

Modélisation d'une climatisation automobile multi-évaporateurs

Thomas GILLET^{123*}, Romuald RULLIERE¹, Philippe HABERSCHILL¹, Vincent LEMORT², Emmanuelle ANDRES³, Amin EL-BAKKALI³, Gérard OLIVIER³

¹ CETHIL UMR5008, Université de Lyon, CNRS, INSA-Lyon, Univ. Lyon 1, F-69621, Villeurbanne, France

² Laboratoire de Thermodynamique et Energétique de l'Université de Liège 17, allée de la Découverte, 4000 Liège, Belgique

³ Renault SAS

1, avenue du Golf, 78288 Guyancourt, France

*(auteur correspondant : thomas.gillet@doct.ulg.ac.be)

Résumé - La modélisation d'une climatisation automobile multi-évaporateurs, composées de deux évaporateurs et d'un refroidisseur de fluide secondaire, a été réalisée à l'aide du logiciel LMS Imagine.Lab Amesim® 1D. Dans le but d'étudier le comportement de la boucle, des perturbations sous la forme d'échelon ont été simulées sur un point de fonctionnement à moyenne et haute charge. L'impact de ces perturbations sur la stabilité de la température d'air soufflé est analysé pour deux types de détendeur. Les premiers résultats montrent que les détendeurs thermostatiques peuvent engendrer des instabilités.

1. Bibliographie, contexte et enjeux

Sur la dernière décennie, l'électrification des véhicules s'est intensifiée pour répondre aux exigences de réduction de la consommation de carburant et de réduction des émissions de gaz à effet de serre. Avec l'avènement des véhicules « plug-in » hybrides (PHEV) et l'arrivée des véhicules électriques (EV) à très grande autonomie, le refroidissement des batteries de traction au cours du roulage devient une nécessité pour garantir leur durabilité et leur aptitude à la charge ultra rapide. Le refroidissement à eau des batteries s'effectuent via un « chiller », évaporateur de type échangeur eau glycolée / fluide frigorigène, situé sur la boucle de climatisation.

Des boucles de climatisation à un évaporateur et un chiller sont déjà présentes sur des véhicules en série tels que la Tesla Model S ou encore, plus récemment, la Volkswagen Golf GTE. Elles posent la question du choix astucieux des détendeurs pour obtenir un bon équilibre de la boucle avec des puissances en présence qui peuvent être très différentes entre les deux évaporateurs. Alors que le premier modèle est un véhicule électrique de grande autonomie, le second est un plug-in hybride dont la batterie a une capacité bien inférieure. Les besoins en refroidissement ne sont donc pas identiques et expliquent la présence d'un chiller de plus grande capacité dans le premier cas. Par ailleurs, alors que le chiller s'accompagne d'un détendeur thermostatique (TXV) pour ce véhicule purement électrique, un orifice calibré assure la détente dans le second. Aucune stratégie connue par les auteurs n'est présente dans la littérature concernant le choix de l'organe de détente. L'impact du refroidissement de la batterie au moyen d'un « chiller » sur la boucle de climatisation automobile a été démontré par simulation dans l'environnement Dymola® [1]. Les résultats de la simulation pour différents cycles de roulage, climats ou fluides frigorigènes soulignent l'inconfort ressenti dans l'habitacle et engendré par l'utilisation de la boucle « chiller ». Cependant, aucune stratégie globale de régulation n'a été établie à notre connaissance.

Sur des véhicules avec un volume d'habitacle important (transport de personnes) ou haut de gamme avec un ou plusieurs rangs de passagers, la présence de deux évaporateurs s'avère nécessaire pour assurer le confort thermique jusqu'aux places situées à l'arrière. L'hybridation de ce type de véhicule est également d'actualité. Récemment, une première étude de modélisation d'un système de climatisation à trois évaporateurs a été réalisée [2]. Après avoir validé leurs modèles de composants, un test de déchambrage durant les premiers instants de mise en route de la climatisation a été réalisé afin de tester les performances de leur système d'air conditionné. D'un point de vue contrôle, une simple régulation de type PI sur la température de l'air soufflé à l'évaporateur de rang 1 a été utilisée pour réguler la vitesse du compresseur.

Par ailleurs, un futur cycle d'homologation dédié à la climatisation sera bientôt mis en place alors que la réglementation en termes d'émissions de CO₂ et de polluants devient de plus en plus contraignante. Ces nouvelles contraintes poussent donc davantage les constructeurs à innover afin de rendre le système de climatisation le plus performant possible. De nouvelles technologies telles que des vannes et des détendeurs électroniques (EXV) permettent d'adopter ou d'envisager de nouvelles stratégies de contrôle. Des récentes études démontrent les avantages de régulations robustes sur les performances et la stabilité de la boucle. Une optimisation de la stratégie de régulation a été étudiée pour différents points de fonctionnement [3] et montre la difficulté d'un contrôle dû à la non-linéarité du système. Dans le secteur du bâtiment [4], les avantages de l'utilisation d'un contrôleur superviseur pour la régulation de la climatisation à multi-évaporateurs ont déjà été avancés. Bien que ce type de modèle décentralisé semble robuste et applicable à l'automobile, il nécessite l'utilisation de capteurs et de composants actuellement trop coûteux et limités à un environnement moins contraignant que dans le domaine automobile.

Un modèle d'une climatisation multi-évaporateurs composée de deux évaporateurs et d'un chiller a donc été réalisé afin d'évaluer l'impact de différentes perturbations telles que l'ouverture d'une vanne ou le changement de la consigne de température. L'avantage d'un détendeur électronique par rapport à un détendeur thermostatique sera étudié.

2. Concept choisi pour l'étude

L'étude a pour but de modéliser le système de refroidissement et de climatisation d'un véhicule plug-in hybride. La démarche a été de partir d'un véhicule existant possédant déjà deux évaporateurs afin de servir de base pour la réalisation de l'étude. Les différents échangeurs (le condenseur et les deux évaporateurs) sont donc déjà connus et modélisés. Il a ensuite été question d'électrifier la boucle de climatisation en l'équipant d'un compresseur électrique dimensionné pour être capacitaire de l'ensemble des puissances de refroidissement. Un chiller est également utilisé afin de soutirer la puissance thermique dissipée par la batterie de traction. Il a été modélisé en fonction des données d'un autre projet et sera donc dimensionné à l'avenir. Enfin, une pompe assure un débit d'eau glycolée à travers le chiller.

Le schéma de principe de la boucle de climatisation multi-évaporateurs est représenté sur la Figure 1. Les caractéristiques des composants de la boucle sont indiquées dans le Tableau 1. Comme certains composants n'ont pas encore été caractérisés avec le nouveau fluide frigorigène en vigueur, le R1234yf, la boucle de climatisation a été modélisée dans cette première phase avec le fluide R134a.

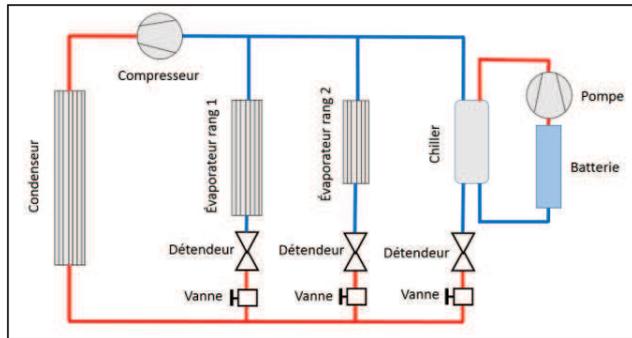


Figure 1 - Schéma de principe de la boucle de climatisation multi-évaporateurs

| | Capacité nominale |
|------------------------------|-------------------|
| Cylindrée compresseur (cc) | 34 |
| Puissance condenseur (kW) | 18 |
| Puissance évaporateur 1 (kW) | 7 |
| Puissance évaporateur 2 (kW) | 3 |
| Puissance Chiller (kW) | 5 |
| Capacité TXV 1 (ton) | 2 |
| Capacité TXV 2 (ton) | 1 |
| Capacité TXV 3 (ton) | 1 |

Tableau 1 - Caractéristiques des composants de la boucle de climatisation

3. Modélisation numérique

L'étude est réalisée à l'aide du logiciel LMS Imagine.Lab Amesim® 1D qui repose sur le formalisme du bond-graph [5]. Selon ce principe de causalité, deux composants physiques échangent de l'énergie sous la forme d'un flux et d'un effort dont le produit représente la puissance échangée. Ce principe peut s'appliquer à l'ensemble des composants et leur représentation permet une construction simple, intuitive et efficace d'un modèle contrairement à la représentation sous forme de blocs signal.

Le modèle complet d'une climatisation automobile multi-évaporateurs est présenté sur la Figure 2 pour une configuration utilisant 3 TXV. Le débit d'air au condenseur peut être régulé en fonction de la vitesse du véhicule et du pulseur. Le compresseur est alimenté par une tension nominale et régulé par une optimisation de la température d'air soufflé aux évaporateurs de rang 1 et 2 dans le cas présenté. Sur la Figure 2, les trois boucles d'évaporateurs sont encadrées afin de mieux les distinguer. Des détendeurs thermostatiques régulent le débit des évaporateurs. La boucle de refroidissement composée notamment d'une pompe dissipe la puissance thermique injectée à l'eau glycolée via le chiller.

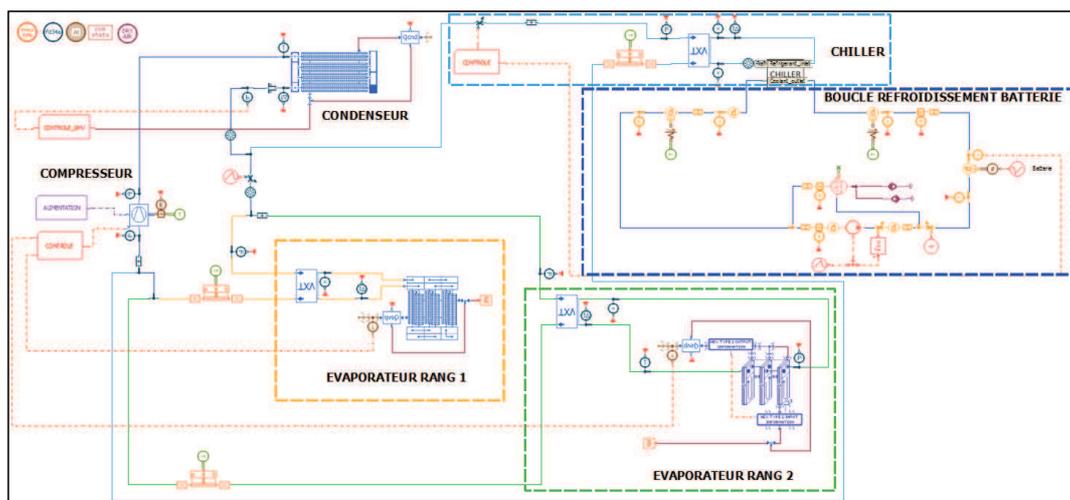


Figure 2 - Modélisation d'une boucle de climatisation automobile multi-évaporateurs

3.1. Modèle d'échangeurs

La modélisation des échangeurs de chaleur est capable de représenter les phénomènes transitoires [6]. Ils sont modélisés en considérant des tubes génériques qui sont définis par leur longueur, diamètre hydraulique et section tant du côté fluide frigorigène que du côté air. L'efficacité des ailettes est définie par leurs géométries ainsi que le ratio entre la surface des ailettes et la surface totale. Le modèle utilise la méthode des volumes finis où la conduite est sous-divisée en éléments de fluide capacitifs pour lesquels les propriétés thermodynamiques sont supposées uniformes. Ces éléments sont reliés les uns aux autres par des éléments résistifs virtuels. Les éléments capacitifs permettent de calculer les échanges avec l'air au travers de la paroi alors que les pertes de charge et la densité du fluide frigorigène sont calculées par les éléments résistifs.

3.2. Modèle de compresseur

Le compresseur électrique est modélisé en utilisant les cartographies de ses efficacités volumétrique, isentropique et mécanique qui sont fonction de la vitesse du compresseur et de son rapport de compression. Ces cartographies sont calculées pour une série de points de fonctionnement à partir de mesures expérimentales en régime stabilisé qui fournissent l'état du fluide à l'aspiration et au refoulement du compresseur ainsi que son débit. Le rendement électrique du moteur électrique du compresseur est supposé égal à 1. Le modèle de compresseur est contrôlé par un signal de commande en régime régulé en fonction d'une cible de température d'air soufflé à l'évaporateur.

3.3. Modèle de détendeur

Les détendeurs thermostatiques sont modélisés en utilisant leur propre diagramme 4-quadrants fourni par le fournisseur. Il fournit le taux d'ouverture du détendeur en fonction du débit de fluide frigorigène et des conditions d'évaporation en sortie d'évaporateur (température et pression du fluide frigorigène). Une identification de deux paramètres permet d'établir une fonction de puissance exprimant une surface équivalente en fonction des conditions d'évaporation. Un composant de perte de charge permet alors de calculer le débit qui est fonction de cette surface équivalente ainsi que de l'enthalpie en entrée et en sortie du composant.

Les détendeurs électroniques sont modélisés avec le composant de perte de charge décrit ci-dessus. La section de passage maximale du détendeur électronique est équivalente à celle obtenue après identification du détendeur thermostatique. La régulation de la perte de charge se fait par l'intermédiaire d'une commande de la fraction de section de passage et non pas par les conditions d'évaporation.

3.4. Modèle boucle chiller

Le chiller est un échangeur à plaques type fluide secondaire – fluide frigorigène qui permet de refroidir la batterie via le circuit de fluide secondaire de refroidissement lorsque la température ambiante dépasse une température critique. Le fluide secondaire, de l'eau glycolée, circule au travers d'une plaque en contact avec la batterie afin de lui soutirer ses calories qui sont ensuite évacuées par évaporation du fluide frigorigène dans le chiller. L'inertie de la batterie n'est pas

prise en compte. La circulation du fluide secondaire est assurée par une pompe dont la puissance est régulée par un contrôleur.

Un modèle physique de chiller a été réalisé afin de mieux représenter les phénomènes transitoires et est illustré sur la Figure 3.A. Il se base sur le même principe que les autres échangeurs en adoptant la méthode des volumes finis. La modélisation repose sur la théorie des domaines hydrauliques et diphasiques. La discrétisation de chaque plaque en quatre éléments permet un bon compromis entre temps de calcul et performances. L'échange thermique entre les deux fluides au travers d'une plaque est supposé équivalent à l'échange thermique au travers de plusieurs plaques d'une même passe et est modélisé par une seule série d'éléments capacitifs. Les nombres de passes et de plaques dépendent de l'architecture du chiller.

Des mesures expérimentales en régime stabilisé ont permis de calibrer le modèle physique de chiller en ajustant deux coefficients de gain. Les puissances échangées côté réfrigérant mesurées et prédites par le modèle sont illustrées ci-dessous sur la Figure 3.B. L'erreur maximale commise sur la puissance échangée est d'environ 300W, soit 6%. En ce qui concerne les pertes de charges côté réfrigérant (voir Figure 3.C), l'erreur maximale commise est de 0,3 bar, soit 10%.

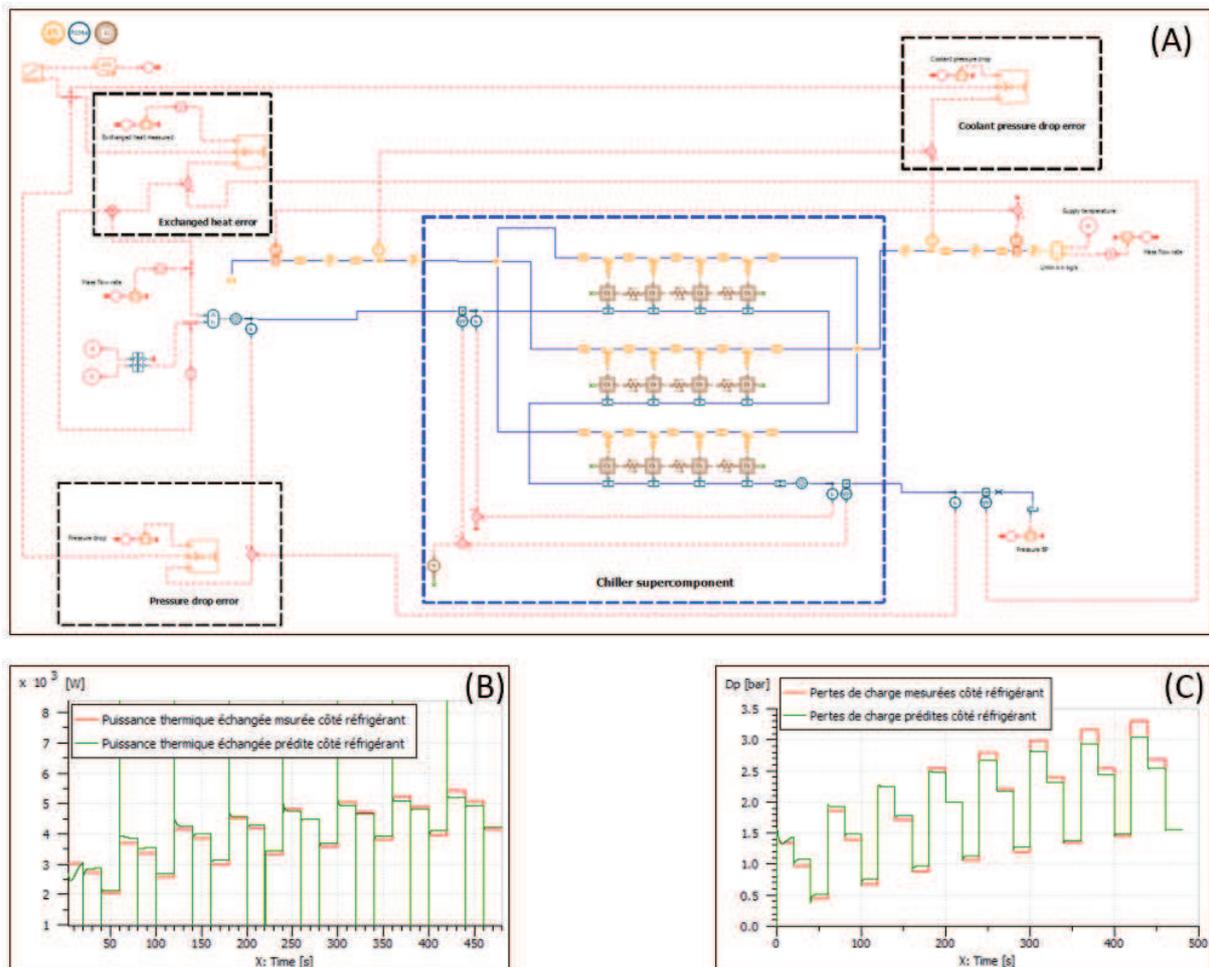


Figure 3 - Modèle Physique de chiller et résultats de sa calibration

4. Résultats

Pour étudier l'efficacité d'un détendeur à maintenir le confort dans l'habitable, le système de climatisation est soumis à différentes perturbations. Bien que l'inconfort ressenti par les occupants ne puisse être simplement assimilé à un changement de température d'air soufflé au niveau d'un évaporateur, son évolution au cours du temps est un bon indicateur et sera donc analysée.

Deux configurations et deux points de fonctionnement à moyenne et haute charge, avec un recyclage partiel, ont été simulés pour l'étude. La première configuration correspond à celle illustrée à la Figure 2 où trois détendeurs thermostatiques régulent le débit de fluide frigorigène. Le régime du compresseur est régulé par un contrôleur de type PI sur la température d'air soufflé à l'évaporateur de rang 1. Le rang 2 subit donc le fonctionnement de la boucle suivant le réglage choisi du détendeur. Pour la seconde configuration, trois détendeurs électroniques sont simulés en étant régulés sur une consigne de surchauffe égale à 3K. Leurs caractéristiques sont montrées au Tableau 2 et les conditions des deux points de fonctionnement sont présentées dans le Tableau 3.

| | EXV rang 1 | EXV rang 2 | EXV chiller |
|-------------------------------------|------------|------------|-------------|
| Section maximale (mm ²) | 1.95 | 2.2 | 1.11 |

Tableau 2 - *Caractéristiques des détendeurs électroniques*

| | Faible charge | Haute charge |
|---|---------------|--------------|
| Température de l'air ambiant (°C) | 30 | 30 |
| Humidité relative de l'air ambiant (%) | 60 | 60 |
| Pression de l'air ambiant (hPa) | 1013 | 1013 |
| Vitesse d'air au condenseur (m/s) | 4 | 4 |
| Température d'air entrée évaporateur rang 1 (°C) | 25 | 25 |
| Humidité relative entrée évaporateur rang 1 (%) | 50 | 50 |
| Débits d'air à l'évaporateur rang 1 (kg/h) | 300 | 500 |
| Température d'air entrée évaporateur rang 2 (°C) | 20 | 20 |
| Humidité relative entrée évaporateur rang 2 (%) | 40 | 40 |
| Débits d'air à l'évaporateur rang 2 (kg/h) | 200 | 400 |
| Puissance thermique batterie (W) | 500 | 1000 |
| Température d'air soufflée cible évaporateur 1 (°C) | 5 | 5 |

Tableau 3 - *Conditions initiales des points de fonctionnement étudiés*

La Figure 4 montre l'évolution de la température d'air soufflé à l'évaporateur de rang 2 lorsque le système de climatisation doit faire face à une perturbation de type échelon qui a pour but de simuler la fermeture et l'ouverture brusque de la vanne de la boucle chiller. Quatre configurations sont présentées: la configuration à 3 TXV à faible et forte charge ainsi que la configuration à 3 EXV à faible et forte charge.

Les résultats de la simulation montrent que durant les premiers instants qui suivent l'actionnement de la vanne, le circuit de climatisation est rendu instable et un pic de température d'air soufflé est observé. L'amplitude de ce pic est bien plus importante lors de l'ouverture que lors de la fermeture de la vanne et est amplifiée à forte charge. Ainsi, une différence de température maximale de 5°C d'air soufflé à l'évaporateur de rang 2 est constatée. A faible charge, approximativement 60 secondes sont nécessaires au système de climatisation pour que la

température d'air soufflé retrouve sa valeur initiale. Par ailleurs, pour la configuration à 3 TXV à forte charge, la température d'air soufflé devient instable après la perturbation et peut engendrer un inconfort dans l'habitable. Ces observations confirment l'incapacité des détendeurs thermostatiques à assurer le débit de fluide frigorigène nécessaire au maintien de la température d'air soufflé durant différentes perturbations. Ces phénomènes d'instabilités sont dus au fonctionnement intrinsèque du TXV mais peuvent être accentués avec son mauvais dimensionnement ou son mauvais réglage.

La simulation montre également qu'un simple contrôle des EXV de type PI sur la surchauffe ne permet pas non plus d'atténuer ce pic de température. Une stratégie de contrôle plus élaborée de type « multi-input multi-output » (MIMO) en tenant compte également de la puissance de refroidissement nécessaire à l'habitable pourrait atténuer certainement ce pic. L'utilisation d'un EXV permettrait néanmoins de rendre le système plus stable.

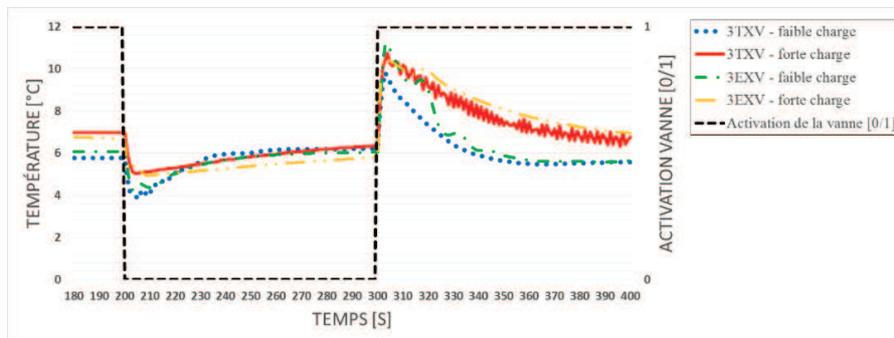


Figure 4 - Evolution de la température d'air soufflé à l'évaporateur de rang 2 suite à l'actionnement de la vanne (0/1) de la boucle chiller

La Figure 5 montre l'évolution de la température d'air soufflé à l'évaporateur de rang 2 suite à un changement de consigne de température à l'évaporateur de rang 1 ($5^{\circ}\text{C} \rightarrow 7^{\circ}\text{C} \rightarrow 5^{\circ}\text{C}$). Les mêmes phénomènes que ceux expliqués précédemment peuvent être observés. Pour un point de fonctionnement à forte charge, suite à la perturbation, le TXV impacte fortement la stabilité de la température de l'air soufflé et engendre une dérive de température importante en comparaison avec l'EXV.

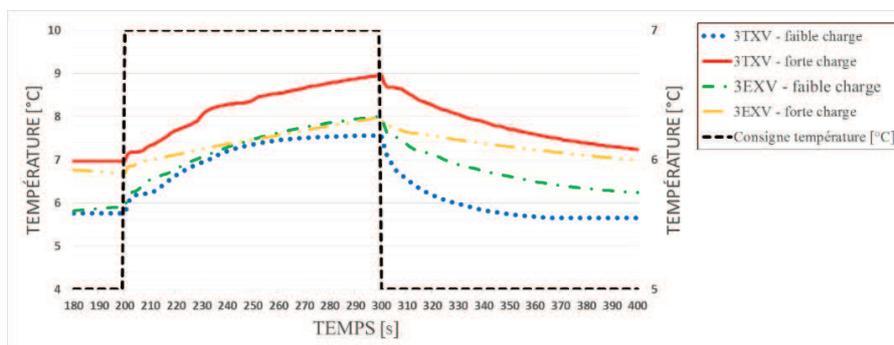


Figure 5 - Evolution de la température d'air soufflé à l'évaporateur de rang 2 suite à changement de consigne de température à l'évaporateur de rang 1

5. Conclusion et Perspectives

Une modélisation d'une boucle de climatisation multi-évaporateurs a été réalisée sous le logiciel LMS Imagine.Lab Amesim® 1D. Ce modèle est capable de prédire le comportement de la boucle sur un cycle dynamique. Il permet ainsi de dimensionner l'ensemble des composants de la boucle tels que les échangeurs et les détendeurs.

Une étude de deux types de détendeur a été réalisée afin d'évaluer leur impact sur la stabilité du système. Les premiers résultats de simulation mettent en avant l'incapacité du détendeur thermostatique à assurer une température d'air soufflé stable durant les premiers instants qui suivent une perturbation brusque. Cette température d'air soufflé est cependant celle ressentie en aval de l'évaporateur. Pour évaluer l'impact du système sur le confort des passagers, un modèle thermique de l'habitacle sera prochainement développé.

Un contrôle avancé sera également élaboré afin de maintenir le confort habitacle durant l'ensemble du cycle de fonctionnement de la boucle de climatisation. Ce modèle avancé, accompagné de détendeurs électroniques, devrait être capable d'anticiper le début ou la fin du fonctionnement d'une ou plusieurs des boucles de refroidissement et de tenir compte des différentes contraintes de la boucle, telle que la pression de refoulement maximum. Il devrait également montrer une bonne capacité à filtrer les perturbations comme par exemple une coupure de la demande en froid à un évaporateur ou un changement de la consigne de température.

Enfin, une modélisation complète du refroidissement de la batterie sera réalisée afin de prédire la puissance thermique à dissiper sur un cycle de roulage en fonction de l'état de charge de la batterie. Les résultats de simulation du modèle complet d'une climatisation automobile multi-évaporateurs seront ensuite corrélés avec les résultats expérimentaux obtenus sur banc d'essai.

Références

- [1] I. L. Krüger, D. Limperich, G. Schmitz, Energy Consumption Of Battery Cooling In Hybrid Electric Vehicles, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (Purdue, USA, 2012), Paper 1266.
- [2] S. Shojaei, S. Robinson, C. Chatham, A. McGordon, Modelling the Electric Air Conditioning System in a Commercially Available Vehicle for Energy Management Optimisation, *SAE Technical*, (2015) Paper 2015-01-0331, doi: 10.4271/2015-01-0331.
- [3] A. Varchmin, M. Gräber, J. Köhler, Modeling and Validation of a Multiple Evaporator Refrigeration Cycle for Electric Vehicles, *Proceedings of the 11th International Modelica Conference* (Versailles, France, 2015).
- [4] M.S. Elliott, B. P. Rasmussen, Decentralized model predictive control of a multi-evaporator air conditioning system, *Control Engineering Practice*, 21 (2013), 1665–1677.
- [5] G. Dauphin – Tanguy et al, Les bond graphs, *Paris: Hermès* (2000), 383p.
- [6] A. El-Bakkali, A Virtual Air Conditioning System Based on the Physical Simulation of AC Components, *FISITA World Automotive Congress* (Barcelona, Spain, 2004).

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier Benoît Poppe et Estelle Palladino pour leur modèle ayant servi de base à cette étude et Sylvain Brück pour ses nombreux conseils avisés.