

Modélisation numérique d'échangeur de chaleur par méthode nodale et CFD

Kevin LAURENT^{1,2,*}, V. LEPILLER^{1,2}, P. NIKA¹, Y. BAILLY¹

¹Institut de recherche FEMTO-ST, UMR CNRS 6174, Département Energie, Université de Bourgogne Franche-Comté, Belfort, France

²I.U.T. Belfort-Montbéliard, Département Génie Civil – Construction Durable, 19 avenue du Maréchal Juin BP 527, 90 016 Belfort Cedex

*kevin.laurent@femto-st.fr

THEMATIQUE – Energie – Environnement (CNU : 60, 62)

RESUME - Les véhicules motorisés sont les plus utilisés et plus particulièrement l'automobile. De nouvelles problématiques apparaissent avec les différentes crises écologiques. La nécessité d'améliorer les systèmes existants se fait ressentir. Une des voies d'amélioration est la réduction de la consommation qui induit une réduction des émissions de polluant. Le turbocompresseur permet une suralimentation d'air et donc une augmentation de la pression d'alimentation. Cela induit une augmentation de la température de l'air d'admission. Afin d'éviter les phénomènes de cliquetis, où le mélange comburant et carburant s'auto enflamme avant que le piston soit au point mort haut, et afin d'accroître la masse de gaz qui pénètre dans le cylindre, la température d'admission d'air doit être réduite. Ainsi, les constructeurs automobiles installent un échangeur de chaleur sur le circuit d'alimentation d'air. Notre étude consiste à modéliser un échangeur de ce type en 3 dimensions à l'aide d'un modèle simple pour gagner du temps de calcul. En effet, les codes de calculs les plus utilisés dit CFD pour Computation Fluid Dynamique sont des outils efficaces mais le temps de calcul peut être très long selon le maillage, surtout en 3 dimensions. Le calcul est plus lourd car la résolution des équations de Navier-Stokes est du deuxième ordre. Notre étude porte sur un modèle simplifié utilisant une méthode dite nodale.

Mots-clés — *Echangeur de chaleur, Nodale, Modélisation Thermique.*

1. INTRODUCTION

Le transport est un domaine en perpétuelle croissance depuis la révolution industrielle et même bien avant avec entre autres les véhicules propulsés par la force animale. L'automobile a été inventée au XIX^{ème} siècle en utilisant d'abord comme source d'énergie la vapeur. Mais il faut attendre l'arrivée du moteur à combustion interne et son utilisation avec le pétrole comme carburant pour obtenir une évolution des productions sans précédent. Au début du XX^{ème} siècle, la France est très présente dans le domaine de la production automobile avec une trentaine de constructeurs différents. Mais récemment de nouvelles problématiques apparaissent, en parallèle avec les différentes crises écologiques. Malgré que différentes alternatives au moteur thermique aient été soulevées et testées, aucune ne semble trouver ses intérêts sociétal et économique. Le moteur

thermique va probablement prospérer pendant encore plusieurs années. Ce n'est pas pour autant que les enjeux environnementaux et économiques ne sont pas pris en compte. Alors il vient naturellement la nécessité d'améliorer les systèmes existants. Deux voies d'améliorations sont en vue, le traitement des effluents gazeux, et également la réduction de la consommation induisant une réduction des émissions de polluants. L'objectif est d'améliorer le moteur thermique en vue d'un meilleur rendement. Pour cela, le moteur doit fonctionner dans des conditions optimales. Le turbocompresseur est une des principales avancées technologiques. Mais cela induit une augmentation de la température de l'air d'admission. Afin d'éviter les phénomènes de cliquetis, où le mélange comburant et carburant s'auto enflamme avant que le piston soit au point mort dû à une trop grande compression d'air. Afin d'accroître la masse de gaz qui pénètre dans le cylindre, nous devons réduire la température d'admission d'air. C'est pour cela que les constructeurs automobiles installent un échangeur de chaleur sur le circuit d'alimentation d'air. En effet, un échangeur est un dispositif permettant le transfert de chaleur entre au moins deux fluides ayant une différence de température, sans qu'il y ait pour autant transfert de masse [1]. Un tel échangeur aura un régime de fonctionnement fortement instationnaire rythmé par les ouvertures des soupapes d'admission. Or le dimensionnement des échangeurs de chaleur est un problème actuel étudié par la communauté scientifique. Des méthodes de calcul existent comme la méthode de l'efficacité et du nombre d'unité de transfert [2, 3]. Mais la majorité des études et des modèles génériques [4-7] sont seulement en régime stationnaire, les résultats ne sont pas utilisables dans le cas d'une modélisation en régime instationnaire. Cependant, quelques modèles numérique et analytique en transitoire ont fait leur apparition dès les années 70-80 [8-10].

Dans l'industrie automobile, les échangeurs de chaleur sont majoritairement utilisés pour le refroidissement du moteur thermique. Existant pour plusieurs géométries (échangeur à tubes, à ailettes, mousse...), l'échangeur sur lequel porte cette étude est un échangeur air/eau dit WCAC pour Water cooled Charge Air Cooler, qui est utilisé sur un véhicule muni d'un turbocompresseur. Son rôle est de refroidir l'air pour augmenter son débit massique. L'échangeur utilise le liquide de refroidissement déjà présent dans le véhicule. Celui-ci permet

une perte de charge moins importante, une température de l'air plus stable et donc une meilleure combustion. Ainsi, cela entraîne une réduction de la consommation, et donc une meilleure réponse du moteur.

Notre étude consiste à modéliser un échangeur de ce type en trois dimensions avec un modèle simple pour gagner en temps de calcul tout en gardant un écart acceptable (vers 5%). En effet, les codes de calcul les plus utilisés dit CFD pour **C**omputation **F**luid **D**ynamique sont des outils efficaces mais le temps de calcul peut être très long. Notre étude propose une méthode nodale.

2. MODELISATION NODALE

La modélisation nodale consiste à discrétiser un système étudié en nœuds. Chaque nœud fait référence à un volume du système. L'interaction entre chaque nœud est visualisée comme une résistance qui modélise un phénomène thermique. La modélisation finale est un maillage correspondant à l'assemblage des nœuds et des résistances internodales. Une analogie existe avec la schématisation d'un circuit électrique (Fig. 1).

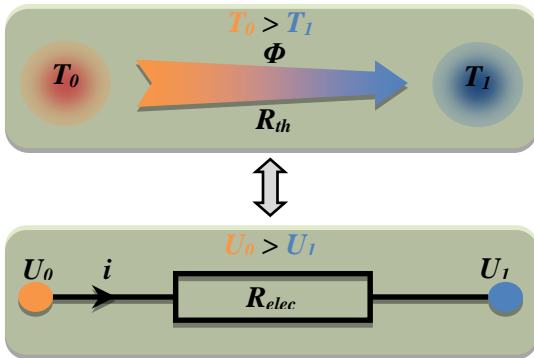


Fig.1 Principe de la méthode nodale thermique

En effet, en s'intéressant à la modélisation thermique nodale, nous pouvons faire les liens suivants :

- le courant électrique et le flux thermique ($i \Leftrightarrow \Phi$)
- la tension électrique et la température ($U \Leftrightarrow T$)
- la résistance électrique et thermique ($R_{elec} \Leftrightarrow R_{th}$)

Ensuite, pour la résolution de ce circuit, nous passons par des lois issues de l'électricité. Nous pouvons ici mettre en évidence les lois de KIRCHHOFF. Celles-ci regroupent la loi des mailles et la loi des nœuds. En appliquant ces lois au maillage précédemment obtenu, nous obtenons un système d'équation d'ODE.

$$\underline{\underline{C}} \cdot \frac{dT}{dt} = \underline{\underline{G}} \cdot T + \underline{\underline{P}} \quad (1)$$

Ces équations contrairement à la CFD sont du premier ordre donc plus facilement et rapidement solvable. Nous retrouvons le terme $\underline{\underline{C}}$ qui regroupe les termes capacitifs des nœuds. Ensuite le terme $\underline{\underline{G}}$ représente les conductances thermiques entre chaque nœud, ce qui correspond à l'inverse des résistances internodales. Puis, le terme $\underline{\underline{P}}$ réunit les conditions des nœuds aux limites.

2.1. Programmation

Dans le but de résoudre les équations présentées précédemment, nous avons créé un programme utilisant le langage Python™, nommée NACS pour Nodal Analysis Computation Software, qui suit l'algorithme suivant :

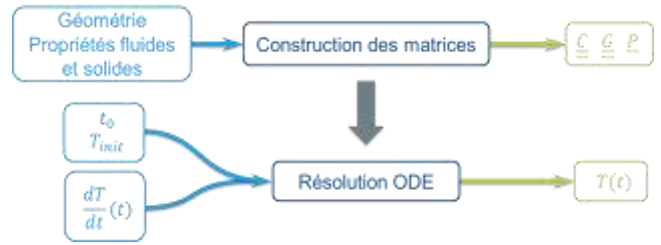


Fig.2 Algorithme de résolution

Nous pouvons voir sur la figure 2 que le programme a été construit suivant deux grandes étapes. La première consiste à générer des matrices, celle des conductances ($\underline{\underline{G}}$), des capacités ($\underline{\underline{C}}$) et celle des conditions limites ($\underline{\underline{P}}$). La deuxième étape permet de résoudre l'ODE. On utilise le solveur ISODA, connu et utilisé dans les différents langages de programmation. Pour permettre la résolution, nous avons besoin de renseigner le temps initial, les températures initiales de chaque nœud ainsi que la dérivée par rapport au temps de la température donnée par l'équation (1). Nous obtenons au final un tenseur d'ordre 5, qui regroupe les températures de chaque nœud selon leur position en 3 dimensions et le temps.

3. COMPARAISON NODALE / CFD

Afin de valider notre programme de calcul par méthode nodale, nous avons décidé de faire des comparaisons avec le logiciel de CFD.

3.1. Cas conductif simple

Pour pouvoir faire des comparaisons, nous nous sommes intéressés à un transfert de chaleur par conduction simple. Un solide est à une température fixe au temps initial ($t=0$) ; nous appliquons à ce solide une condition limite du troisième type dite condition aux limites de Robin, sur toutes ses faces. Nous utilisons le même maillage avec les deux logiciels. La figure 3 représente l'évolution de la température du solide suivant le temps.

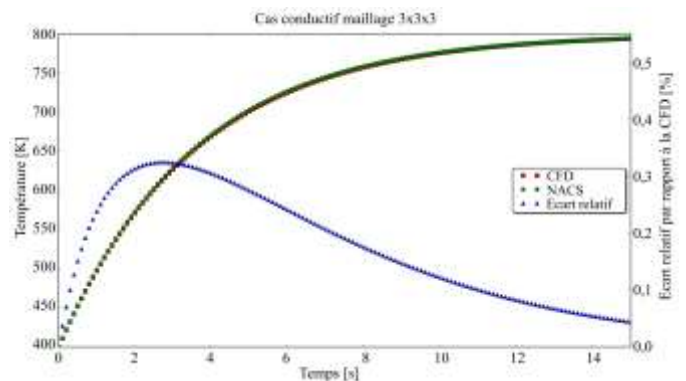


Fig.3 Réponse thermique transitoire d'un cube solide et son écart relatif par rapport à la CFD

Nous remarquons que l'échauffement du solide donné par la méthode nodale est similaire à celui donné par la CFD. En effet, nous pouvons voir que l'écart entre les résultats donnés par le programme NACS et la CFD sont inférieurs à 0,5%.

Notre étude a également porté sur les écarts relatifs entre les méthodes obtenus dans les cas où nous n'aurions pas le même maillage (Fig.4). L'objectif est de déterminer à partir de quel maillage nous avons un écart acceptable en comparaison de la CFD.

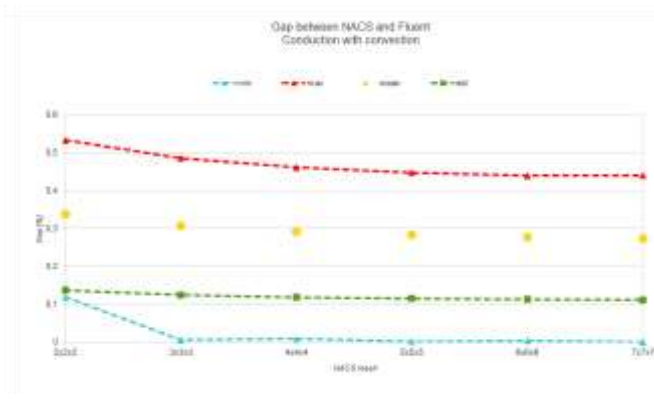


Fig.4 Ecart relatif entre NACS et la CFD pour des maillages différents

Avec le modèle NACS et un maillage 12 fois moins défini, nous obtenons un écart maximal de 0,5% par rapport à la solution CFD.

La figure 5 représente la durée des calculs en fonction des méthodes pour des maillages différents.

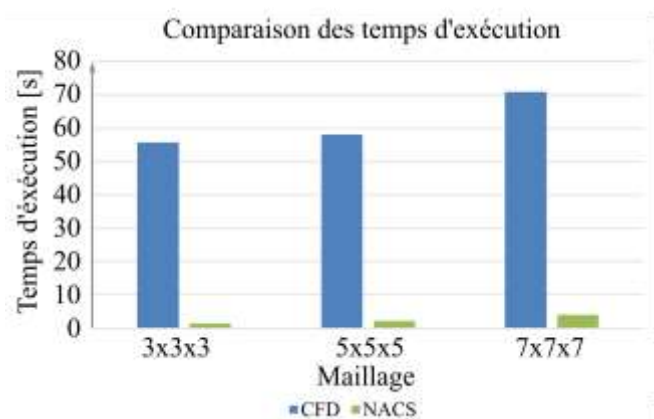


Fig.5 Temps d'exécution entre NACS et la CFD pour différents maillages

La durée d'un calcul avec la méthode nodale est 17 fois plus réduite que les calculs itératifs de la CFD pour le même maillage et le même nombre de points temporels.

3.2. Modélisation d'échangeur thermique

Notre étude s'est portée sur le cas de l'échangeur thermique à plaques centimétriques. Deux fluides, air et eau, échangent de la chaleur à travers une plaque sans transfert de fluide. Ces fluides s'écoulent dans des canaux rectangulaires. Cet échangeur est nommé échangeur à contre-courant. Le fluide chaud (air) s'écoule dans le sens inverse du fluide froid (eau).

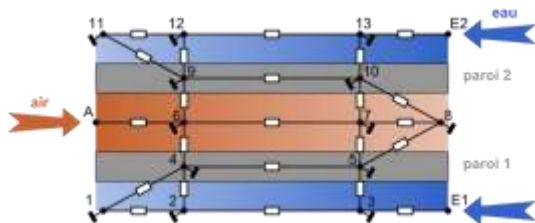


Fig.6 Modèle nodal pour un échangeur contre-courant à plaque

A l'aide du modèle nodal décrit sur la figure 6, nous étudions les deux types de transfert thermique qui interviennent dans l'échangeur : la convection s'exerçant entre le fluide et la paroi et la conduction à l'intérieur de la paroi. Le transfert par advection est aussi à intégrer dans notre modèle car les fluides sont à un débit fixe. Pour décrire les échangeurs WCAC, nous imposons un saut de température de l'air à l'entrée de l'échangeur. La température de l'air est préalablement imposée

à 80°C pendant 2 secondes puis elle passe à 175°C. Les entrées d'eau ont une température fixée à 45°C. Les débits fixés pour la simulation sont de 0,25 g.s⁻¹ pour l'air et de 7,5 g.s⁻¹ pour l'eau. La température initiale de l'échangeur est fixée à 80°C. La figure 7 représente l'évolution de la température de sortie de la veine d'air en fonction du temps.

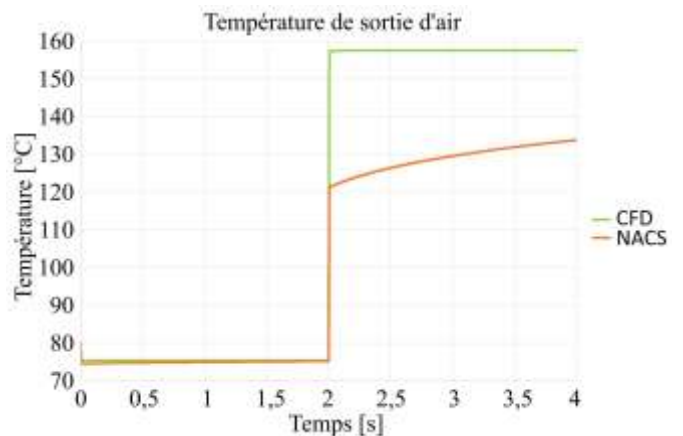


Fig.7 Réponse en température de la sortie de la veine d'air de l'échangeur

Les résultats mettent en évidence la difficulté de la méthode nodale pour suivre des changements brutaux de condition limite.

4. MONTAGE DE NŒUDS EN SERIE

Notre étude s'est portée également sur l'influence du nombre de nœuds (Fig. 8).

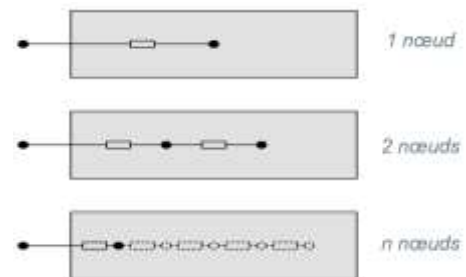


Fig.8 Modélisation nodale en série

Nos résultats ont mis en évidence que plus le nombre de nœuds augmente, plus le modèle semble contenir une inertie artificielle qui semble être présente dans la résolution d'advection par la méthode nodale.

5. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

La modélisation d'échangeur de chaleur est un domaine toujours en perpétuelle évolution. La géométrie de plus en plus complexe des échangeurs de chaleur dans l'habitable moteur les rend plus difficile à traiter. Le temps de calcul des logiciels de CFD est très long. En effet, pour obtenir une solution fiable, il faut avoir un maillage très dense. La méthode nodale par son analogie avec un circuit électrique est plus simple à mettre en place et à résoudre. Les avantages sont multiples sur des cas simples de transfert conductif. La méthode se révèle aussi précise avec un écart inférieur à 0,5% et 17 fois plus rapide à l'exécution. De plus, avec un maillage 12 fois moins dense, nous obtenons un écart acceptable. Néanmoins, l'application de cette méthode à un échangeur de chaleur se montre difficile. En effet, dans ce cas, le transfert de chaleur est associé à des phénomènes de convection et d'advection. Nous avons montré que la méthode nodale ne peut pas actuellement répondre à un cas d'échangeur thermique. L'ajout de nœuds en série crée une inertie de plus en plus grande.

Cependant, d'autres alternatives existent comme la NEM pour Nodal Expansion Method qui permet un calcul plus stable.

6. REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient le Pays de Montbéliard et Agglomération pour leur soutien dans ce projet.

7. REFERENCES

- [1] Kakaç, S. « Heat Exchangers : selection, rating and thermal desing. » CRC Press, Boca Raton, USA, 2002.
- [2] Stone, K. M. « Review of literature on heat transfer enhancement in compact heat exchangers. » Tech. rep., Air Conditioning and Refrigeration Center, College of Engineering University of Illinois, Mechanical & Industrial Engineering Dept., 1206 West Green Street, Urbana, IL 61801, August 1996.
- [3] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., and Lavine, A. S. « Fundamentals of Heat and Mass Transfer. » John Wiley & Sons, 2006.
- [4] Liu, J., Wei, W., Ding, G., Zhang, C., Fukaya, M., Wang, K., and Inagaki, T. « A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory. » *International Journal of Refrigeration* 27 (2004), 965–973.
- [5] Kays, W. M., and London, A. L. « Compact Heat Exchanger », 3rd Revised edition. McGraw-Hill, New-York, USA, 1964.
- [6] Weimer, R. F., and Hartzog, D. G. « A general steady state mathematical model for fin-and-tube heat exchanger based on graph theory », *Advances in Cryogenic Engineering* 18 (1972), 52–64.
- [7] Pingaud, H., Le Lann, J. M., and Koehret, B. « Steady-state and dynamic simulation of plate fin heat exchangers. », *Computers and chemical engineering* 13 (1989), 577–585.
- [8] Gvozdenac, D. D. « Analytical solution of transient response of gas-to-gas parallel and counterflow heat exchangers. », *Journal of Heat Transfer* 109 (1987), 848–855.
- [9] Romie, F. E. « Transient response of gas-to-gas crossflow heat exchangers with neither gas mixed. », *Journal of Heat Transfer* 105 (1983), 563–570.
- [10] Romie, F. E. « Transient response of the counterflow heat exchangers. », *Journal of Heat Transfer* 106 (1984), 620–626.