,03	1,0	0,28	0,28	0,00
17	3,07	3,03	1,3	0,7	0,67	4,48

S'agissant de l'utilisation du modèle de condensation volumique :

-Les essais confirment une prévision de la puissance thermique transférée à 5% près.

-Lorsque les taux de condensation sont supérieurs à 1L/h (ils peuvent atteindre 7L/h) les essais montrent une erreur moyenne de 7%. En dessous il faut prévoir d'utiliser le modèle de condensation en film.

2. LE DEMONSTRATEUR HYBRIDATION THERMIQUE

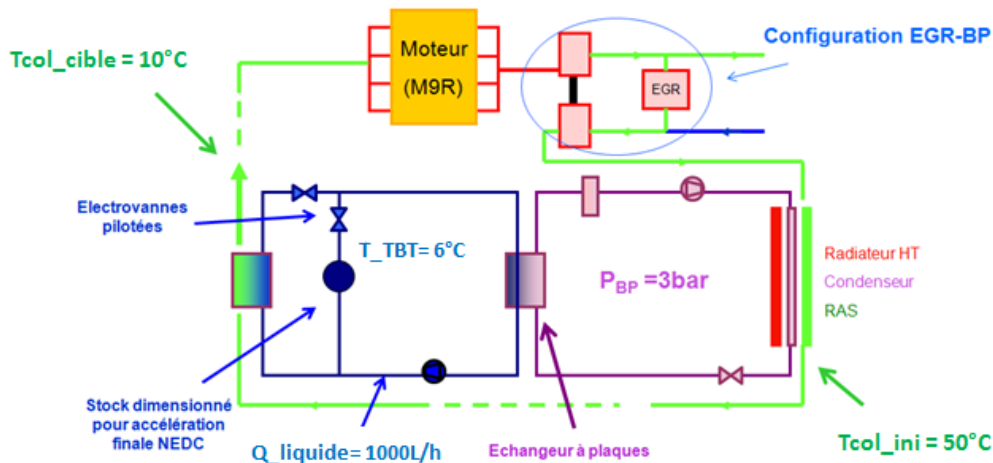
Le système est d'une relative complexité puisqu'il intègre un ensemble de technologies pluridisciplinaires (moteur, climatisation, circuit refroidissement). Les quatre paragraphes qui suivent présentent de façon synthétique les points importants de la réalisation du démonstrateur depuis le cahier des charges initial jusqu'à l'intégration véhicule; ce qui prendra en tout dix mois.

2.1. LE SYSTEME COMPLET

Le principe est de concevoir le prototype physique et son contrôle de façon simultanée; nous rappelons ici le cahier des charges initial et présentons les principaux sous-systèmes (moteur, climatisation, circuit TBT).

1.1.1. SPECIFICATIONS ELARGIES :

Le cahier des charges « thermodynamique » a été établi dans le deuxième chapitre au travers des différentes simulations système. Cependant, en raison du caractère exploratoire de ces travaux et de la difficulté à disposer d'échangeurs prototypes, nous avons fait des compromis sur certains composants. C'est pourquoi nous avons plutôt établi un cahier des charges dégradé dont le but n'est pas la recherche de l'efficacité mais plutôt le maintien des performances fondamentales du système. Ce nouveau cahier des charges est représenté schématiquement dans la figure 4.1, on notera que les performances attendues sont exprimées en terme de sous-refroidissement (-40°C) mais également en terme dynamique au travers de l'inertie de la boucle d'eau.



**Le démonstrateur doit permettre l'étude du refroidissement des gaz admission à vitesse constante
Le stock est dimensionné pour assister le refroidissement lors d'un accélération de 0 à 120km/h
La boucle courte permet de sous-refroidir et de lisser la température des gaz d'admission**

Figure 4. 1 : Circuit d'air moteur : V1 origine, V2 EGR-BP

La motorisation EGR-BP permet de disposer de contraintes thermiques maximales sur le système, la boucle de climatisation fonctionne quant elle est régulée à pression BP de 3bar pour des raisons d'efficacité. A ces contraintes s'ajoutent des considérations relatives à l'encombrement ou encore la communication avec les calculateurs du Véhicule. Finalement c'est un modèle de véhicule **Velsatis phase II** qui a été retenu. Celui-ci était précédemment utilisé par l'ingénierie mécanique pour calibrer les régénérations de filtre à particule et dispose d'une boucle de climatisation adaptée à nos explorations (compresseur débrayable à cylindrée variable pilotée électriquement). Nous verrons par la suite que le choix d'un véhicule déjà utilisé permet de disposer rapidement d'un système fonctionnel mais le fait ne pas avoir participé à la phase de conception/validation de ce prototype posera des problèmes de maîtrise du système.

1.1.2. CONTROLE ET MESURES:

Nous avons adopté une démarche Hardware In the Loop (HIL) pour accompagner l'intégration du contrôle des actionneurs. Il s'agit d'utiliser un outil informatique unique depuis les premiers essais (une vanne hydraulique isolée par exemple) jusqu'aux essais finaux en soufflerie (incluant des stratégies de pilotage dynamique et toute la chaîne d'acquisition). Cela permet de capitaliser l'information et de réduire significativement le temps de retour sur erreur. Sur la figure 4.2, qui représente la chaîne de contrôle du démonstrateur, on peut voir que le cœur d'un tel environnement est un calculateur programmable (MABX dans la figure). Il est important de noter que c'est le calculateur qui pilote en temps réel le système; l'utilisateur rentre ses consignes avant l'expérience mais le système est ensuite autonome.

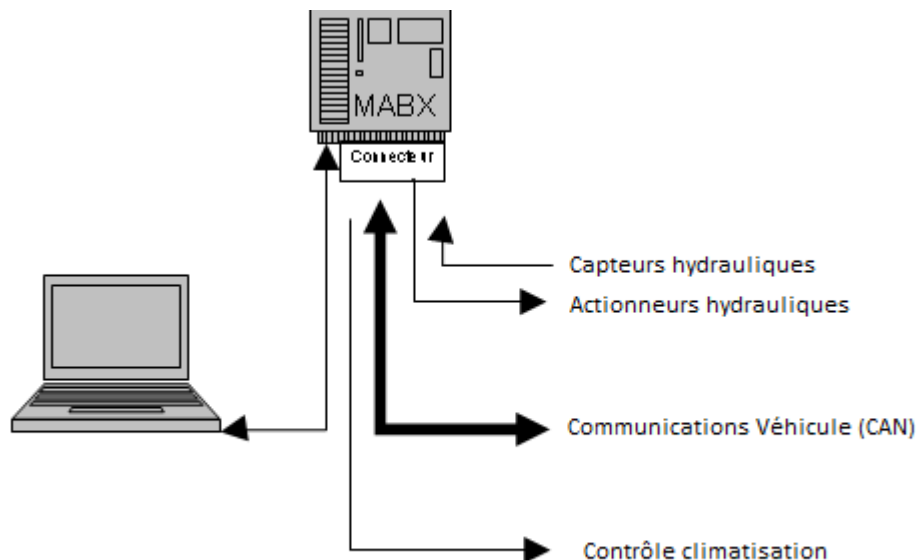


Figure 4. 2 : Calculateur HIL

Les divers actionneurs, capteurs et autres sous-systèmes implantés sur le démonstrateur font appel à une grande variété d'expertises et de métiers. A titre d'exemple, rien que pour la boucle de climatisation nous ferons intervenir 7 professionnels différents dont 3 externes à l'entreprise. Lors des différentes rencontres préparatoires nous avons identifié quatre problématiques techniques relatives au contrôle du système. Le calculateur n'est par exemple qu'un cerveau qui reçoit et émet des signaux électriques de faible puissance, par

conséquent il faut prévoir de conditionner tous les signaux électriques du système. Ceci inclut notamment la fabrication d'une électronique de puissance pour alimenter la pompe électrique ou l'embrayage du compresseur. Nous souhaitons également prendre le contrôle de la boucle de climatisation ce qui implique de débrancher le calculateur de climatisation d'origine et le remplacer par le calculateur HIL.

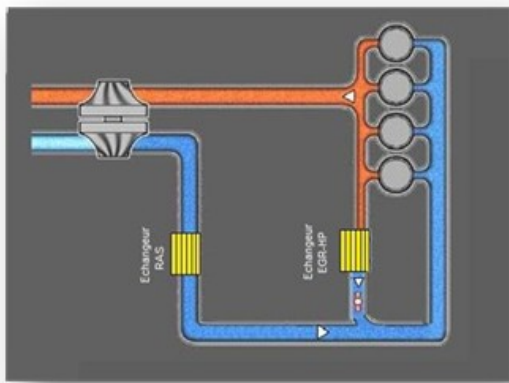
Signal	Difficultés Identifiées
Capteurs	Grande variété de signaux à conditionner.
Actionneurs	Nécessité de développer une électronique de puissance.
Contrôle de climatisation	Recréer un programme complet
Communications véhicule	Comprendre le dialogue entre le calculateur moteur et le calculateur de la boucle de climatisation.

2.2. LE CIRCUIT D'AIR MOTEUR

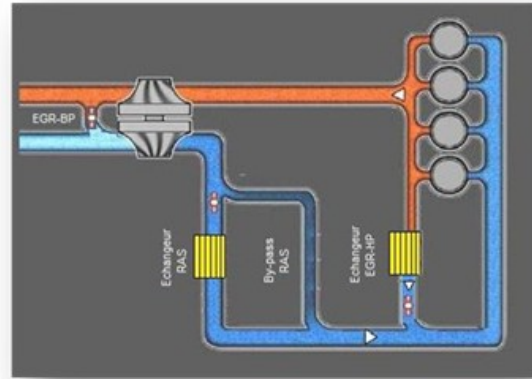
L'objectif du démonstrateur est de proposer une représentation technologique du concept d'hybridation-thermique. Cependant une analyse de l'impact du sous-refroidissement sur les performances du moteur serait prématurée car il faudrait d'abord réaliser des essais sur banc moteur pour disposer de cartographies adaptées. Du point de vue du moteur notre but est donc seulement de conditionner l'air d'admission et de s'assurer le contrôle de la boucle EGR-BP. Dans une certaine mesure, on peut donc dire que sur ce démonstrateur le circuit d'air joue surtout le rôle de source chaude pour l'étude du circuit TBT embarqué.

2.2.1. CONFIGURATION MOTEUR:

A l'époque des travaux, la définition technique EGR-BP était à l'état d'étude, par conséquent la motorisation d'origine avait déjà subi de nombreuses modifications par rapport à sa version de série (injecteurs, calibration, turbomachine). La figure 4.2 présente les circuits d'alimentation des cylindres en gaz pour le moteur dans sa version de série (V1) et dans sa version modifiée telle que nous l'avons réceptionnée (V2); le moteur est alors capable de fonctionner en EGR-HP (V1) et en EGR-BP : il s'agit d'un circuit hybride. Dans sa version V2, le moteur possède également une branche permettant aux gaz d'éviter l'échangeur RAS (by-pass RAS). Une telle dérivation favorise la montée en température de la culasse et peut s'avérer utile pour certain mode de combustion (HCCI notamment).



V1



V2

Figure 4. 3 : Circuit d'air moteur (V1 origine, V2 EGR-BP)

Les modifications apportées au circuit par l'atelier de mécanique ont consisté à obstruer le by-pass (inutile et encombrant) et ajouter l'échangeur TBT dans la ligne d'admission (V3, figure 4.4). En conservant l'architecture hybride du circuit EGR on se donne la possibilité de travailler avec différents niveaux de charge thermique.

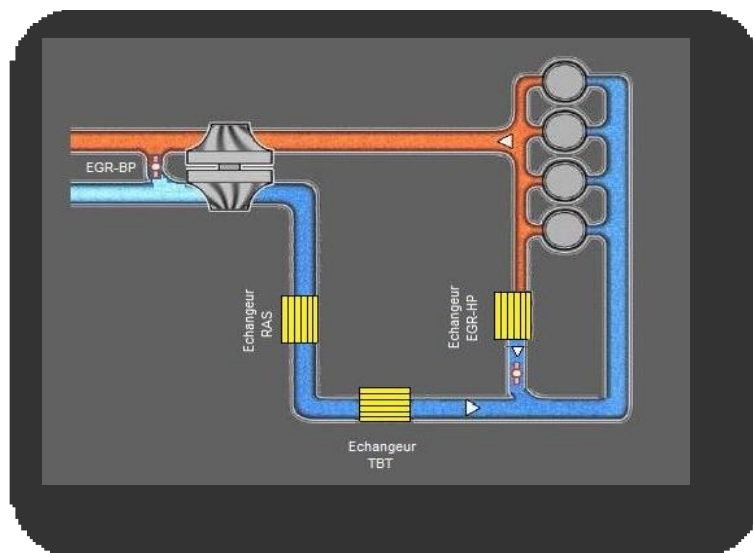


Figure 4. 4 : Circuit d'air moteur en configuration finale V3

Lors de la phase de dimensionnement nous avons conclu qu'un échangeur de 20cm de long (basé sur la technologie actuelle) constituerait un bon compromis entre sous-refroidissement et pertes de charges. Cependant, devant l'impossibilité de disposer d'un tel échangeur, nous avons utilisé un échangeur air/eau de série (Valeo). Celui-ci est dimensionné pour des charges thermiques équivalentes à celle d'un RAS complet (c'est son rôle) et par conséquent il est efficace pour notre application; il présente également de plus grandes pertes de charges. L'image 4.5 présente l'intégration de l'échangeur sous capot. Celui-ci a été isolé du compartiment moteur par plusieurs couches d'isolants car sa température est proche de 7°C. On notera également les flexibles utilisés dans la ligne d'admission (tube noir) afin de compenser les mouvements relatifs du moteur par rapport à la caisse.



Figure 4. 5 : Ligne d'air d'admission et échangeur TBT

2.2.2. CONTROLE DU MOTEUR:

S'agissant d'un moteur prototype il était déjà équipé d'un calculateur programmable. Il s'avèrera cependant que de nombreuses cartographies (consommation ou taux d'EGR) n'avaient pas été actualisées entre les versions V1 et V2 de la motorisation, rendant les données issues du calculateur moteur peu fiables. De notre point de vue les interactions avec le contrôle moteur se sont donc limitées à contrôler le circuit d'EGR et communiquer des informations au calculateur.

2.2.3. INSTRUMENTATION DE LA LIGNE D'ADMISSION :

Tenant pour acquis que les gouttes d'eau liquide peuvent fausser la mesure d'un thermocouple, nous en avons triplé le nombre en sortie du Ras TBT. Un capteur de pression a également été placé en sortie de l'échangeur TBT afin de disposer d'une lecture en temps réel des conditions de saturation en sortie de l'échangeur. Les autres paramètres sont fournis par le calculateur moteur et sont donc des estimations plus ou moins réalistes ; estimations qui de plus sont non accessibles en temps réel. On notera également qu'en configuration EGR-BP, le débit d'air mesuré n'est pas le débit total qui passe dans le RAS mais uniquement le débit d'air frais.

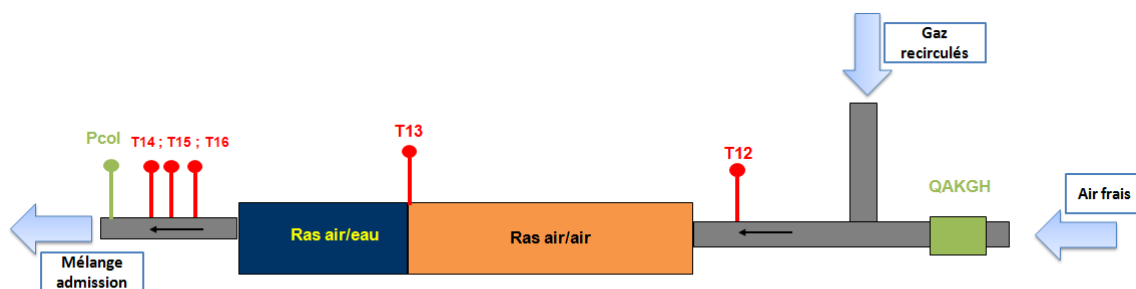


Figure 4. 6 : Implantation des capteurs dans la ligne d'admission

Mesure	unité	Signification
T12	°C	Mesure de température en entrée de l'échangeur RAS.
T13	°C	Mesure de température sortie de l'échangeur RAS.
T14,T15,T16	°C	Mesure de température sortie de l'échangeur TBT.
Pcol	mbar	Mesure de pression en sortie de l'échangeur TBT.
QAKGH	Kg/h	Mesure débit d'air admission, issue du calculateur moteur.
Ri_INCA	[]	Estimation Richesse de combustion issue du calculateur moteur.
TEGR2_INA	%	Estimation du Taux d'EGR, issue du calculateur moteur

2.3. LA BOUCLE DE CLIMATISATION

De loin le système le plus complexe, il s'agit également du cœur d'étude de ce démonstrateur dont l'un des objectifs est justement d'acquérir des connaissances technologiques sur les climatisations « à l'eau ». D'après les études menées dans le chapitre 2 la boucle de climatisation d'origine du véhicule est capable de fournir l'ensemble des frigories dont nous avons besoin et par conséquent nous l'avons réutilisée en y apportant des modifications (architecture et contrôle) que ce paragraphe présente.

2.3.1. ARCHITECTURE :

Le fluide caloporteur est le fréon (R134a) et la technologie de boucle de type « orifice tube » équipé d'un compresseur à cylindrée variable pilotée électriquement. Initialement l'évaporateur était intégré au circuit de conditionnement de l'air (HVAC) situé dans le cockpit, le compresseur fixé au bâtît moteur et le condenseur situé dans la valise de refroidissement en face avant.

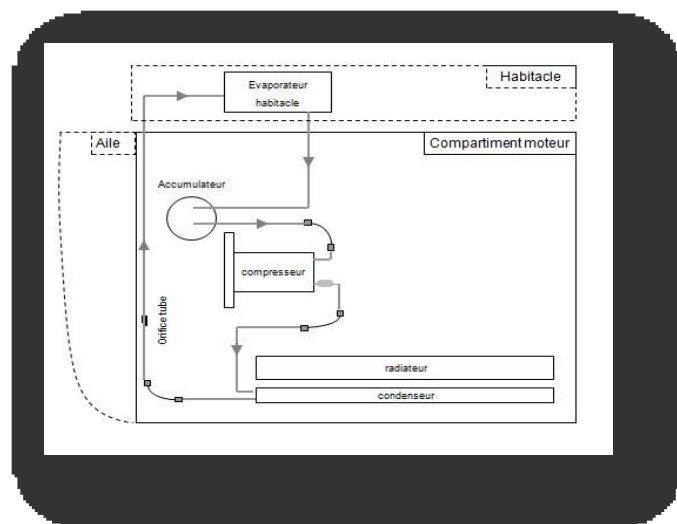


Figure 4.7 : Boucle de climatisation d'origine

Dans la configuration du démonstrateur, l'évaporateur habitacle est remplacé par un évaporateur situé dans l'aile du véhicule (figure 4.8). Le conditionnement de l'air habitacle ne fonctionne donc plus et les études de stratégie de conditionnement simultané de l'habitacle et de l'admission ne sont pas possibles (complexification jugée non nécessaire à cette pré-étude). La charge du circuit en fluide frigoporteur ainsi que le diamètre de l'orifice tube d'origine ont été conservés car les différentes simulations ont montré qu'ils restaient pertinents. La modification de l'architecture du circuit et les piquages pour capteur, ont été réalisés en sous-traitance dans les locaux d'un équipementier spécialisé (Hutchinson). La validation de ce travail a été effectuée en mettant l'ensemble du circuit sous pression (30bars) pendant 12H.

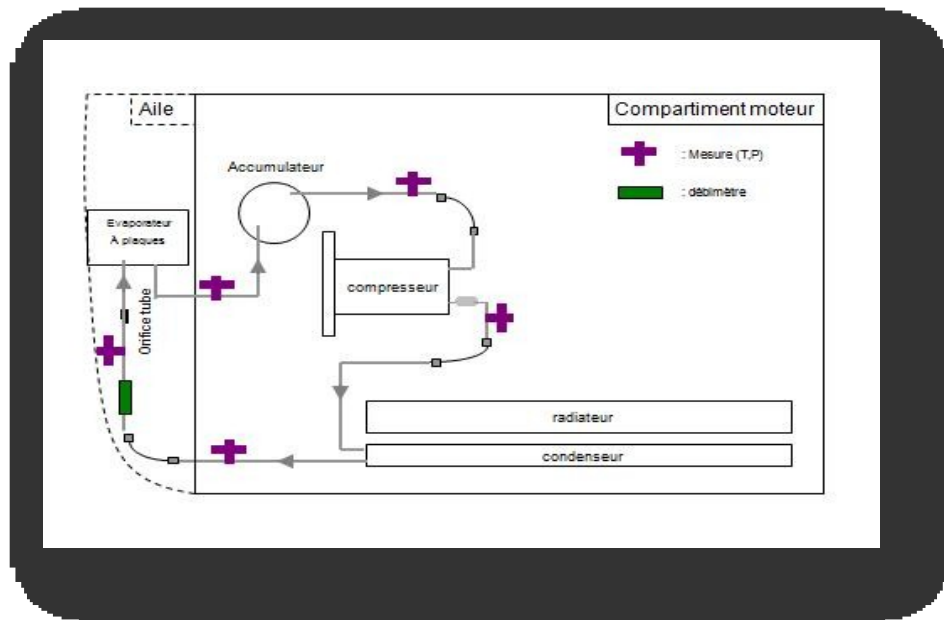


Figure 4. 8 : Boucle de climatisation modifiée et piquages capteurs

2.3.2. CONTROLE :

D'origine les deux actionneurs de la boucle de climatisation, l'embrayage et la cylindrée du compresseur, sont pilotés par le calculateur de climatisation (CAREG). Celui-ci communique par la liaison CAN du véhicule avec le calculateur moteur pour les autorisations de mise en route. Il est en effet nécessaire d'adopter une stratégie couplée entre les deux systèmes pour ne pas dégrader l'agrément de conduite (augmentation de la puissance du moteur au ralenti, débrayage du compresseur de climatisation lors de fortes accélérations). Le calculateur communique également avec le boîtier d'interface utilisateur pour les consignes client, fait appel à d'autres calculateurs pour certaines mesures (vitesse véhicule, configuration portes...) et dispose de ses propres capteurs (température, ensoleillement et humidité pour le confort ainsi que pressostat pour la sécurité).

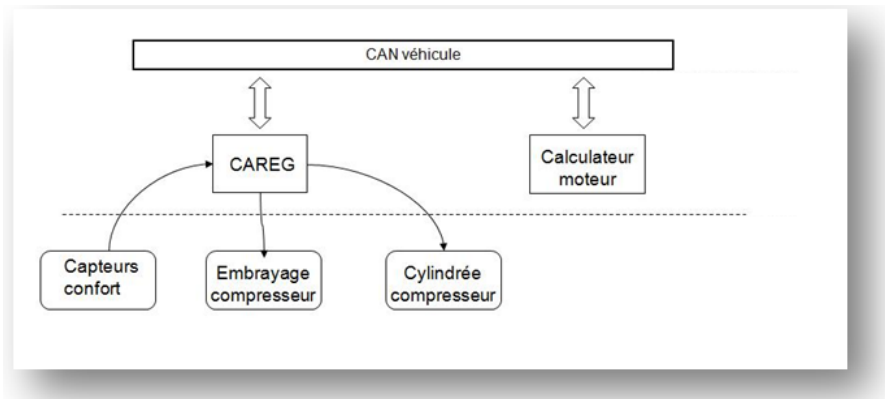


Figure 4. 9 : Communication entre le CAREG et son environnement

Sur le prototype nous ne refroidissons plus l'air de l'habitacle mais un circuit d'eau, de plus nous souhaitons pouvoir contrôler la cylindrée du compresseur pour effectuer des freinages récupératifs. La reprogrammation du contrôleur d'origine étant impossible nous avons donc simulé le calculateur de climatisation avec la Microautobox.

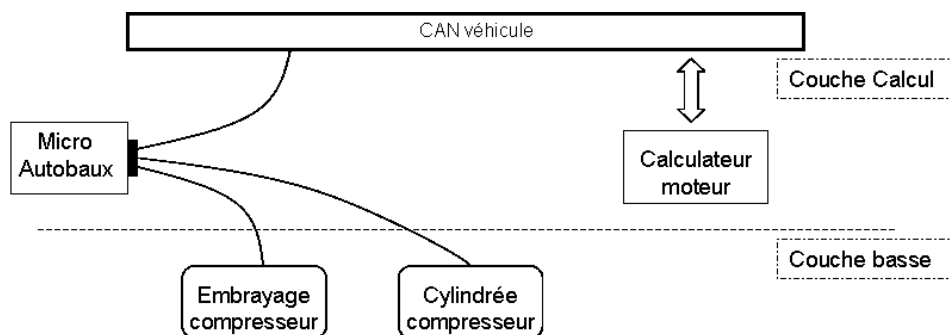


Figure 4. 10 : substitution du CAREG par la micro-autobox

Le calculateur est programmé sous Simulink avec la bibliothèque spécifique Rtime qui permet de programmer des automates en temps réel et ainsi synchroniser les dialogues entre calculateurs. Dans le nouveau programmeur nous intégrons également une boucle de régulation de la cylindrée basée sur la mesure de la pression BP. Celle-ci est régulée autour de 3bars avec un régulateur Proportionnel, Intégral, Dérivé (PID) dont les paramètres seront ajustés lors de la mise au point du système ; ceci dans le but d'obtenir une température d'évaporation proche de 0°C. Les stratégies de sécurité de la boucle d'origine et notamment la mise en route du Groupe Moto Ventilateur (GMV) ou encore la coupure lorsque la pression HP dépasse 30 bars sont également implémentés. Finalement une interface graphique est créée pour contrôler visuellement l'évolution du système et des paramètres mesurés.

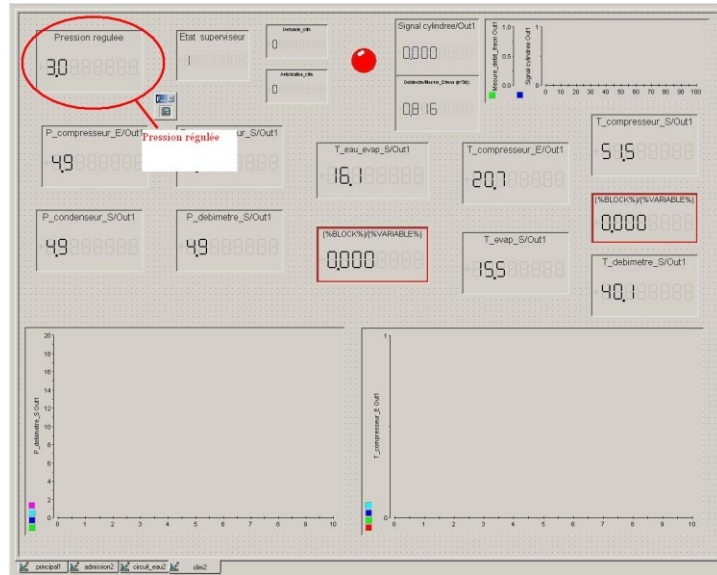


Figure 4. 11 : Interface graphique de contrôle de la boucle de climatisation

La micro-Autobox ne peut fournir de puissance électrique, seulement des signaux de faible intensité. Une électronique de puissance (prélevant son énergie d'une batterie annexe) a donc été créée en vue d'actionner l'embrayage (il nécessite un pic de 5 Ampères) ou encore de modifier la cylindrée du compresseur (1 Ampère en fonctionnement stabilisé). Plus de détails sont disponibles dans l'Annexe 5.

2.3.3. INSTRUMENTATION:

La boucle de fluide est instrumentée dans le but de mesurer l'état du fluide (pression, température) à l'entrée et à la sortie de chaque élément du système ; ceci afin d'effectuer tous les bilans énergétiques nécessaires au calcul de l'efficacité de la boucle. Pour cela la boucle est instrumentée avec un débitmètre (technologie à hélice : 25-250 L/h) qui mesure le débit de liquide en sortie du condenseur ainsi que de 5 thermocouples de type K. La boucle est également équipée de deux capteurs basse pression (0-7bar) qui enregistrent la pression dans la branche BP, leur positionnement respectif ayant pour but de contrôler la surchauffe qui s'exprime par une différence de pression aux bornes de l'accumulateur. Deux autres capteurs haute pression (0-35bars) mesurent la pression HP, le positionnement du deuxième capteur (HP2) tient au fait que l'on a besoin de connaître l'état du fluide en sortie du débitmètre pour être certain que celui-ci est bien sous forme liquide. Initialement nous avons également prévu un système de mesure du couple mécanique à l'arbre du compresseur pour établir le bilan mécanique du compresseur. Cependant celui-ci arrivera trop tard et sera détruit lors de son premier essai comme expliqué plus loin dans le chapitre.

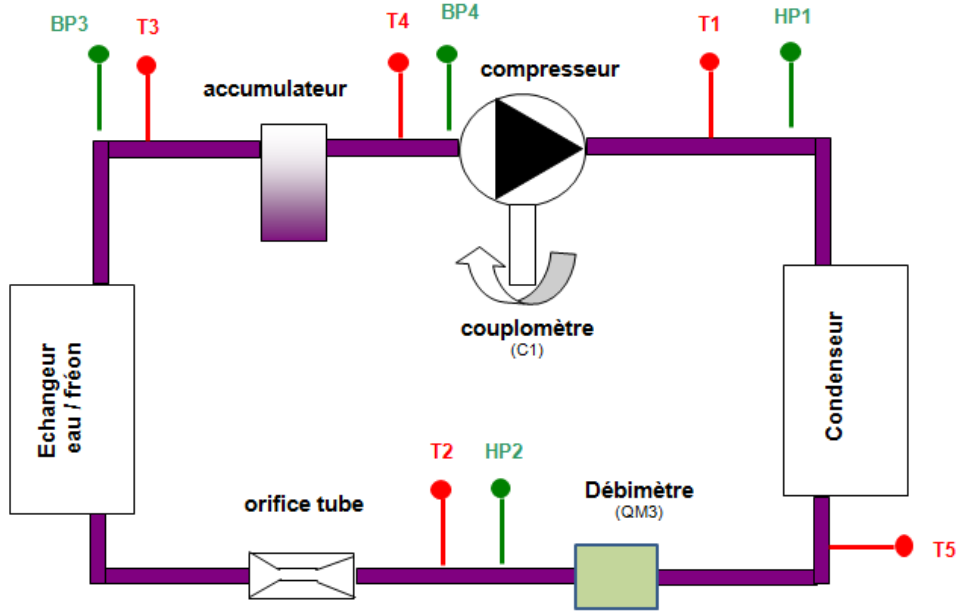


Figure 4. 12 : Instrumentation de la boucle de climatisation

Mesure	Unité	signification
TAC1	°C	Température sortie condenseur
TAC2	°C	Température sortie débitmètre
TAC3	°C	Température sortie évaporateur
PAC1	mbar	Pression sortie condenseur
PAC2	mbar	Pression sortie débitmètre
PAC3	mbar	Pression sortie évaporateur
QM3	L/h	Débit volumique de fréon
C1	Nm	Mesure couple compresseur

2.4. LE CIRCUIT D'EAU

Le circuit d'eau a pour fonction de coupler thermiquement, suivant différentes stratégies, l'évaporateur de climatisation et le circuit d'admission d'air du moteur. Il a été assemblé une première fois sur table afin de cartographier hydrauliquement les composants puis porté sur véhicule par la suite.

2.4.1. ARCHITECTURE :

Sur le démonstrateur le circuit d'eau a été complexifié par rapport à la version décrite dans le chapitre sur le couplage entre admission et climatisation. Figure 4.13 on reconnaît l'évaporateur, l'échangeur RAS TBT ainsi que la branche de stockage des frigories. Une branche supplémentaire a par contre été ajoutée au circuit pour implanter un radiateur et ainsi disposer d'une source thermique stable lors de la mise au point du pilotage de la boucle de climatisation.

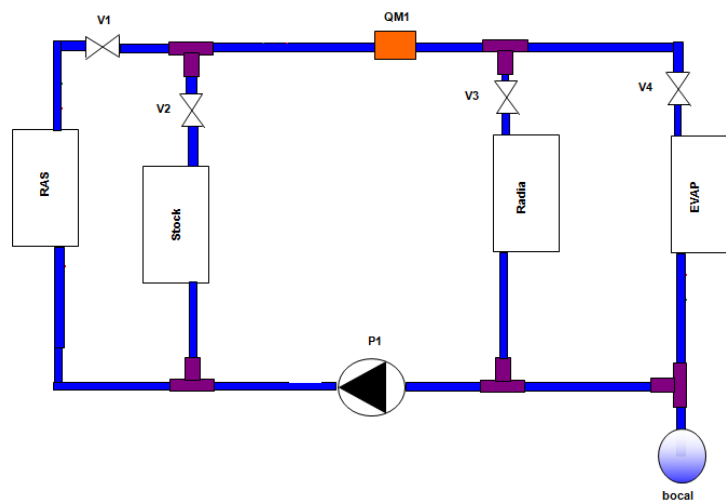


Figure 4. 13 : Le circuit d'eau

Comme évoqué précédemment l'échangeur TBT est imposé par la disponibilité du matériel, l'évaporateur a par contre lui été acheté suivant les spécifications énoncées dans le chapitre sur la pré-étude du couplage. Il s'agit d'un échangeur de 42 plaques brasées de 3mm d'épaisseur chacune :

	Fréon	Eau
Température d'entrée	1,9°C	12°C
Température de sortie	1,9°C	5°C
Débit	200 kg/h	1000L/h
Puissance échangée	8800W	8800W

Masse (kg)	Volume (L)	S _{échange} (m ²)
2,2	1,6	0.491

Le reste des composants (vannes, pompes et bocal de dégazage) sont dimensionnés avec le Logiciel AMESim de telle sorte que le débit dans le circuit soit égal à 1000L/H lorsqu'il y a couplage direct entre l'évaporateur et l'échangeur TBT.

2.4.2. CONTROLE:

Comme pour la boucle de climatisation, le contrôle est programmé sous Simulink puis interfacé visuellement.

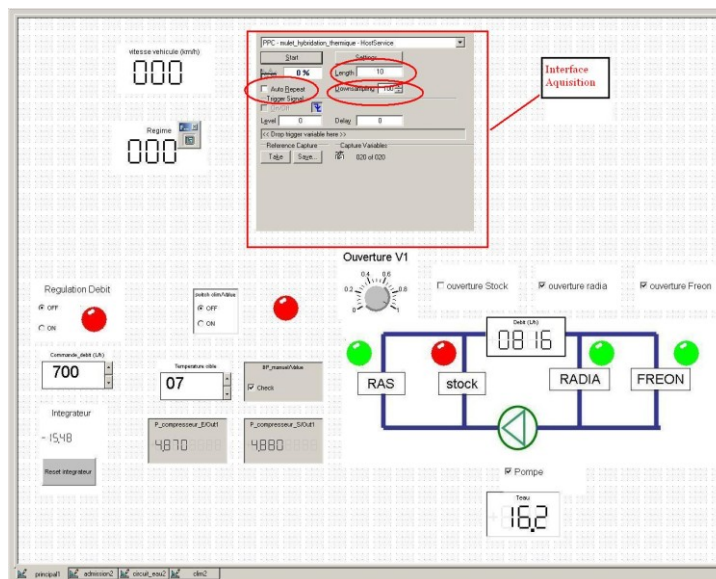


Figure 4. 14 : Contrôle du circuit d'eau

2.4.3. INSTRUMENTATION :

Dans un premier temps le circuit d'eau a été temporairement équipé de capteurs de pression pour cartographier les composants. Une fois ces mesures terminées, la boucle fut instrumentée avec 6 thermocouples (type K) nécessaires à l'établissement des bilans de puissance pour chacun des composants. Un débitmètre à hélice (100-1000L/h) complète l'installation.

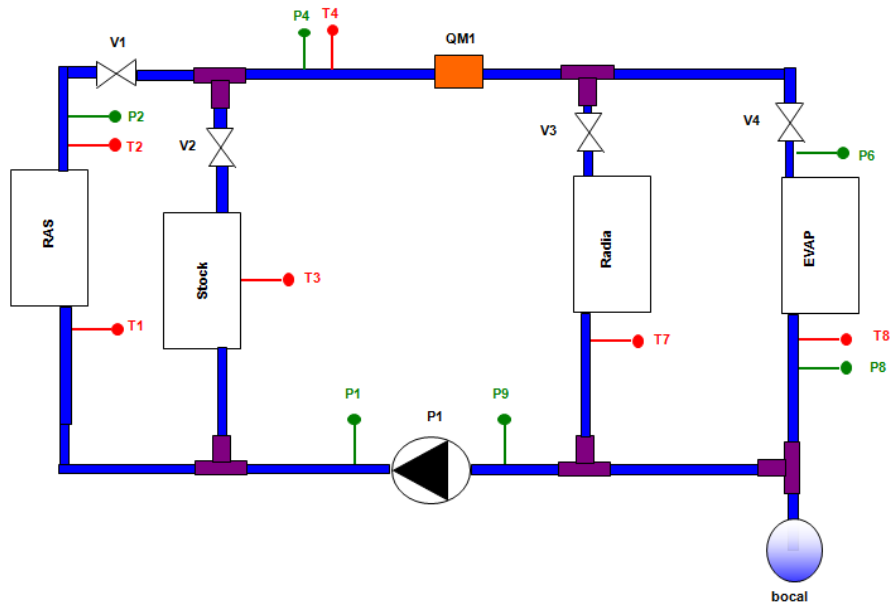


Figure 4. 15 : Instrumentation du circuit d'eau

Mesure	unité	signification
T1	°C	Température d'eau entrée RAS
T2	°C	Température d'eau sortie RAS
T3	°C	Température d'eau dans le stock
T4	°C	Température de mélange sortie stock
T7	°C	Température sortie radiateur
T8	°C	Température sortie évaporateur
QM1	L/h	Débit volumique de fluide

3. MISE AU POINT ET ESSAIS DU DEMONSTRATEUR

Suivant les étapes du cycle en V, la mise au point du système s'effectue par étapes dans le but de valider le système par niveaux de complexité croissante. La dernière étape de ce processus consiste à valider expérimentalement l'atteinte des spécifications initiales. Contrairement à toute la phase de mise au point qui a pu être effectuée en atelier ou sur piste extérieure, la validation est ici effectuée en soufflerie thermique (figure 4.16). Dans ce paragraphe nous présentons ces essais qui se sont déroulés en trois sessions d'une journée chacune, consacrées respectivement à l'étude des performances à vitesse stabilisée (2 jours) et aux stratégies de pilotage dynamique (1 jour).

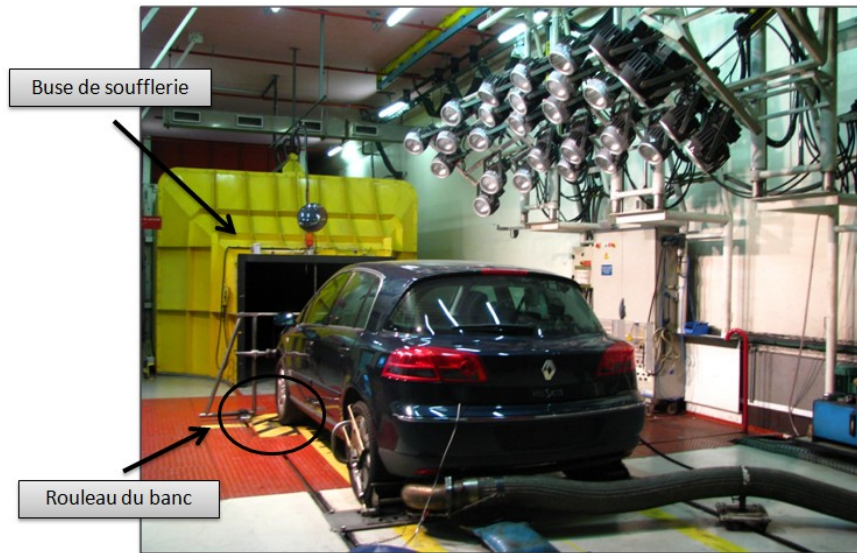


Figure 4.16: Le démonstrateur en soufflerie

3.1. ESSAIS A VITESSE STABILISEE

Le but était d'obtenir les premières mesures de performances relatives à la boucle de climatisation et valider la chaîne de mesure ainsi que le processus d'analyse des résultats. Cette session d'essais s'est déroulée sur deux jours consacrés respectivement à la configuration EGR-HP puis à la configuration EGR-BP, ceci dans le but d'augmenter la charge thermique progressivement. Lors de ces essais le véhicule est stabilisé à vitesse constante par un robot (le 6^{ème} rapport de boîte est engagé).

3.1.1. ESSAIS EN EGR-HP:

Dans cette configuration le RAS ne refroidit que des gaz secs et par conséquent la charge sur la boucle de climatisation est réduite : de l'ordre de 1200W avec une température ambiante de 30°C. Les lignes qui suivent présentent le post-traitement du premier point d'essais qui correspond à une vitesse stabilisée de 90 km. Le couple à la roue du véhicule est mesuré par le banc à rouleau avant d'embrayer le compresseur.

Vitesse (km/h)	TAMB (°C)	RPM (tr/mn)	Couple (Nm)	Puissance (kW)
96	30	2000	72	15,1

La première étape consiste à effectuer un bilan de puissance sur la boucle d'air. TAPE et TAVE représentent les températures respectivement en amont et en aval du RAS d'origine ; T_TBT est la température des gaz à la sortie de l'échangeur TBT. Notons qu'étant en configuration EGR-HP il ne s'agit pas de la température d'admission dans les cylindres puisque cet air refroidi sera mélangé avec les gaz recirculés dans le répartiteur d'admission.

Q_{m_RAS} (kg/h)	Pression (bar)	TAVE (°C)	TAPE (°C)	T_TBT (°C)	P_{RAS} (W)	P_{TBT} (W)
155	70,5	49	31,4	8.5	750	1059

Le circuit d'eau est ici en « couplage direct » c'est-à-dire que la branche du stock est désactivée et le bilan énergétique entre l'évaporateur et le RAS-TBT doit être équilibré (c'était d'ailleurs le critère pour lancer la sauvegarde des données). Le tableau suivant présente justement le bilan de puissance (réalisé sur une base enthalpique). On y constate que les déperditions thermiques sont faibles, y compris dans l'échangeur TBT puisque la puissance thermique échangée, P_{TBT} , est sensiblement la même que l'on fasse un bilan sur l'eau ou sur l'air.

Débit (L/h)	TRAS_E (°C)	TRAS_S (°C)	TEVAP_E (°C)	TEVAP_S (°C)	P_{TBT} (W)	P_{EVAP} (W)
776	9	10,2	10,3	8,9	1082	1166

Nous utilisons les utilitaires développés dans le deuxième chapitre pour estimer les performances de la boucle de climatisation. On note que le bilan thermique global est bien équilibré entre les gaz d'admission et la puissance thermique évaporateur, ce qui constituait un des critères de validation de la chaîne d'acquisition mesure. Le couplomètre qui devait permettre de mesurer la puissance prélevée par le compresseur de climatisation n'étant pas encore livré la valeur donnée ici est estimée sur une base thermodynamique ; c'est-à-dire que les pertes mécaniques ne sont pas prises en compte.

Debit (L/h)	PHP (bar)	PBP (bar)	Pevap (W)	Pcomp (W)	COP	$\eta_{\text{exergetique}}$ (%)
32,4	13,1	2,7	1180	215	6.4	29,9

Le tableau suivant présente la synthèse des trois essais réalisés. Comme attendu dans les spécifications le système assure bien une température des gaz inférieure à 10°C en sortie de l'échangeur.

Vitesse (km/h)	Régime (RPM)	Puissance (kW)	TAPE (°C)	T_TBT (°C)	Qevap (kW)	Pcomp (kW)	$\eta_{\text{exergetique}}$ (%)
84km/h	1750	10	31,4	5,4	898	161	49
96km/H	2000	15,1	31,7	8,6	1166	215	30
120km/h	2250	22,3	32,10	9,3	916	188	33

3.1.2. ESSAIS EN EGR-BP :

La deuxième partie des essais statiques était consacrée à la configuration EGR-BP. Comme tous les essais cette session commence par la mise en température du circuit d'eau TBT, c'est-à-dire que le véhicule est stabilisé à 90km/h puis le système TBT est activé. Comme le montre la figure 4.17 la pression dans la boucle augmente alors fortement jusqu'à atteindre la valeur de sécurité ($P=30\text{bars}$) ce qui provoque le désembrayage du compresseur. Cet événement provoque malheureusement par la même occasion la perte du couplomètre tout juste réceptionné et installé.

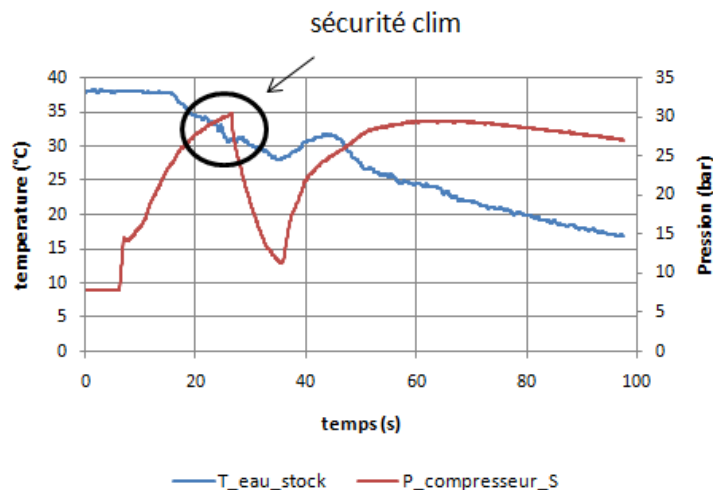


Figure 4. 17 : Evolution de la pression dans la boucle de climatisation

Sachant que le même type de mise en température avait été effectué normalement lors des précédents essais c'est le passage en EGR-BP qui pose problème. Sachant de plus que ce phénomène n'était pas apparu lors des répétitions sur circuit (température ambiante $T_{\text{amb}} = 5^{\circ}\text{C}$ en hiver), le suspect désigné était le masque chaud que produit le RAS placé devant le condenseur de climatisation dans la valise de refroidissement. Pour confirmer cette hypothèse nous avons entrepris de diminuer la charge thermique dans la ligne d'admission afin de stabiliser le système (chose faite à 70 km/h).

Vitesse (km/h)	TAMB (°C)	RPM (tr/mn)	Couple (Nm)	Puissance (kW)
70	20	2250	35	8,2

S'agissant d'une configuration EGR-BP, le bilan d'énergie dans la ligne d'admission doit prendre en compte les phénomènes de condensation. Reprenant les formules de l'ANNEXE 1 nous voyons que cela nécessite certaines données que nous ne possédons pas (%EGR ; Richesse). Pour les calculs qui suivent nous utiliserons donc les valeurs mesurées lors d'essais sur banc moteur. Pour le point de fonctionnement considéré nous obtenons un taux de gaz recirculés TEGR=40% pour une richesse moyenne $R=0,53$. La température de saturation du mélange est estimée à $T_{sat}=29,3^{\circ}\text{C}$ ce qui signifie que le phénomène apparaît bien. Ceci est d'ailleurs confirmé par la puissance évacuée dans le RAS TBT qui est supérieure à la puissance évacuée dans le RAS, ceci alors que la différence de température entre l'entrée et la sortie est inférieure.

Q_{m_RAS} (kg/h)	Pression (bar)	TAVE (°C)	TAPE (°C)	T_TBT (°C)	P_{RAS} (W)	P_{TBT} (W)	$Q_{condensat}$ (L/h)
168	1,2	108,7	50,3	14,5	2800	3200	2

Les bilans sur la boucle d'eau montrent que malgré l'utilisation de cartographies issues d'essais en banc moteur le bilan de puissance est bien équilibré. Ceci est d'autant plus remarquable que c'est la condensation qui joue un rôle prépondérant dans le bilan thermique (~50% de la puissance).

Débit (l/h)	TRAS_E (°C)	TRAS_S (°C)	TEVAP_E (°C)	TEVAP_S (°C)	P_{TBT} (W)	P_{EVAP} (W)
640	14,8	19,7	18,6	14,5	3302	3290

L'analyse des mesures effectuées sur la boucle de climatisation confirme qu'il existe un problème sans pour autant confirmer qu'il s'agisse du masque chaud. La pression HP atteint des niveaux que la puissance évaporateur ($Q_{evap}=3000\text{W}$), la température ambiante (20°C) et le niveau relativement faible de puissance thermique évacuée par le RAS ($P_{RAS}=2800\text{W}$) ne justifient pas.

Debit (L/h)	PHP (bar)	PBP (bar)	Pevap (W)	Pcomp (W)	COP	$\eta_{exergetique}$ (%)
137	27,21	3,6	3340	1680	1,9	10

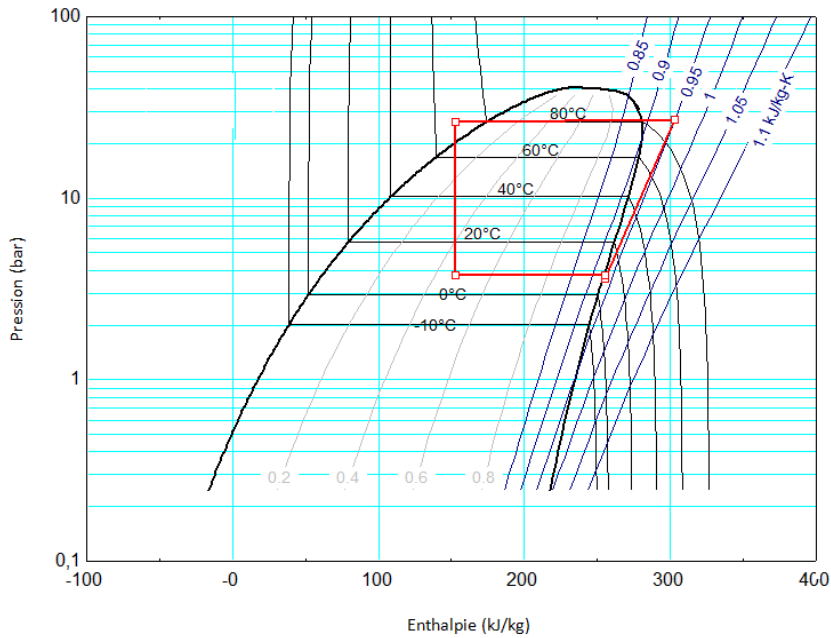


Figure 4. 18 : Essai à 70km/h en configuration EGR-BP

3.1.3. POINTS SUR LA COURBE DE BRIO :

Souhaitant tout de même obtenir une idée des performances de la boucle TBT pour de fortes puissance à l'évaporateur (c'est-à-dire $Q_{evap} > 3000W$) nous sommes repassés en configuration EGR-HP et avons augmenté la charge thermique des gaz admissions en augmentant la charge du moteur. La boîte de vitesse est calée au 6ème rapport et le banc à rouleau impose au moteur une vitesse de rotation de 2250tr/mn. La soufflerie thermique impose au véhicule un flux d'air représentatif d'une vitesse véhicule de 70km/h et le pilote modifie la charge du moteur en agissant sur la pédale d'accélérateur, et donc le couple moteur (figure 4. 19).

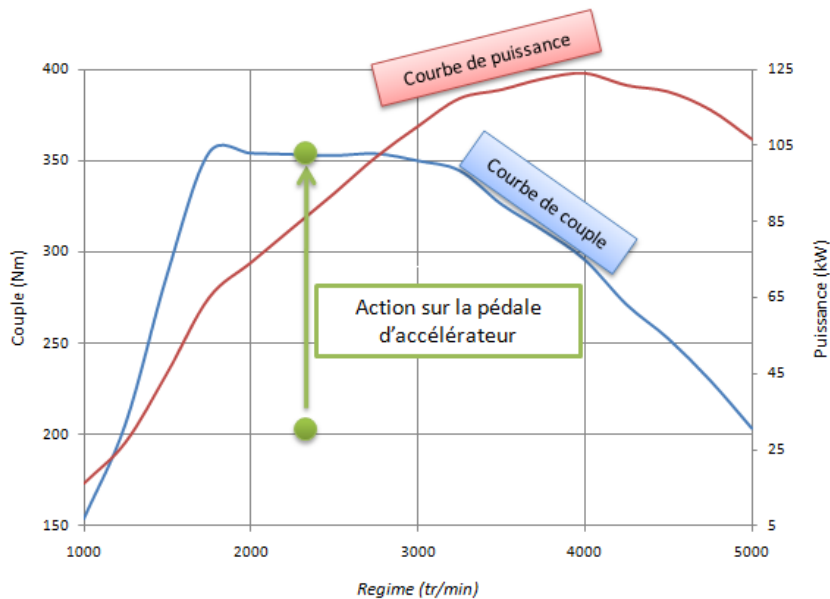


Figure 4. 19 : Principe de l'essai sur la courbe de Brio

Vitesse (km/h)	TAMB (°C)	RPM (tr/mn)	Couple (Nm)	Puissance (kW)
70	20	2250	300	70

S'agissant du bilan dans le circuit d'air le RAS-TBT évacue sensiblement la même puissance que dans le cas de l'EGR-BP, mais sans condensation. La température, la pression et le débit de gaz sont par contre plus importants car il s'agit ici d'un point fortement chargé donc fortement suralimenté. La puissance évacuée par le Ras de série est d'ailleurs très importante ($P_{RAS}=8506$ W) et l'on pourrait s'attendre à avoir les mêmes problèmes de masque chaud que précédemment.

Q_{m_RAS} (kg/h)	Pression (bar)	TAVE (°C)	TAPE (°C)	T_TBT (°C)	P_{RAS} (W)	P_{TBT} (W)
350	2,1	133	45,9	10,10	8506	3480

Débit (l/h)	TRAS_E (°C)	TRAS_S (°C)	TEVAP_E (°C)	TEVAP_S (°C)	P_{TBT} (W)	P_{EVAP} (W)
640	9,7	14,2	14,3	9,5	3302	3290

L'analyse de la boucle de climatisation est surprenante puisque la boucle fonctionne de manière nominale, ceci malgré les présomptions de masque chaud. Cet essai exclut même notre première conclusion et il apparaît que le problème que nous avons rencontré est plus complexe. Sur véhicule de série l'EGR est normalement éteint lorsque la boucle de climatisation fonctionne; en forçant cet état de fait nous avons peut être, par exemple, créé un conflit avec le contrôle moteur.

Debit (L/h)	PHP (bar)	PBP (bar)	Qevap (W)	Pcomp (W)	COP	$\eta_{\text{energetique}}$ (%)
67,5	11,6	3,0	3214	970	3,5	25,4

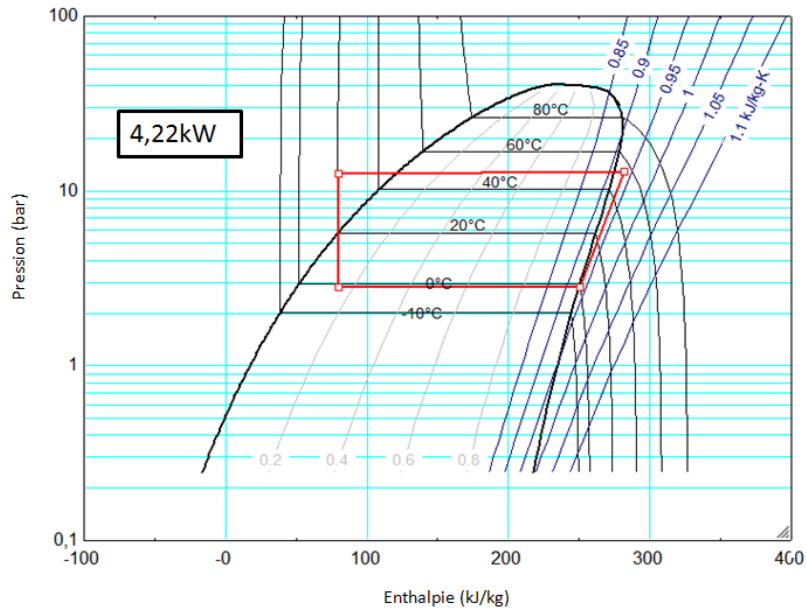


Figure 4. 21 : Essai à 70km/h sur la courbe de couple

3.2. ESSAIS DYNAMIQUES

Cette série d'essais concerne la partie stratégie de pilotage dynamique du système, celui-ci était alors considéré suffisamment validé et maîtrisé pour effectuer ces tests qui impliquent de fortes puissances moteur et donc des risques de détérioration du démonstrateur en cas de problèmes. L'objectif était d'étudier le système lors d'un enchaînement d'accélération entre 40 et 120 km/h. Le profil d'essai est présenté dans la figure 4.22 et se décompose en 5 séries successives. Tout d'abord les essais nominaux ont pour but d'enregistrer les paramètres du véhicule lorsque le système n'est pas actif, la deuxième série concerne le couplage entre le moteur et la boucle de climatisation sans intervention du stock. La quatrième série concerne les freinages récupératifs, c'est-à-dire que la boucle de climatisation ne sera activée que lorsque le véhicule freine. Finalement dans la dernière série on réitère les essais après avoir réinitialisé le matériel informatique.

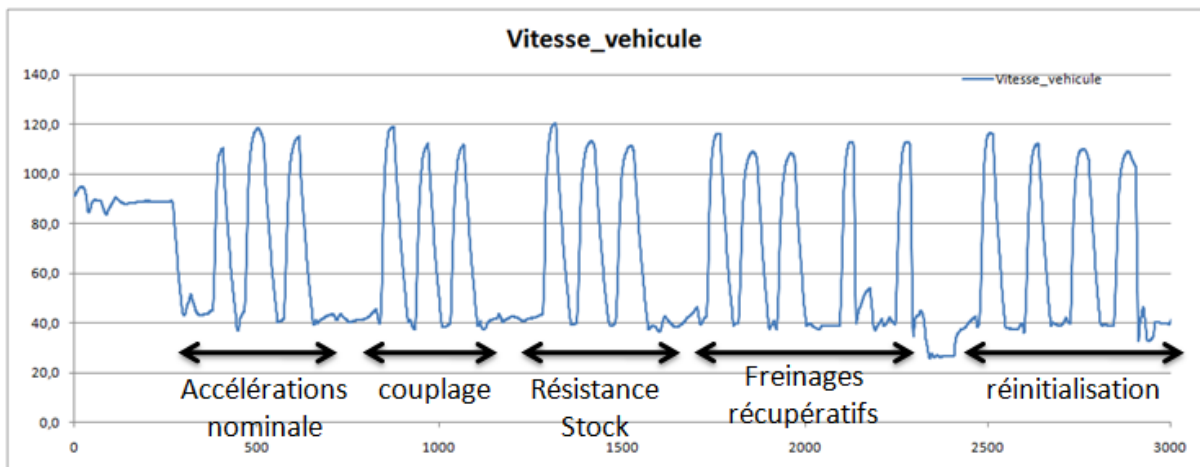


Figure 4. 22 : Profil de roulage pour les essais dynamiques

3.2.1. ACCELERATIONS NOMINALES :

L'accélération de 40 à 120km/h est réalisée par un pilote qui engage le 4^{ème} rapport puis maintient la pédale en position d'accélération maximale jusqu'à 115km/h ; l'opération est réalisée 3 fois pour chaque expérience. Bien que le rapport unique pénalise le début et la fin de l'accélération, il permet de rester sur une plage de régimes de rotation modérés. On remarquera que la durée de l'opération (~45s) semble importante par rapport à ce que l'on peut enregistrer avec un véhicule de série sur autoroute. Cette perte de performance est certainement une conséquence des nombreuses modifications qu'a subi le circuit d'air qui avait été conçu à l'origine pour des études sur le cycle NEDC, donc loin des points de la courbe de brio; le surdimensionnement de l'échangeur TBT représente également une source importante de pertes de charge qui nuisent au remplissage du moteur.

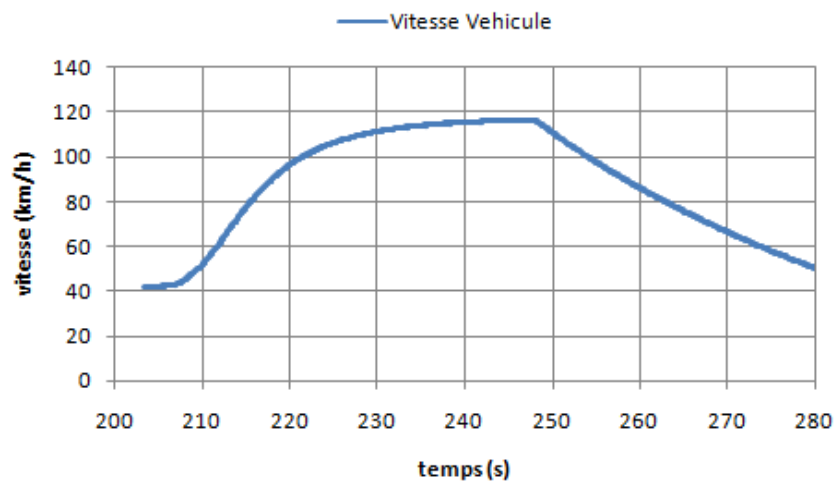


Figure 4. 23 : Profil d'accélération

3.2.2. COUPLAGE DIRECT :

Il s'agit de la stratégie la plus simple puisque le stock n'est pas utilisé et qu'il n'est pas question de freinages récupératifs. Comme le montre la figure 4. 24 Cette stratégie est qualifiée de couplage « direct » car le compresseur de climatisation est embrayé en continu, la boucle de climatisation régule donc en temps réel (à l'inertie du circuit d'eau près) la température des gaz d'admission. On remarquera que le compresseur est désembrayé sur ordre du contrôle moteur en début et fin de cycle, ceci afin de préserver l'agrément de conduite.

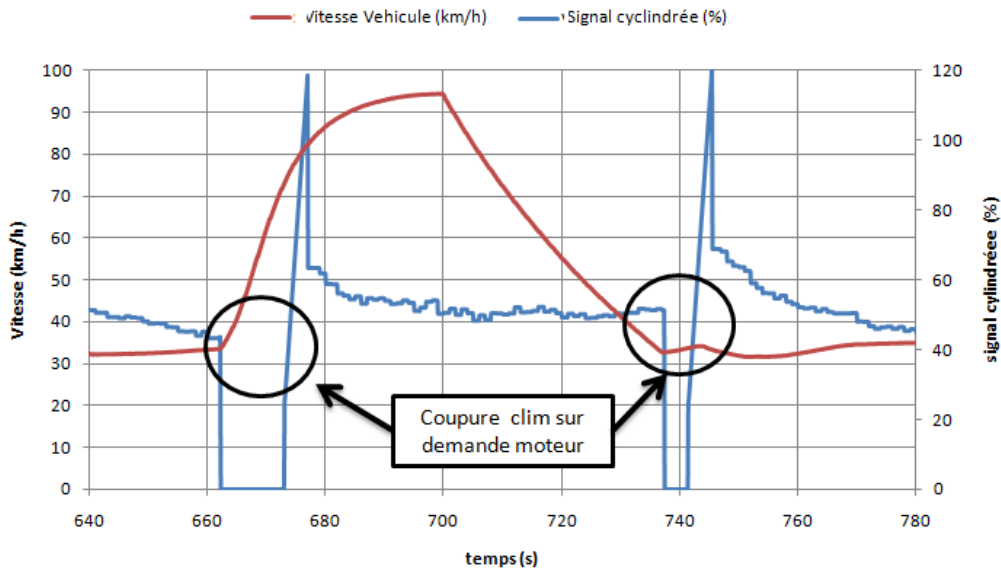


Figure 4. 24 : Signal cylindrée compresseur

La figure suivante présente l'évolution de la température d'eau en entrée et sortie du RAS. Etant donnée la configuration contre-courant et l'efficacité de l'échangeur on peut d'ailleurs considérer que la plus froide représente la température de sortie des gaz d'admission. On notera que celle-ci subit une hausse de température brutale inexplicable à ce stade mais semblant correspondre au désembrayage du compresseur (le sujet sera développé dans le paragraphe suivant). La température en sortie de l'échangeur augmente avec la vitesse du véhicule, ce qui est cohérent avec le fait que la charge thermique dans la ligne d'admission augmente également. A la fin du cycle la température du circuit d'eau se stabilise autour de la valeur consigne (5°C).

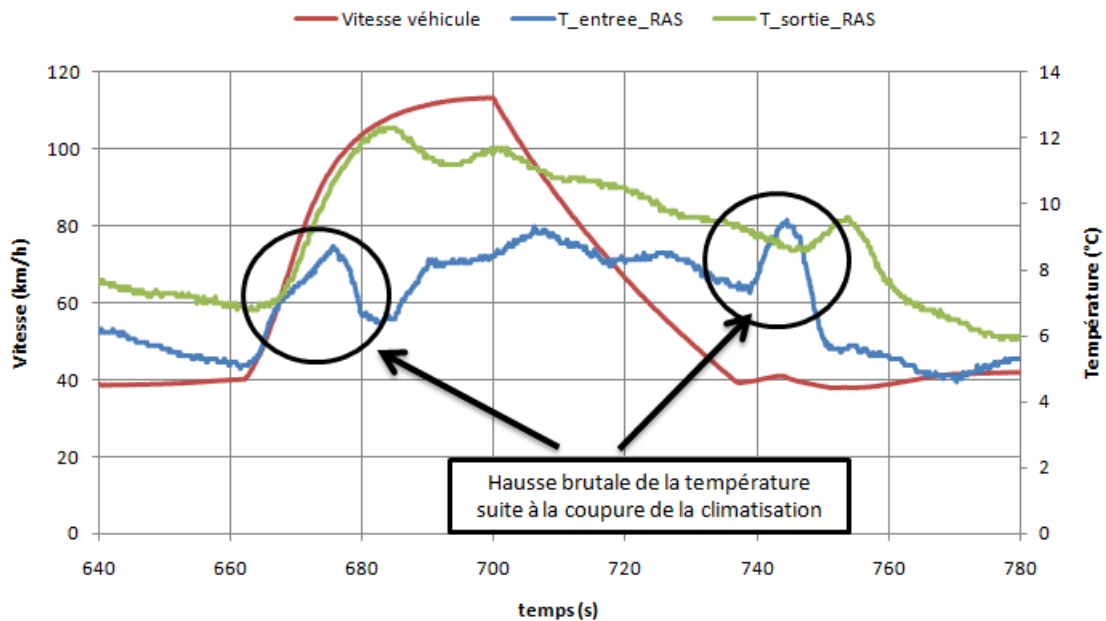


Figure 4. 25 : Evolution des températures du circuit d'eau TBT

Du point de vue de la température des gaz d'admission le cahier des charges est respecté puisque la température n'excède pas 10°C. Il faut cependant rappeler qu'avec cette stratégie le système consomme de l'énergie à l'arbre moteur.

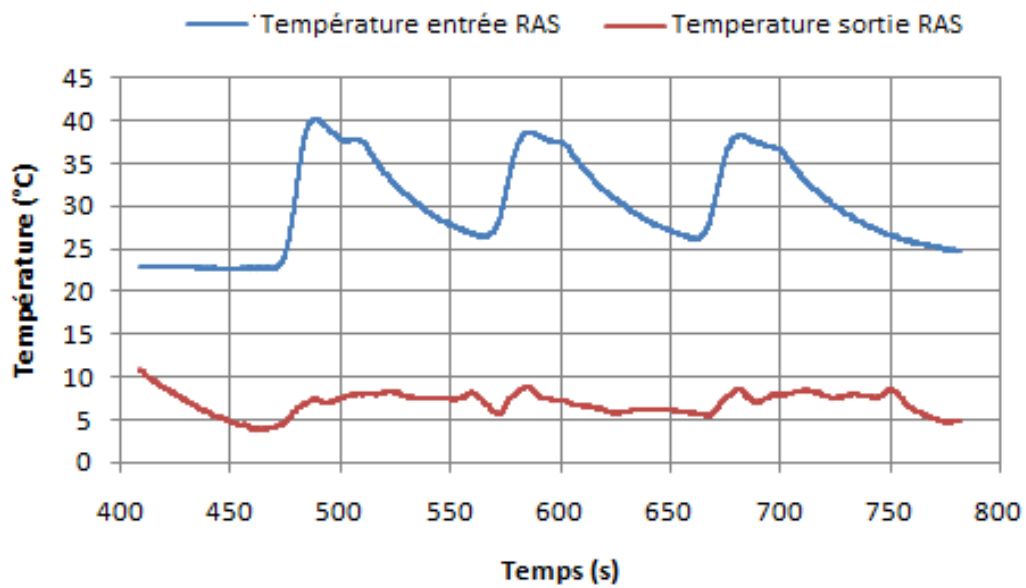


Figure 4.26 : Températures dans la ligne d'admission

3.2.3. HYBRIDATION THERMIQUE

La dernière étape consiste à n'alimenter le circuit TBT en frigorie que lorsque le véhicule freine, c'est-à-dire lorsque le compresseur de climatisation utilise de l'énergie « gratuite », normalement évacuée par les freins. Comme on peut l'observer sur la figure 4.27 dès qu'une action est détectée sur la pédale frein, le compresseur s'embraye et stabilise sa cylindrée à la moitié de la capacité maximale. Lorsque le freinage est confirmé, la boucle de climatisation est poussée à son maximum de capacité jusqu'à ce que le véhicule ait atteint 40km/h ou bien que la température du circuit d'eau passe en dessous de 0°C.

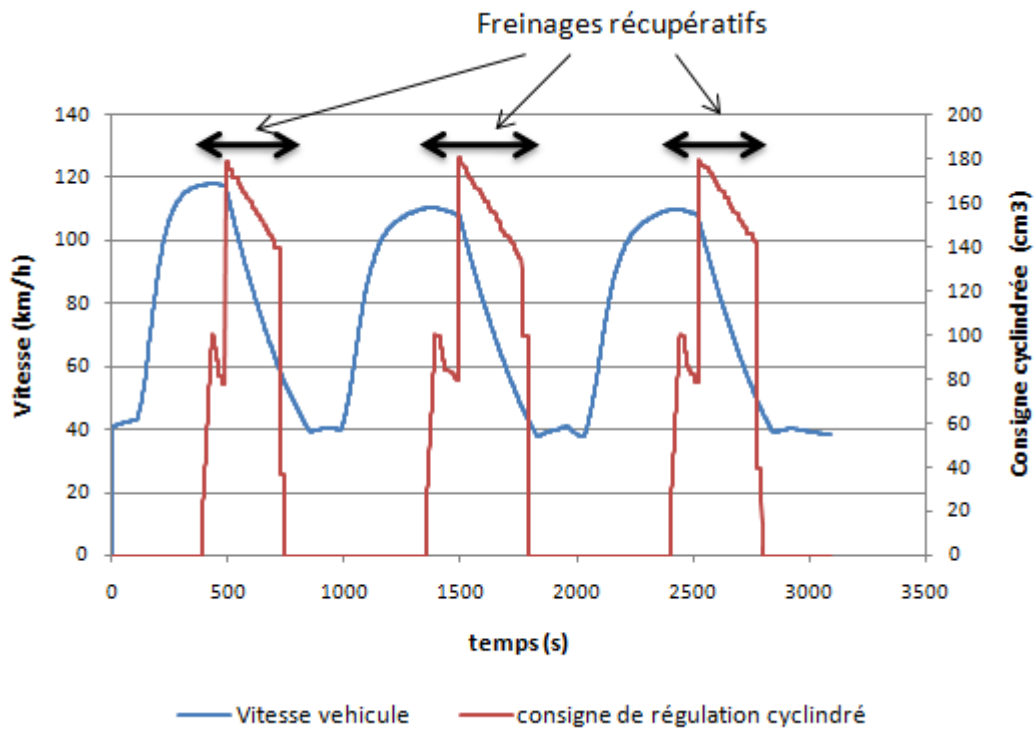


Figure 4.27 : Stratégie de pilotage du compresseur de climatisation

La figure suivante présente l'évolution de la température du circuit d'eau en entrée de l'échangeur RAS TBT. Comme pour le couplage direct, nous observons une hausse singulière (3°C) de cette température lorsque le compresseur est désembrayé (flèches 1 et 4). Le phénomène est d'importance puisque sans lui le système est auto-suffisant, le freinage récupératif (flèche 3) suffisant en effet à compenser la hausse de température relative à l'accélération (flèche 2).

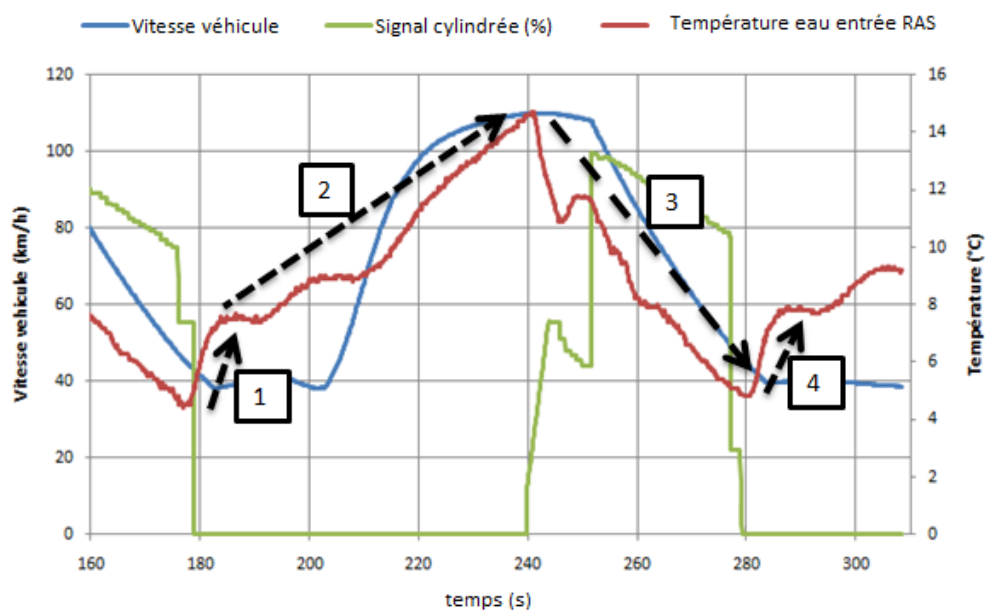


Figure 4.28 : Essai de freinage récupératif

La température des gaz d'admission à la sortie du Ras-TBT (figure 4. 29) est proche de celle du circuit d'eau et excède le cahier des charges initial en fin d'accélération (15°C au lieu de 10°C).

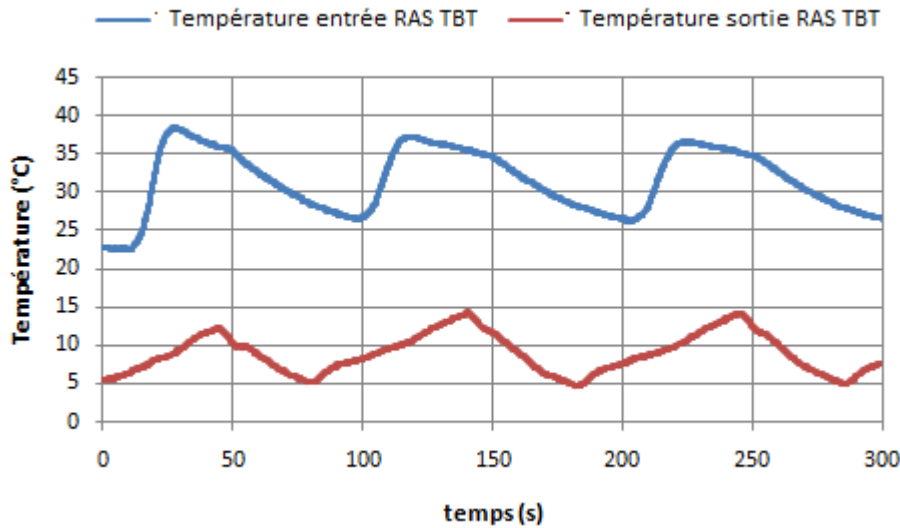


Figure 4.29 : Températures dans la ligne d'admission

S'agissant de la brusque montée en température du circuit lorsque le compresseur est désembrayé, la figure 4.30 présente l'évolution des pressions BP et HP lorsque la climatisation est arrêtée. On observe que c'est le rééquilibrage de pression (au travers de l'orifice tube) qui est à l'origine du phénomène. Il est à ce stade difficile de conclure sur son origine, cependant on peut penser que la grande inertie de l'échangeur à plaque ralentit la montée de la pression BP et provoque un appel de fluide contenu dans la bouteille de dégazage. Cette thématique mériterait de plus amples approfondissements dans la mesure où cela peut également affecter les systèmes de climatisation basée sur une stratégie stop-and-start (qui consiste à désembrayer le compresseur lorsque le véhicule est à l'arrêt).

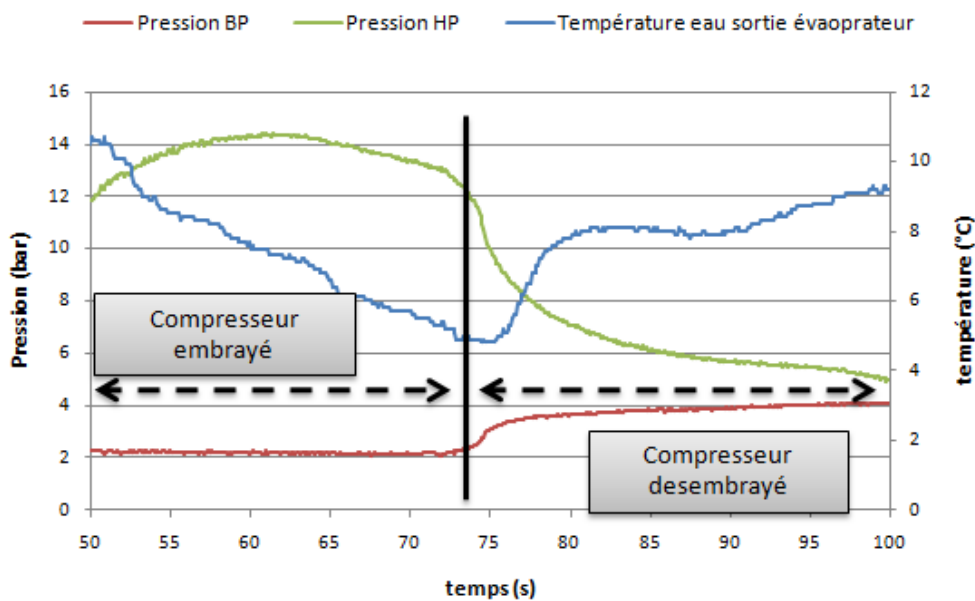


Figure 4.30 : Evolution des pressions dans la boucle de climatisation

Conclusion du quatrième chapitre :

Ce chapitre, consacré à l'aspect expérimental du travail, correspond à la partie ascendante du cycle de conception en V. Le premier paragraphe retrace la phase d'intégration et de validation des sous-systèmes d'un circuit d'eau embarqué refroidis par la boucle climatisation. Le deuxième paragraphe est consacré à la validation du système complet et de ses stratégies de pilotages, c'est-à-dire la mesure des performances du système en termes de freinage récupératif. La particularité du travail réside dans l'utilisation d'une méthodologie de prototypage rapide, dite HIL (Hardware In the Loop), basée sur l'utilisation d'un ordinateur unique pour toutes les étapes du cycle de validation. Un programme développé initialement pour valider une pompe sur banc hydraulique est ainsi valorisé jusqu'aux essais finaux sur prototype en soufflerie. Cette méthodologie a permis de capitaliser tout un ensemble d'outils et de connaissances pratique qui seront réutilisables par la suite pour l'étude des boucles de climatisation sur l'eau (pour le refroidissement des batteries d'un véhicule électrique par exemple).

Le démonstrateur d'hybridation thermique a été assemblé dans les ateliers de la direction des techniques avancées de l'entreprise Renault. Les composants du circuit hydraulique ont été validés sur banc hydraulique, la boucle de climatisation et la thermique de la ligne d'admission en soufflerie. Le pilotage général du système, notamment la mise en œuvre des stratégies de pilotage, a été testé sur piste puis validé en soufflerie. Finalement les essais en souffleries montreront qu'il est possible de procéder à un freinage récupératif. Cependant la non maîtrise des cartographies du moteur ou encore l'impossibilité de procéder à des modifications des rapports de transmission ne permet pas de conclure sur un quelconque gain en terme de puissance maximale lors de l'accélération.

Le troisième paragraphe est consacré à la validation du modèle numérique de l'échangeur de suralimentation en conditions humides. Ne disposant pas de tous les paramètres nécessaires pour alimenter le modèle de condensation en film, seul le modèle en condensation homogène a été confronté aux résultats. L'analyse des essais montre que le modèle est fiable à 10% lorsque les taux de condensation sont supérieurs à 1L/H, c'est-à-dire lorsque les quantités d'énergie ont un effet sur la thermique des gaz d'admission. Cependant, même si des taux de condensation plus faibles ont peu d'effet sur la température d'admission, ils peuvent avoir un effet important sur la corrosion de l'échangeur. C'est pourquoi il conviendra par le futur de simuler le modèle d'échangeur avec condensation en film. Le modèle homogène est quand à lui déjà intégrable dans l'outil de simulation dynamique en vue de prédire les taux de condensation sur cycle.

Conclusions générales et perspectives :

Les travaux présentés dans ce mémoire représentent une contribution à l'outil de gestion thermique globale. Contribution dans le domaine de l'analyse des conditions thermiques dans la ligne d'admission ainsi que l'étude de système de climatisation « à l'eau ». Ce travail de recherche a permis d'ouvrir les perspectives suivantes :

Dans le domaine applicatif :

- La démarche utilisée pour réaliser le démonstrateur peut être appliquée à toute nouvelle étude relative aux boucles de climatisation à l'eau. Dans ce cadre, une boîte à outils de contrôle et mesure a été développée sous les logiciels D-Space et AMEsim. Tous les composants y sont représentés sous forme de capsules dont l'assemblage permet de simuler ou contrôler le système.
- Les données d'essais constituent une source d'informations pour cartographier des composants nouveaux tels que l'échangeur à plaque ou bien le RAS air/eau.
- L'utilisation du modèle de RAS avec condensation est dès à présent possible pour aider à la conception des lignes d'admission en EGR-BP.
- L'utilisation du modèle de condensation en film pourrait permettre d'étudier des problèmes tels que l'arrêt du moteur ou encore la condensation de l'air ambiant le long de l'évaporateur de climatisation. Le schéma numérique utilisé permet également d'envisager de complexifier la composition des gaz d'admission pour prendre en compte les problématiques de corrosion.

Dans le domaine théorique :

Dans le domaine théorique, la contribution principale réside dans l'intégration des principes de la thermodynamique irréversible à l'outil bond-graph. Dans l'absolu il ne s'agit que d'une mise en perspective historique et d'une formalisation de théories déjà existantes (thermodynamique et bond-graph). Cependant il s'avère que le niveau d'analyse physique que confère une telle approche offre des perspectives très encourageantes :

- Intégration facilitée dans l'outil bond-graph des processus couplés comme les processus réactifs chimiques complexes, la thermoélectricité ou encore les phénomènes thermomécaniques.
- Formalisation et explication physique du problème de la condensation de gaz humides. L'explication de la condensation en film à partir de la matrice d'Onsager offre des perspectives numériques intéressantes.
- Le formalisme utilisé permet de généraliser et simplifier la compréhension de la notion d'entropie, et donc de simplifier l'approche exergetique.

Références Bibliographiques :

- [1] S.Liviu-Constantin, M. Daniela-elena, «*simplified mechanism to estimate the NO_x emission of Diesel engine*», Maritime University Constanta, 2002.
- [2] J.B. Heywood, «*internal combustion engine fundamentals* », McGraw-Hill, 1988
- [3] G. Avolio, C.Beatrice, N. Del Giacomo, «*Effects of highly cooled EGR on modern Diesel engine performance at low temperature combustion condition*», SAE paper No.2007-24-0014, 2007.
- [4] E. Watel, S. Magand, O. Grondin, «*Design of low NO_x emission HCII diesel prototype vehicle*», IFP Energies nouvelles publications, 2008.
- [5] Commissariat général au développement durable, «*CO₂ et activités économiques de la France, tendances 1990-2007 et facteurs d'évolution* », 2010.
- [6] T. Colliou, B. Gatellier, «*Les technologies bas CO₂ des véhicules routiers* », IFP, Panorama 2009
- [7] G. Rousseau, «*Véhicule hybride et commande optimale* », thèse de doctorat en mathématique et automatique, écoles des mines de Paris, 2008.
- [8] J.Marachlian, «*Modélisation et gestion thermique globale d'un véhicule en vue de réduire les émissions de CO₂* », thèse de doctorat en mécanique énergétique, université de Nancy, 2006.
- [9] C.Rouaud, «*gestion thermique du véhicule hybride et étude du refroidissement de son électronique* », thèse de doctorat en thermique, Université de Poitiers, 2004.
- [10] N.S Ap, «*UltimateCoolingTM system application for R134a and R744 refrigerant*», proceeding of SAE conference, 2007.
- [11] P. Leduc, B. Dubar, A. Ranini, «*Downsizing of gasoline engine: an efficient way to reduce CO₂ emissions* », Oil & gas science and technology, Vol. 58 (2003), No 1, pp. 115-127.
- [12] J.B. Heywood, «*internal combustion engine fundamentals* », McGraw-Hill, 1988
- [13] S. Bourdillon, «*Etude performance et consommation GMP* », note technique 66124/2006/0813, Renault 2006.
- [14] P. Stouffs, «*étude énergétique et exergétique d'une installation motrice à vapeur* », Ecole d'été de thermodynamique, 2003.
- [15] P.J. Rapin, P. Jacquard, «*installations frigorifiques- technologie* », Tome 2, PYC, 1992.
- [16] A. Guignard, S. Meyer, J.M. Timmerman «*Coûts financiers directs et indirects engendrés par l'installation de systèmes d'air climatisé dans les voitures particulières*», 2005.
- [17] A. Bakkali, G. Olivier «*a virtual air conditioning system based on the physical simulation of AC components* », JSAE Paper Number: 20042389, No.F2004V288, 2004.
- [18] A. Cavallini, «*transfert de chaleur et efficacité énergétique des fluides actifs en froid mécanique* », bulletin de l'IIF, n°2002-6.

- [19] G. Wall, « *thermoeconomic optimization of a heat pump system* », université de Göteborg, 1985.
- [21] D.W. Taitt, C.P. Garner, « *An automotive engine charge-air intake conditioner system* », DOI: 10.1243/095440705X6587.
- [22] B. Jawad, K. Adams, « *engine performance at different air/fuel mixture temperatures* », proceeding of the 16th IASTED conference, 2005.
- [23] D. Choi, P.C. Miles, « *A parametric study of low temperature, late injection combustion in an HSDI Diesel engine* », JSME international journal, 2005, vol. 48, n°4, pp. 656-664.
- [24] United state patent application NO: US 2003/0015183 A1.
- [25] United state patent application NO: US 2004/0098011 A1.
- [26] United state patent application NO: US 2004/0020477 A1.
- [27] G.F. Hewitt, G.L. Shires, « *Process heat transfer* », ISBN 0-8493-9918-1.
- [28] J.P. Ansermet, « *Formalisme et illustrations* », note de cours de l'EPFL, 2006.
- [29] H. Sazdjian, « *physique statistique et thermodynamique* », cours de physique S3 MIAS, université Orsay, 2004.
- [30] F. Doumenc, « *Eléments de thermodynamique et thermique* », cours licence de mécanique université Pierre et Marie Curie, 2008.
- [31] O. Bonnefoy, « *introduction à la thermodynamique classique* », 2010.
- [32] E. Monteiro, C. Hamzaoui « *Introduction à la thermodynamique des systèmes terrestres* ».
- [33] J. Bobroff, « *thermodynamique classique* », Magistère de physique d'Orsay, 2009.
- [34] R. Balian, « *Introduction à la thermodynamique hors équilibre* ».
- [35] A.R. Khaled « *contribution de l'outil bond graph pour la modelisation des réacteurs chimiques en vue de leur supervision* », thèse de doctorat en automatique et informatique industrielle, université des sciences et technologies de Lille, 2007.
- [36] P. Recoureur, « *Etude du comportement thermique d'un compartiment moteur automobile : modélisation et analyse système* », thèse de doctorat en thermique, Université de Poitiers, 1999.
- [37] H. Tazout, « *Etude théorique et expérimentale de la condensation de mélanges non-azeotropiques a l'intérieur d'un tube lisse horizontal* », thèse en mécanique de l'université josphe Fourier, 1993.....
Remplacer par Bomepent technique ingénieur
- [39] N. At Khen, « *étude de la condensation de composés organiques volatils en présence d'un gaz d'inertage* », thèse en mécanique des fluides et transferts de l'université Joseph Fourier, 1999.
- [40] T.L McKinley, « *modeling sulfuric acid condensationin in diesel engine EGR coolers* », article SAE n°970636, 1997.
- [41] A.P. Colbrun, « *A method of correlation forced convection heat transfer data and comparison with fluid friction* », Trans AICHE 29:174-180, 1933.

- [42] R. Krishna, C.B. Panchal, «*An Ackermann-Colburn and drew type analysis for condensation of multicomponent mixtures* », Letters in heat and mass transfer, Volume 3 issue 2, 1976.
- [43] L. Onsager «*Reciprocal relations in irreversible processes* », physical review Vol. 37, 1931.
- [44] J. Svoboda, F.D. Fischer, J. Vala «*thermodynamic extremal principle and its application to dufour and soiret effects and plasticity* », DOI: 10.1478/C1S0801022.
- [46] Y. Liang, C. Defu, «*Effect of vapor condensation on forced convection heat transfer of moistened gas* », journal of heat and mass transfer 43: 677-686, 2007.
- [47] G.F. Hewitt, G.L. Shires, «*Process heat transfer* », ISBN 0-8493-9918-1.
- [48] C. Cuevas, P. Ngendakumana, «*caractérisation thermo-hydraulique d'un refroidisseur d'air de suralimentation (RAS) en régimes sec et humide* », rapport d'essai de l'université de Liège, 2009.
- [49] P.J. Feenstra, «*A library of port-based thermo-fluid submodels* », thèse en mécanique et automatique de l'université de Twente, 2000.

ANNEXE1 : la condensation des gaz d'échappement recirculés

L'objectif est de proposer une estimation de la température de saturation du mélange de gaz qui traverse le RAS ; ceci à partir de données d'essais disponibles sur un banc moteur usuel. Dans cette annexe nous donnons la composition chimique (fraction molaire) de l'air frais puis des gaz recirculés et enfin du mélange des deux.

nom	unité	signification
QAKGH	Kg/h	Débit d'air frais aspiré
TEGR2	%	Taux d'EGR suivant la définition Renault (développé par la suite)
TAVE	K	Mesure de la température à l'entrée du RAS
TAPE	K	Mesure de la température à la sortie du RAS
P_{col}	Pa	Mesure de la pression au niveau du collecteur d'admission

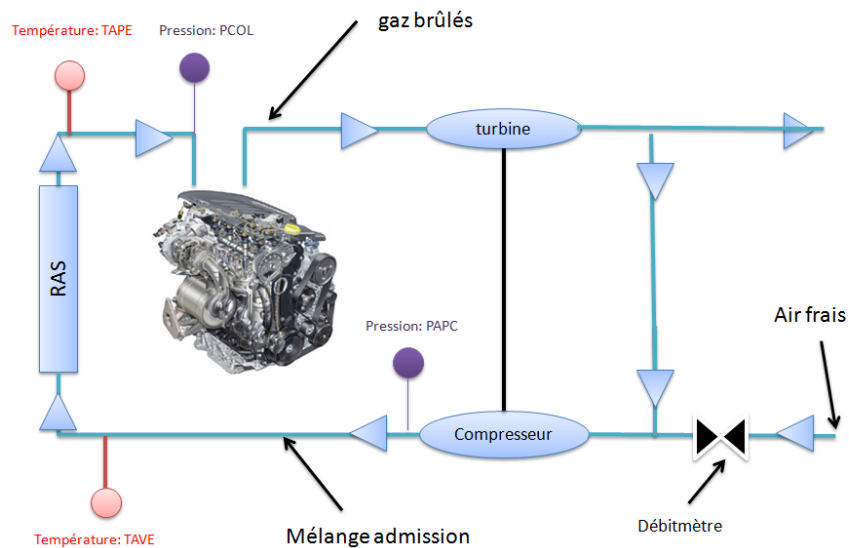


Figure A1-1 : Chaîne de capteur moteur

a. AIR FRAIS :

La quantité d'eau présente dans l'air frais admis peut avoir un impact non négligeable sur la température de saturation du mélange air/EGR. Voici la méthode pour déterminer la composition de l'air frais à partir des mesures aérologiques standards (pression P_{amb} , température T_{amb} , humidité relative HR_{amb}):

La pression de saturation de la vapeur d'eau dans l'air est définie par la formule d'Antoine:

$$Psat(T_{amb}) = e^{\left(\frac{23.1961 - 381644}{T_{amb} - 46.13}\right)} \quad (\text{Psat en Pa})$$

L'humidité relative permet de calculer la pression partielle de vapeur:

$$P_{vap} = HR_{amb} \times Psat(T_{amb}) \quad (P_{vap} \text{ en Pa})$$

L'humidité absolue HA de l'air ambiant est définie par:

$$HA = \frac{M_{H_2O}}{M_{AIRSEC}} \times \frac{P_{vap}}{P_{amb} - P_{vap}} \quad (\text{HA en kg de vapeur / kg d'air sec})$$

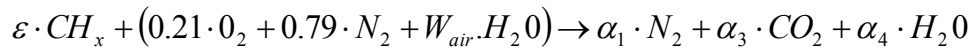
$$\text{Avec } \frac{M_{H_2O}}{M_{AIRSEC}} = 0,622$$

L'humidité molaire absolue est définie par :

$$W_{air} = \frac{HA}{0.622} = \frac{P_{vap}}{P_{amb} - P_{vap}} \quad (\text{mol de vapeur / mol d'air sec})$$

b. GAZ BRULES :

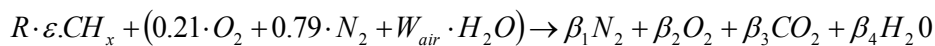
L'objectif est de calculer des températures de saturation et des bilans de puissance. Les espèces non condensables et de concentration molaire inférieure à 0,5% sont donc négligées (cf. Annexe 2). Nous considérons l'équation de combustion stœchiométrique suivante :



Un bilan atomique permet alors de déterminer le rapport stœchiométrique air/carburant :

$$\varepsilon = \frac{0.21}{1 + x/4}$$

On extrapole alors cette équation stœchiométrique au cas de la combustion Diesel réalisée avec un excès d'air, (richesse pauvre) :



Le bilan atomique (cf. annexe 2) donne la composition des gaz d'échappement à partir de la richesse R et du rapport hydrogène/carbone 'x' :

i	espèce	β_i : nombre mole échappement
1	N ₂	0.79
2	O ₂	0.21*(1-R)
3	CO ₂	R* ε
4	H ₂ O	R* ε *x/2 + W _{air}

L'estimation des concentrations à l'échappement exploite la richesse (R) et le rapport H/C (x) estimé en essai à partir de mesures type banc moteur Renault. Nous considérons un carburant soufré non oxygéné : CH_xS_y. La fraction massique de soufre dans le carburant est prise égale à la norme. Actuellement, la teneur maximale en soufre est de 50 mg par kilogramme de carburant. En 2009, la norme européenne imposera X_{soufre} = 10 mg/Kg (source DAPEM/66116). Nous exprimons donc la valeur de 'y' par l'équation suivante:

$$y = \frac{1 \times M_C + x \times M_H}{M_S} \cdot \frac{X_{soufre}}{1 - X_{soufre}}$$

Avec : $M_c = 12 \text{ g/mol}$ (masse molaire du carbone)

$M_H = 1 \text{ g/mol}$ (masse molaire de l'hydrogène)

$M_S = 32 \text{ g/mol}$ (masse molaire du soufre)

$x \approx 1,94$ (rapport HSC du carburant)

Mélange admission (qui passe dans le RAS) :

Avec prise en compte du taux de gaz recirculés 'T', l'équation de combustion devient :

$$(1-T) \times (R \cdot \varepsilon \cdot CH_x S_y + 0.21 \cdot O_2 + 0.79 \cdot N_2 + W_{air} \cdot H_2O)$$

$$+ T \times [\beta_1 \cdot N_2 + \beta_2 \cdot O_2 + \beta_3 \cdot CO_2 + \beta_4 \cdot H_2O + \beta_5 \cdot SO_2 + \beta_6 \cdot H_2SO_4]$$

$$\Rightarrow \beta_1 \cdot N_2 + \beta_2 \cdot O_2 + \beta_3 \cdot CO_2 + \beta_4 \cdot H_2O + \beta_5 \cdot SO_2 + \beta_6 \cdot H_2SO_4$$

Par identification, nous déterminons la composition du mélange admission en fonction du taux d'EGR (T dans l'équation ci-dessus) et des coefficients stœchiométriques à l'échappement calculés au §1.3 :

i	Espèce	n_i : Nombre de moles mélange
1	N_2	0.79
2	O_2	$0.21 \cdot (1-R \cdot T)$
3	CO_2	$T \cdot R \cdot \varepsilon$
4	H_2O	$T \cdot R \cdot \varepsilon \cdot x/2 + W_{air} \cdot (1-T)$
5	SO_2	$T \cdot (1-c) \cdot R \cdot \varepsilon \cdot y$
6	H_2SO_4	$T \cdot c \cdot R \cdot \varepsilon \cdot y$

Pour rappel, TEGR2 est calculé sur base d'une mesure en gaz secs. L'équation de passage de TEGR2 à T est la suivante (cf. Annexe 3) :

$$T = TEGR2 \times \frac{1}{(1 + R \times (\varepsilon - 0.21 + \gamma \times \varepsilon) \times (1 - TEGR2))}$$

Température de saturation à l'admission sur cycle NEDC

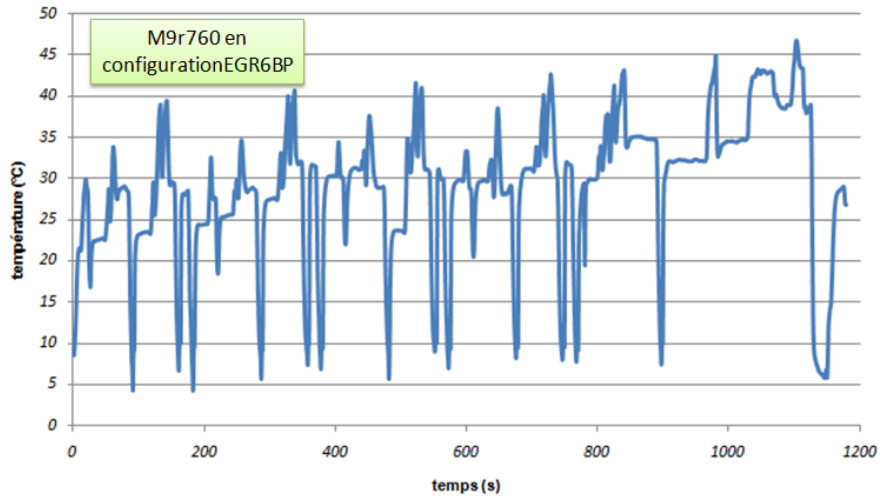


Figure A1-2 : Température de saturation sur cycle NEDC.

ANNEXE2 : calcul des propriétés thermodynamiques du gaz parfait

Cette annexe a pour but de définir les équations d'état d'un gaz parfait telles qu'utilisées dans le chapitre sur la modélisation et de fournir les constantes thermodynamiques appropriées [45]. L'indice « a » représente l'air sec et l'indice « v » la vapeur d'eau.

CONSTANTE	VALEUR	DEFINITION
K_B	$1,38 \cdot 10^{-23} \text{ J K}^{-1}$	Constante de Boltzmann
R	$8,314 \text{ J K}^{-1}$	Constante universelle des gaz parfaits
m_a	$28,9 \text{ g mol}^{-1}$	Masse molaire de l'air
m_v	$18,0 \text{ g mol}^{-1}$	Masse molaire de l'eau
CP_a	$1005 \text{ J K}^{-1} \text{ kg}^{-1}$	Capacité calorifique à pression constante de l'air
CP_v	$1850 \text{ J K}^{-1} \text{ kg}^{-1}$	Capacité calorifique à pression constante de la vapeur
CV_a	$718 \text{ J K}^{-1} \text{ kg}^{-1}$	Capacité calorifique à volume constant de l'air
CV_v	$1390 \text{ J K}^{-1} \text{ kg}^{-1}$	Capacité calorifique à volume constant de la vapeur
C_l	$4218 \text{ J K}^{-1} \text{ kg}^{-1}$	Capacité calorifique de l'eau liquide
μ_B	$3,15 \cdot 10^{-6} \text{ J kg}^{-1}$	Energie de liaison de l'eau liquide
T_{ref}	273,15K	Température de référence
P_{ref}	10^5 Pa	Pression de référence

Gaz parfait en représentation entropique:

Le point de départ est un modèle issue de la mécanique microscopique (ou statistique) qui donne une expression de l'entropie en fonction des variables extensives du gaz que sont sa masse M , son énergie E et son volume V :

$$S = \frac{MR}{m} \left[\frac{5}{2} \ln\left(\frac{E}{M}\right) + \ln\left(\frac{V}{M}\right) + D \right] \quad (II-1)$$

D est une constante et les équations d'états du gaz sont déduites de l'analogie entre l'équation fondamentale de la thermodynamique et l'équation de Gibbs.

$$T(E, M) = \left. \frac{\partial S}{\partial E} \right|_{V, M} = \frac{2}{5} \frac{m}{MR} E \approx \frac{E}{MC_V} \quad (II-2)$$

$$P(V, E) = T \times \left. \frac{\partial S}{\partial V} \right|_{E, M} = \frac{MRT}{mV} = \frac{E \times R}{m \times V \times C_V} \quad (II-3)$$

$$\mu = T \times \left. \frac{\partial S}{\partial M} \right|_{E, V} = \frac{7}{2} \frac{R}{m} - \frac{S}{M} \times T \approx C_P \times T - s \times T \quad (II-4)$$

Avec s [J K⁻¹ kg⁻¹] l'entropie massique du gaz. Il s'agit ici d'une fonction d'état intensive et par conséquent ne dépend que des variables d'état intensives. L'imbrication des formules (II-1) (II-2) et (II-3) permet justement de l'expliciter en fonction de ces variables :

$$s = C_P \times \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) - \frac{R}{m} \times \ln\left(\frac{P}{P_{ref}}\right) + s_{ref} \quad (II-5)$$

$$s = C_V \times \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) - \frac{R}{m} \times \ln\left(\frac{\rho}{\rho_{ref}}\right) + s_{ref}$$

Gaz parfait en représentation énergétique:

Disposant d'une équation donnant l'énergie en fonction de l'entropie, de la masse et du volume il est possible d'adopter la même démarche qu'au dessus pour trouver les équations d'état. Cependant il est plus simple d'inverser l'équation (II-5) et (II-5):

$$T(S, V, M) = T_{ref} \times \left(\frac{\rho_{ref}}{V/M} \right)^{-\frac{R}{C_V}} \times e^{\frac{S/M - s_{ref}}{C_V}}$$

$$P(S, V, M) = T_{ref} \times \left(\frac{V/M}{\rho_{ref}} \right)^{1 + \frac{R}{C_V}} \times e^{\frac{S/M - s_{ref}}{C_V}}$$

Potentiel chimique phase liquide :

L'expression du potentiel chimique est également déduite d'une loi de la microphysique donnant l'entropie du liquide. Les développements sont plus complexes et disponibles dans la référence [45].

$$s_l = C_l \times \ln\left(\frac{T}{T_{ref}}\right) + s_{ref_l}$$

$$\mu_l = -s_l \times T + C_l \times T - \mu_B$$

ANNEXE 3 : Résistance de convection de matière

La convection de matière est un phénomène différent de la diffusion particulaire étudiée précédemment car le moteur de ce transfert (l'affinité) n'est pas un gradient de potentiel chimique mais un gradient de pression. Ce gradient induit le transfert d'un volume de matière d'une boîte à l'autre, ce problème est comparable à celui de la paroi mobile...mais sans paroi. S'agissant d'un élément résistif en représentation énergétique, il s'agit de déterminer les débits de variables extensives (entropie, volume, masse) en fonction des affinités (gradients de températures, pressions et potentiels chimiques) et à l'aide de lois phénoménologiques.

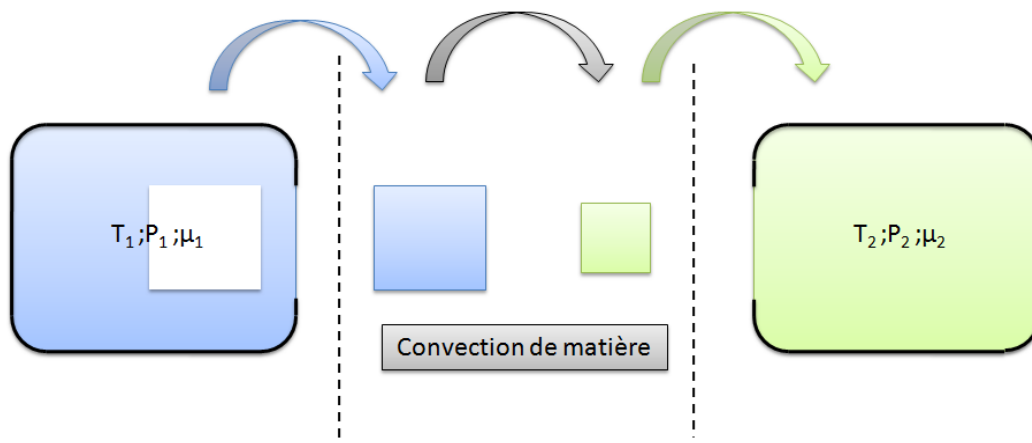


Figure A3-1 : Convection de matière

Conservation de la masse et de l'énergie :

Nous choisissons ici de représenter la convection comme un phénomène induit par un gradient de pression avec une loi phénoménologique de type section équivalente:

$$\Phi M_1 = S_{eq} \times \sqrt{|P_1 - P_2|} \times \text{signe}(P_1 - P_2)$$

$$\Phi M_2 = -\Phi M_1 \quad (\text{III-1})$$

Avec S_{eq} la section hydraulique équivalente de l'orifice par lequel s'écoule le fluide. L'équation de conservation de la masse assure également que la masse perdue par le volume 1 est gagnée par le volume 2, d'où $\Phi M_1 = -\Phi M_2$. De même l'énergie est conservée entre les deux volumes. Nous considérerons également que le volume de la particule ne varie pas. Hors ce n'est pas le cas car les masses volumiques sont différentes entre les deux volumes ; cependant nous considérerons qu'elles sont suffisamment proches pour pouvoir faire cette hypothèse. Pour déterminer le flux de volume nous tirons profit de l'hypothèse d'équilibre thermique local

dans les deux boîtes qui implique que la matière y est homogène (notamment la masse volumique). Dans ce cas nous avons :

$$\begin{aligned}\Phi V_1 &= V_1 \times \frac{\Phi_{M1}}{M_1} \\ \Phi V_2 &= -\Phi V_2\end{aligned}\quad (\text{III-2})$$

Bilan d'entropie

Compte tenu du fait que la matière transporte sa propre entropie il existe un flux convectif $\phi_{S_convectif}$ que l'on peut considérer conservatif entre les deux volumes. Celui-ci est déduit de l'entropie massique de la boîte dans laquelle est prélevée la matière (ici la boîte 1) et du flux de matière; tel que $\phi_{S_convectif} = s_1 \cdot \Phi_M$. La transformation n'est cependant pas réversible car il existe des gradients de pression, température et potentiel chimique entre les deux boîtes. Le bilan d'entropie n'est pas conservatif et cette dissymétrie s'exprime au travers des deux termes d'entropie créés $\phi_{S_{cree1}}$ et $\phi_{S_{cree2}}$ qui ne sont pas égaux.

$$\begin{aligned}\phi_{S_1} &= \Phi_{S_convecté} + \Phi_{S_{cree1}} = -s_1 \times \Phi_M + \Phi_{S_{cree1}} \\ \phi_{S_2} &= -\Phi_{S_convecté} + \Phi_{S_{cree2}} = s_1 \times \Phi_M + \Phi_{S_{cree2}}\end{aligned}$$

L'entropie créée par cette transformation est déduite d'un bilan d'entropie sur le volume de matière convecté. En effet, celui-ci passe d'un état d'équilibre connu (T_1, P_1, μ_1) à un autre état d'équilibre connu (T_2, P_2, μ_2) et par conséquent on peut appliquer les outils de la thermodynamique classique pour faire un bilan entre ces deux états. Pour cela, nous utilisons une forme modifiée de l'équation fondamentale, appelée équation d'Euler. Le fait que l'entropie soit une fonction continue et dérivable de première espèce permet en effet d'aboutir à la relation suivante [49]:

$$U = TS - PV + \mu M$$

Appliquée à l'état final de la transformation cette équation donne :

$$U_{initial} = T_1 S_{initial} - P_1 V_{initial} + \mu_1 M_{initial}$$

$$U_{final} = T_2 S_{final} - P_2 V_{final} + \mu_2 M_{final}$$

Compte tenu des équations de conservations, la masse, le volume et l'énergie de cette particule fluide sont conservés lors de la transformation. La soustraction de ces deux équations donne :

$$0 = T_1 S_{initial} - T_2 S_{final} - (P_1 - P_2)V + (\mu_1 - \mu_2)M$$

D'où l'expression de l'entropie massique créée au cours de la transformation :

$$\Delta S_{cree} = \frac{S_{initial} - S_{final}}{M} = \frac{s_{initial} \times (T_1 - T_2) - (P_1 - P_2) \frac{V}{M} + (\mu_1 - \mu_2)}{T_2}$$

Appliquée à volume de matière infinitésimal de masse ϕ_M et de volume ϕ_V cette équation donne l'expression de l'entropie totale créée au cours de la transformation

$$\Phi_{S_cree} = -(P_1 - P_2) \times \Phi_V + \frac{s_{initial} \times (T_1 - T_2) + (\mu_1 - \mu_2)}{T_2} \times \Phi_M$$

Le premier terme qui a déjà été identifié dans le cas de l'expérience avec une paroi mobile représente le travail des forces de pression de chaque côté du volume de fluide et nous ferons la même hypothèse d'équidistribution de l'entropie créée entre les deux boîtes. Le deuxième terme représente lui les modifications internes au volume transporté qui le fait passer de l'état 1 à l'état 2. Et contrairement au premier terme on considère que cette entropie créée est transportée avec le fluide.

$$\begin{aligned} \phi_{Scree1} &= -\frac{(P_1 - P_2)}{2} \Phi_V \\ \phi_{Scree2} &= -\frac{(P_1 - P_2)}{2} \Phi_V + \frac{s_1 \times (T_1 - T_2) + (\mu_1 - \mu_2)}{T_2} \Phi_M \end{aligned} \quad (III-3)$$

Finalement la combinaison des équations (III-1), (III-2) et (III-3) constitue la loi de comportement d'une résistance de convection en représentation énergétique. La formulation est directionnelle, en supposant que l'écoulement se déroule de 1 vers 2, (autrement dit que $P_1 > P_2$) cela donne :

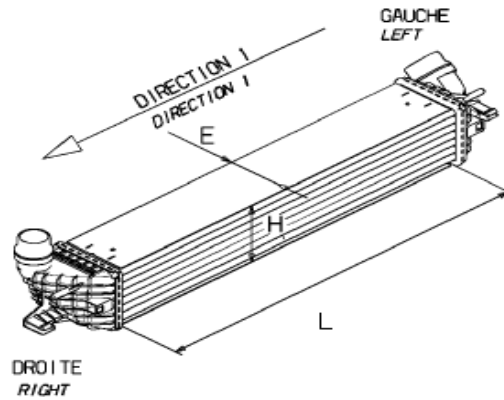
$$(P_1 > P_2)$$

$$\begin{aligned} \phi_{M2} &= -\phi_{M1} = -S_{eq} \times \sqrt{P_1 - P_2} \\ \phi_{V2} &= -\phi_{V1} = V_1 \times \frac{\phi_{M1}}{M_1} \\ \phi_{S1} &= s_1 \times dM_1 - \frac{(P_1 - P_2)}{2} dV \\ \phi_{S2} &= -s_1 \times dM_1 - \frac{(P_1 - P_2)}{2} dV - \frac{s_1 \times (T_1 - T_2) + (\mu_1 - \mu_2)}{T_2} dM_1 \end{aligned} \quad (III-4)$$

Remarque : Pour établir les résultats de ce paragraphe on a considéré l'énergie cinétique de translation macroscopique du gaz comme négligeable. En d'autres termes on a appliqué le premier principe avec l'énergie interne U et non l'énergie totale, ceci alors que le gaz n'est pas globalement au repos. Ces résultats ne seront donc valables que si les vitesses de translation v_1 et v_2 du gaz avant et après la détente sont assez faibles pour que les énergies cinétiques d'entraînement puissent être négligées devant les énergies internes.

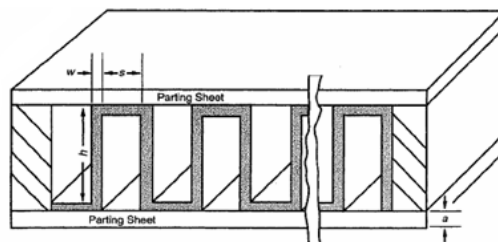
ANNEXE 4 : Données géométriques de l'échangeur

A l'échelle de l'échangeur :



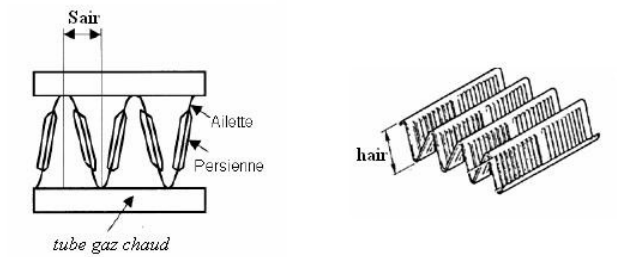
Dimension	Valeur
L_{RAS} : Longueur de l'échangeur	657 mm
H_{RAS} : Hauteur de l'échangeur	105,1 mm
E_{RAS} : Epaisseur de l'échangeur	80 mm
E_p : Epaisseur de plaque	0,4 mm
N_{p_air} : nombre de rangées coté air	8
N_{p_gaz} : nombre de plaques coté gaz	7

Côté gaz humide (turbulateurs)

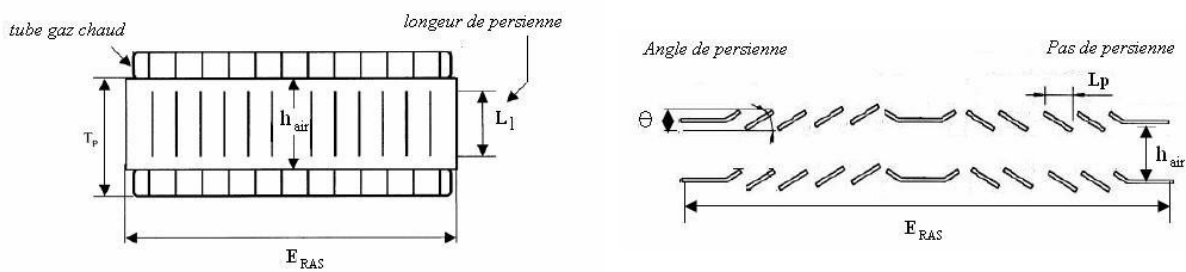


Dimension	Valeur (mm)
H_{gaz} : Hauteur d'ailette	6,9
S_{gaz} : pas d'ailette	2,3
E_{gaz} : Epaisseur d'ailette	0,1

Côté air extérieur (ailettes persiennes)



Dimension	Valeur (mm)
H_{air} : Hauteur d'ailette	6,4
S_{air} : pas d'ailette	1,3
E_{air} : Epaisseur d'ailette	0,07



Les mesures relatives aux persiennes ne sont pas disponibles dans les fichiers fournisseurs. Voici les valeurs choisies pour l'étude (à priori valable pour les échangeurs automobile) :

Dimension	Valeur (mm)
θ : Angle de persienne	<i>Hypothèse</i> $\theta = 28^\circ$
L_p : Pas de persienne	<i>Mesure pied à coulisse</i> $L_p = 3\text{mm}$
L_i : Longueur d'ailette	<i>Hypothèse</i> $L_i = h_{\text{air}} - 1\text{mm}$
T_p : Hauteur totale tube+ailettes	<i>Données fournisseurs</i> $T_p = h_{\text{air}} + h_{\text{tube}}$
Re_{L_p} : Nombre Reynolds	$Re_{L_p} = \frac{U \cdot L_p}{\gamma}$

• **Diamètre hydraulique D_h :**

$$D_{hi} = \frac{4 \cdot S_{\text{passage}}}{P_{\text{mouillé}}} = \frac{4 \cdot h_i \cdot s_i}{2 \times (h_i + s_i)}$$

• **Section de passage fluide S_{passage} :**

$$S_{\text{passage_gaz}} = \frac{E_{RAS} \cdot h_{\text{gaz}} \cdot s_{\text{gaz}}}{(w_{\text{gaz}} + s_{\text{gaz}})} \times N_{P_gaz}$$

$$S_{\text{passage_air}} = \frac{L_{RAS} \cdot h_{\text{air}} \cdot s_{\text{air}}}{(w_{\text{air}} + s_{\text{air}})} \times N_{P_air}$$

• **Surface d'échange A_{ech} :**

$$A_{\text{ech_gaz}} = \frac{2 \cdot E_{RAS} (h_{\text{gaz}} + s_{\text{gaz}}) \cdot L_{RAS}}{(w_{\text{gaz}} + s_{\text{gaz}})} \times N_{P_gaz}$$

$$A_{\text{ech_air}} = \frac{2 \cdot L_{RAS} (h_{\text{air}} + s_{\text{air}}) \cdot E_{RAS}}{(w_{\text{air}} + s_{\text{air}})} \times N_{P_air}$$

- **Surface des ailettes** A_f : de la surface d'échange totale, on déduit la surface d'ailette qui n'est pas en contact avec les plaques intermédiaires A_f :

$$A_{f-i} = \frac{h_i}{(h_i + s_i)} A_{ech i}$$

- **Surface de plaque** A_p : Elle est la même pour les deux fluides :

$$A_p = 2 \cdot L_{RAS} \cdot E_{RAS} \times N_{P-gaz}$$

ANNEXE 5 : Données géométriques de l'échangeur

Electriquement, la position de l'embrayage est pilotée en tension et provoque un pic d'intensité de 5Ampères puis une consommation d'1 Ampère en fonctionnement stabilisé. Hors, la Microautobox ne délivre que des signaux mais pas de puissance et il a donc fallut créer un boîtier électrique spécifique pour prélever la puissance à la batterie du véhicule (figure IV. 1).

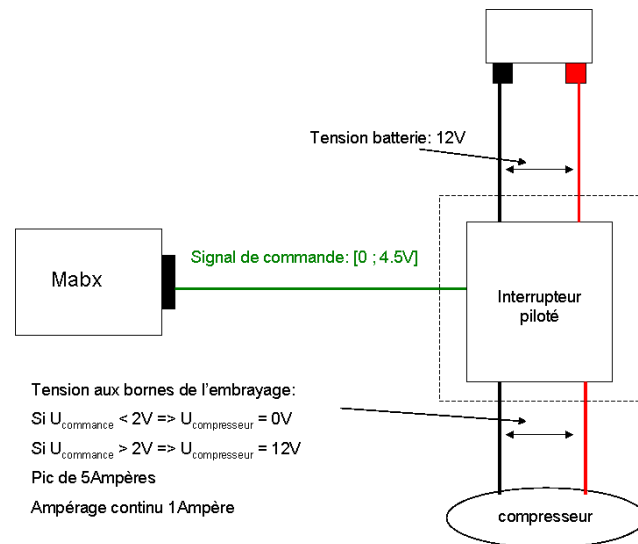


Figure A5.1: Communication entre le CAREG et son environnement

De même l'actionneur qui agit sur la cylindrée est piloté par un signal PWM (4HZ ou 16HZ suivant le modèle) sur la base d'une tension 12V hors c'est sur une base de 5V que la Microautobox délivre les signaux PWM (figure IVI.2).

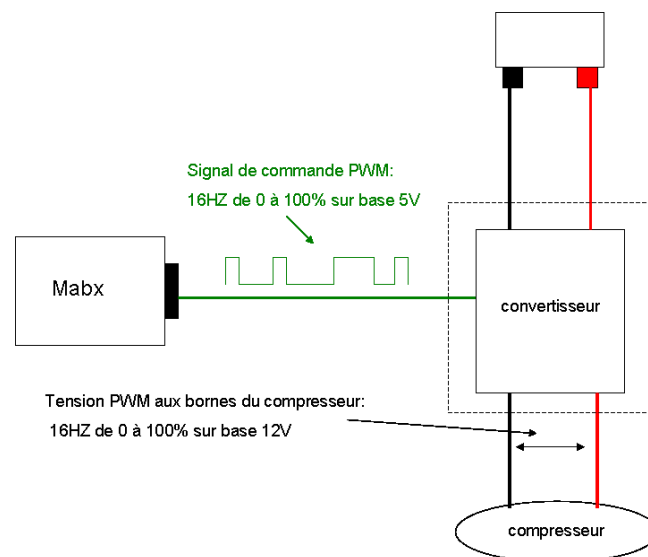


Figure A5.2 : Communication entre le CAREG et son environnement

**AUTORISATION DE SOUTENANCE DE THESE
DU DOCTORAT DE L'INSTITUT NATIONAL
POLYTECHNIQUE DE LORRAINE**

o0o

VU LES RAPPORTS ETABLIS PAR :

Monsieur Georges DESCOMBES, Professeur, CNAM, Paris

Madame Souad HARMAND, Professeur, Université de Valenciennes

Le Président de l'Institut National Polytechnique de Lorraine, autorise :

Monsieur MÉTAYER Julien

à soutenir devant un jury de l'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE,
une thèse intitulée :

« Réduction des émissions de polluants automobiles par une approche thermique globale »

en vue de l'obtention du titre de :

DOCTEUR DE L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE

Spécialité : **« Mécanique et énergétique »**

Fait à Vandoeuvre, le 29 septembre 2011

Le Président de l'I.N.P.L.,

F. LAURENT



Résumé

Les travaux de cette thèse s'inscrivent dans le cadre de la mise en place d'une méthodologie innovante de gestion thermique globale des véhicules automobiles. Ils portent plus particulièrement sur l'analyse de la réduction des émissions de polluants et l'amélioration des performances énergétiques d'un moteur à combustion, notamment dans les charges partielles ou en régime transitoire. Le premier objectif vise la mise en évidence de l'effet de la température d'admission sur le fonctionnement du moteur. Le deuxième objectif est relatif à la prédiction de l'apparition des phénomènes de condensation inhérents aux procédés de recirculation des gaz d'échappement à l'admission moteur. Enfin le troisième objectif est la modélisation et la mise en œuvre d'un circuit d'eau refroidit par la boucle de climatisation dont la fonction est de sous refroidir les gaz d'admission du moteur.

Le premier chapitre est consacré à la présentation du système thermique véhicule et de la démarche de conception en V adoptée dans ce travail. Dans le second chapitre, et après avoir mis en évidence les effets d'un sous refroidissement des gaz admission sur le rendement thermodynamique du moteur, on montre à l'aide d'une étude technologique et numérique de la boucle de climatisation qu'il est possible d'opérer ce refroidissement par un système embarqué capable de se régénérer thermiquement lors d'un freinage. Le troisième chapitre est dédié à la modélisation du système à l'aide d'une modélisation énergétique centrée sur l'utilisation du langage bond graph. Le dernier chapitre est dédié au volet expérimental afin de valider d'une part le modèle de condensation et d'autres part un démonstrateur d'hybridation thermique et ses stratégies de pilotage.

Resume

The work of this thesis is part of the development of an innovative methodology in the field of global thermal management for motor vehicles. It focuses specifically on the analysis of the reduction of pollutant emissions and improving energy efficiency of a combustion engine, especially in partial load or transient operation. The first objective is to analyze the effect of inlet temperature on the engine performance. The second objective relates to the prediction of the condensation processes inherent to exhaust gas recirculation into the engine intake. Finally, the third objective is the modeling and implementation of a water circuit cooled by the air conditioning loop and whose function is to cool the gases in at the engine intake.

The first chapter is devoted to the presentation of the vehicle thermal management system and the design process adopted in this work. In the second chapter, after having shown the effects of intake gas cooling on the thermodynamic efficiency of the engine, it is shown with a numerical and technological study of the air conditioning loop that is possible to operate an onboard cooling system that is capable of regenerating heat when braking. The third chapter focuses on system modeling using an energy modeling focuses on the use of bond graph language. The final chapter is dedicated to the experimental part with the objective of validating the model of gas condensation and a demonstrator of thermal hybridation and its control strategies.