

Etude numérique d'échangeurs de chaleur surfaciques à ailettes pour un turboréacteur

Ing. V. LEPLAT
Lic. M. JEUNECHAMPS
Ir L. FITSCHY
GRAMME – Liège

Cet article présente la démarche suivie pour la validation d'un code de calcul de transfert thermique de type « CHT » (Conjugate Heat Transfer) présent dans le programme libre «OpenFOAM» à travers l'étude numérique d'échangeurs de chaleur surfaciques à ailettes pour un turboréacteur.

Mots-clefs : transfert thermique, échangeur de chaleur, turboréacteur, simulation numérique, méthodes CHT.

This paper deals with the validation of a CHT (“Conjugate Heat Transfer”) code provided by the open source CFD (“Computational Fluid Dynamics”) software “OpenFOAM” through the numerical analysis of finned tube heat exchangers for a turbojet.

Keywords : heat transfer, heat exchanger, turbojet, numerical simulation, CHT code.

1. Introduction

Plus les ressources informatiques deviennent performantes, plus les modélisations numériques peuvent être complexes et leurs champs d'applications larges. C'est pourquoi aujourd'hui, les thématiques multiphysiques (interactions fluide-structure, couplages fluide-thermique, réactions chimiques, multi-phase, etc.) sont de plus en plus courantes. L'industrie sans cesse à la recherche d'améliorations pour les phases de dimensionnement, de performances et de rendements est très demandeuse de ce genre de simulations. Toutes ces thématiques, une fois incluses dans un logiciel de simulation numérique, demandent des validations afin de pouvoir être utilisées pour l'étude de cas industriels concrets.

L'objectif de cet article est de présenter la démarche suivie pour la validation d'un code de calcul de transfert thermique de type « CHT » (Conjugate Heat Transfer) présent dans le programme libre « OpenFOAM » à travers l'étude numérique d'échangeurs de chaleur surfaciques à ailettes pour un turboréacteur. Ces échangeurs, traditionnellement dimensionnés par des moyens analytiques et empiriques, servent à refroidir les huiles de lubrification circulant dans les paliers et les roulements du turboréacteur. Le refroidissement se fait grâce à l'air circulant dans le flux secondaire du turboréacteur. Le but poursuivi est de modéliser une partie de ces échangeurs dans le programme OpenFOAM, de simuler les écoulements et de déterminer les échanges thermiques entre l'air, l'huile et les ailettes des prototypes d'échangeur. Cette validation a alors été effectuée en confrontant les résultats numériques avec les résultats fournis par des formules analytiques ou des relations empiriques et d'autres codes de simulation numérique. La validation des résultats s'est alors faite en les confrontant à des résultats obtenus via un autre logiciel de simulation numérique : ANSYS CFX.

Dans le présent article, seuls quelques résultats sont présentés, à savoir les pertes de charges dans l'huile et la distribution de température dans la partie solide de l'échangeur de chaleur.

1.1. Généralités sur les échangeurs

Un échangeur de chaleur est un dispositif dont la fonction est de favoriser le transfert de chaleur entre deux fluides ou plusieurs fluides de températures différentes. Les deux fluides sont séparés par des parois solides afin d'éviter leur mélange ; ces parois constituent la surface d'échange, appelée « surface de transfert de chaleur ». La conception d'un échangeur est un processus complexe qui fait intervenir de nombreux domaines des sciences de l'ingénieur : calcul des transferts thermiques au travers de la surface d'échange, résistance des matériaux, calcul hydraulique des pertes de charge subies par chaque fluide lors de son passage dans l'échangeur, agencement géométrique des écoulements l'un par rapport à l'autre et enfin construction et industrialisation de l'échangeur.

1.2. Définition de l'échangeur de chaleur surfacique

Les échangeurs surfaciques (« surfaces coolers ») sont particulièrement utilisés dans les circuits de lubrification des moteurs d'avion. Le principe est d'utiliser comme surface d'échange une surface existante de la structure du moteur en contact avec un flux d'air, utilisé comme source froide. Le circuit d'huile est, quant à lui, intégré dans les parois situées sous la surface d'échange. Afin d'améliorer les performances thermiques de ce type d'échangeur (coefficient de transfert thermique du gaz plus faible que l'huile), il est nécessaire d'augmenter la surface d'échange côté air au moyen de réseaux d'ailettes continues fixées à la surface et alignées dans la direction du flux d'air ; plusieurs passes peuvent également être prévues côté huile pour permettre une plus grande dissipation de chaleur.

1.3. Position de l'échangeur dans le moteur

L'échangeur surfacique est localisé dans le flux d'air secondaire. Après être entré dans le turboréacteur, le flux d'air est séparé en deux. Le premier flux se dirige vers l'étage de compression puis vers la chambre de combustion ; le second flux d'air entre en contact avec les échangeurs à ailettes pour refroidir les réseaux d'huile.

1.4. Généralités sur les pertes de charge dans un échangeur de chaleur

Cette section est une synthèse des méthodes de calcul utilisées pour déterminer les pertes de charge dans un échangeur quelconque. Les pertes de charge dans l'air n'ont pas beaucoup d'intérêt si ce n'est de valider les pertes de charge obtenues numériquement par OpenFOAM. Elles sont dès lors ignorées.

Par contre, les pertes de charge lors de l'écoulement de l'huile ont une très grande importance. Effectivement, l'huile transite dans un circuit fermé passant successivement par les paliers, les roulements et deux types d'échangeurs ; le premier permet de récupérer une partie de la chaleur contenue dans l'huile pour la transmettre au kérosène avant que ce dernier entre dans la chambre de combustion (ce qui permet d'augmenter sa chaleur spécifique et dès lors, l'énergie dégagée lors de la combustion) ; le second sert à refroidir l'huile avant de la réinjecter pour la lubrification des paliers et des roulements. La circulation de l'huile étant assurée par des pompes, il faut minimiser les pertes de charge et ainsi éviter une trop grande consommation d'énergie pour assurer une vitesse de circulation suffisante.

De manière générale, les variations de pression subies par chaque fluide au sein de l'échangeur de chaleur résultent de deux contributions principales :

- Les pertes dites « continues » dues au frottement du fluide sur les parois.: dans une canalisation cylindrique, elles sont données par le quotient :

$$Pertes_{cont} = \frac{f_D L_{AB} G^2 \bar{v}}{2D_{hyd}}$$

où f_D est le coefficient de frottement de Darcy, L est la longueur de la canalisation [m], D_{hyd} est le diamètre hydraulique de la canalisation [m], G est le flux massique constant [$\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}$] ; \bar{v} est le volume massique moyen [m^3/kg] dans la canalisation défini par :

$$\bar{v} = \frac{1}{\rho_a} + \frac{1}{\rho_b}$$

où ρ_a et ρ_b désignent respectivement la masse volumique du fluide à l'entrée et à la sortie.

Le régime doit être partout soit laminaire, soit turbulent. La formule donne une erreur plus grande quand un écoulement entre dans un régime de transition.

- Les pertes « locales » rencontrées lorsque l'écoulement traverse des singularités telles qu'une restriction ou un élargissement de la section de passage : elles s'expriment comme suit :

$$Pertes_{loc} = K \frac{\rho v^2}{2}$$

où K est le coefficient de perte de charge locale ; il dépend du type de régime (laminaire ou turbulent) et de la géométrie de la singularité ; v est la vitesse moyenne de l'écoulement en amont ou en aval de la singularité (selon le type de singularité rencontré) ; ρ est la masse volumique du fluide : pour un écoulement gazeux, on suppose donc que la variation de pression engendrée par la singularité reste faible vis-à-vis de la pression absolue. En général, la masse volumique est prise égale à celle du fluide en amont ou en aval de la singularité selon l'endroit où v est estimée.

Le calcul de pertes de charge dans un échangeur suppose généralement que les variations d'énergie potentielle sont négligeables (les canalisations sont toujours considérées comme horizontales) et qu'il n'y a aucun travail exercé par ou sur le fluide (en dehors des hauteurs de pression ($p/\rho g$) aux frontières du volume de contrôle). Dans le cas présent, les changements de section de la canalisation seront négligeables. On ne calculera dès lors que des pertes de charge dites « continues », comparées ensuite aux pertes de charge déterminées numériquement par le programme OpenFOAM.

2. Formulation du problème CHT

Les variables clés permettant de caractériser complètement un écoulement sont au nombre de six : les trois composantes du vecteur vitesse, la pression, la température et la masse volumique. Ces variables sont liées par un système d'équations (équations de conservation et équations d'état). La résolution d'un cas d'écoulement consiste à déterminer les valeurs de ces six variables en tout point du domaine.

2.1. Formulation mathématique d'un problème CHT

La figure 1 illustre le problème de transfert de chaleur conjugué. Un corps solide est partiellement en contact thermique avec un écoulement de fluide. La chaleur est échangée entre le solide et le fluide.

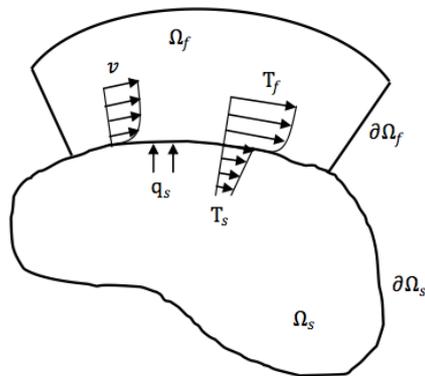


Figure 1 : Problème de transfert de chaleur conjugué entre un fluide et un domaine solide. La continuité de la température est nécessaire à l'interface, autant que la conservation du flux thermique [5]

Equations régissant le domaine fluide

Soit Ω_f le domaine du fluide et $\delta\Omega_f$ sa frontière. Le domaine Ω_f est régi par les trois lois de conservation suivantes : conservation de la masse (2.1), conservation de la quantité de mouvement (2.2) (dites équation de Navier-Stokes (NS)) et conservation de l'énergie (2.3), soit :

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \text{div}(\rho_f \vec{v}) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho_f \vec{v}}{\partial t} + \text{div}(\rho_f \vec{v} \otimes \vec{v}) + \overrightarrow{\text{grad}}(p) = \rho_f \vec{f} + \text{div}(\overline{\overline{\tau}}) \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial \rho_f E}{\partial t} + \text{div}(\rho_f H \vec{v}) = \rho_f \vec{f} \cdot \vec{v} + \text{div}(\overline{\overline{\tau v}}) - \text{div}(\lambda_f \overrightarrow{\text{grad}}(T_f)) \quad (2.3)$$

où ρ_f est la masse volumique du fluide [kg/m^3], t est le temps [s], \vec{v} est la vitesse du fluide [m/s] et p la pression dans le fluide [N/m^2] ; f représente les forces sur le fluide par unité de masse [N/kg], $\overline{\overline{\tau}}$ est le tenseur des contraintes visqueuses [N/m^2], E est l'énergie interne totale du fluide [J/kg], H est l'enthalpie totale [J/kg], λ_f est la conductivité thermique du fluide [W/mK] et T_f est la température du fluide [K] ; enfin \otimes est le symbole du produit tensoriel.

Dans les applications de l'aérodynamique, il est raisonnable de considérer que d'un point de vue calorifique, les fluides se comportent comme des gaz parfaits d'équation d'état :

$$pV = nRT \quad (2.4)$$

où R est la constante des gaz parfaits.

L'énergie interne et l'enthalpie interne, par unité de masse sont données par les équations d'état calorifique (2.5) et (2.6) [2] :

$$e = c_v T \quad (2.5)$$

$$h = c_p T \quad (2.6)$$

où c_p et c_v désignent respectivement les chaleurs spécifiques à pression et à volume constant. L'énergie totale et l'enthalpie totale, par unité de masse sont alors telles que :

$$E = e + \frac{1}{2} \vec{v} \cdot \vec{v} \quad (2.7)$$

$$H = E + \frac{p}{\rho} = h + \frac{1}{2} \vec{v} \cdot \vec{v} \quad (2.8)$$

Les conditions aux limites thermiques, imposées aux frontières du fluide qui ne sont pas en contact avec le solide ($\delta\Omega_f \setminus \delta\Omega_s$), peuvent être des conditions de Dirichlet (2.9) et/ou des conditions de Neumann (2.10). La température et son gradient ne peuvent pas être imposés simultanément en un point de la frontière ; le problème sera bien posé si :

$$\text{➤ } T_f \text{ connue sur } \Gamma_1 \text{ égale à } f_1 \quad (2.9)$$

$$\text{➤ } \lambda_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial n} \text{ connu sur } \Gamma_2 \text{ égal à } f_2 \quad (2.10)$$

où Γ_1 et Γ_2 sont des partitions de la frontière telles que

$$\text{➤ } \Gamma_1 \cap \Gamma_2 = \emptyset$$

$$\text{➤ } \Gamma_1 \cup \Gamma_2 = \Gamma = \delta\Omega_f \setminus \delta\Omega_s$$

➤ Si $\Gamma_1 = \emptyset$, la température T est connue à une constante près.

Précisons que l'indice « 1 » ou « 2 » des partitions de frontière Γ indique simplement le type de condition limite imposée. Γ_1 est une partie de la frontière du fluide où une condition de type Dirichlet est imposée tandis que Γ_2 est une autre partie de la frontière où une condition de type Neumann est imposée.

Equation régissant le domaine solide

Soit Ω_s le domaine solide de frontière $\delta\Omega_s$. L'échange thermique sur Ω_s est régi par l'équation différentielle de la conduction (2.11) [1]. Cette équation est en fait la forme simplifiée de l'équation de la conservation de l'énergie (2.3) du domaine de fluide où la vitesse est nulle (les particules du solide sont immobiles) et le milieu est considéré comme incompressible. La seule inconnue est la température du domaine solide ; sur Ω_s , on a

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = Q_v - \text{div}(\lambda_s \overrightarrow{\text{grad}}(T_s)) \quad (2.11)$$

où ρ_s est la masse volumique du solide [kg/m^3], c_s est la capacité calorifique du solide [J/kg K], T_s est la température du solide [K], Q_v représente les sources internes (ou sources volumiques) au solide [W/m^3] et λ_s est la conductivité du solide [W/m K].

Les sources internes Q_v comprennent les sources de chaleur internes au solide (notées \dot{q}_h) et le travail effectué par les forces volumiques externes $\rho \vec{f}$, lesquelles agissent directement sur la masse du volume (exemples : gravité, poussée d'Archimède).

On a :

$$Q_v = \dot{q}_h + \rho \vec{f} \cdot \vec{v} \quad (2.12)$$

Pour des problèmes stationnaires (la température n'est pas fonction du temps) sans source de chaleur \dot{q}_h et sans travail effectué par les forces volumiques, l'équation (2.11) sur Ω_s devient :

$$\nabla(\lambda_s \nabla T_s) = 0 \quad (2.13)$$

Les conditions aux limites thermiques, imposées aux frontières du solide qui ne sont pas en contact avec le fluide ($\delta\Omega_f \setminus \delta\Omega_s$), peuvent être de type Dirichlet (2.14), Neumann (2.15) ou Robin (2.16) :

$$T_s = g_1 \text{ sur } \Delta_1 \quad (2.14)$$

$$\lambda_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial n} = g_2 \text{ sur } \Delta_2 \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial n} = h \cdot (T_s - T_{\text{fluide}}) \text{ sur } \Delta_3 \quad (2.16)$$

si les Δ_k sont des partitions de frontière du domaine solide deux à deux disjointes : $\Delta_1 \cap \Delta_2 = \emptyset$, $\Delta_2 \cap \Delta_3 = \emptyset$, $\Delta_1 \cap \Delta_3 = \emptyset$ $\delta\Omega_f \setminus \delta\Omega_s = \Delta_1 \cup \Delta_2 \cup \Delta_3$ avec g_1 la température spécifiée sur Δ_1 [K] et g_2 le flux thermique spécifié sur Δ_2 [W/m²]; h est le coefficient de transfert thermique [W/m²K] et T_{fluide} est la température ambiante du fluide (température au large) [K] (à ne pas confondre avec la température dans le domaine fluide T_f). L'équation (2.16) est une condition limite de Robin (2.17) (relation linéaire entre le flux et la température sur la partie de frontière considérée) appliquée au problème de conduction :

$$\frac{\partial T_s}{\partial n} + \sigma \cdot T_s = g_3 \quad (2.17)$$

et peut aussi être imposée dans le domaine fluide mais alors sans signification physique.

Soit $\delta\Omega_c = \delta\Omega_s \cap \delta\Omega_f$, la frontière commune entre le solide et le fluide. En $\delta\Omega_c$, la continuité de la température (2.18) et celle du flux thermique (2.19) sont imposées :

$$T_f = T_s \quad (2.18)$$

$$\lambda_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial n} = -\lambda_s \cdot \frac{\partial T_s}{\partial n} \quad (2.19)$$

Le signe moins dans le second membre de l'équation (2.19) vient du fait que le flux sortant à la frontière du domaine solide est vu comme « rentrant » dans le domaine fluide.

Notons qu'à partir des équations (2.18) et (2.19), le flux thermique au niveau de l'interface fluide-solide ne sera pas continu si $\lambda_s \neq \lambda_f$.

En général, $\lambda_s \gg \lambda_f$ et le profil de température sera tel que le gradient de température dans le fluide sera plus grand que dans le solide. Les valeurs de ces deux conductivités auront un impact important sur la convergence des algorithmes de résolution des équations différentielles du problème conjugué [5].

Si on tient compte des conditions aux limites non thermiques (pression, vitesse, etc) pour les trois équations de conservation, le système d'équations mentionné précédemment formule le problème de transfert de chaleur conjugué entre un domaine solide et un domaine fluide. Sachant que la température est continue entre le fluide et le solide, T_s et T_f peuvent être remplacées par T , définie sur $\Omega_s \cup \Omega_f$.

3. Les méthodes numériques de résolution d'un problème CHT

La résolution numérique d'un problème de type CHT (« *Conjugate Heat Transfer* ») consiste à résoudre le système complet d'équations présenté dans la section précédente.

Pour résoudre les problèmes CHT, on a recours à deux méthodes : la première se base sur la continuité de la température sur l'interface fluide-solide tandis que la seconde se base sur la continuité du flux thermique à cette même interface. La continuité du flux thermique en un endroit précis sous-entend simplement que le flux sortant (resp. entrant) calculé à la sortie du domaine solide doit être identique à celui entrant (resp. sortant) dans le domaine fluide à cet endroit.

Citons la *méthode conjuguée* qui permet de résoudre le système formé des équations qui régissent le comportement du fluide et du solide dans un système unique. Cette approche permet de traiter la continuité de la température et des flux thermiques (aux interfaces) de manière implicite, directe. Elle est efficace du point de vue calculs, mais nécessite que le type de résolution numérique (par volumes finis, par éléments finis, par différences finies, etc.) utilisé pour le domaine solide soit le même que celui utilisé pour le domaine fluide.

On peut aussi calculer séparément les valeurs du flux et de la température en tout point avec un couplage assuré par des conditions limites spécifiques au niveau de l'interface. Cette approche permet l'utilisation de différentes plateformes de résolution (une pour le solide de type CSM (Computational Structural Mechanics) et une pour le fluide de type CFD (Computational Fluid Dynamics)) dans un processus itératif pour assurer la continuité de la température et des flux thermiques. L'inconvénient de cette approche, appelée *méthode couplée* ou *méthode d'échange des conditions limites*, est le besoin d'avoir recours à des itérations séquentielles entre les deux plateformes et une interpolation des conditions limites depuis un maillage vers un autre. Effectivement, les deux plateformes calculent sur leur maillage propre, qui peut être différent dans le cas du fluide et du solide. La résolution du domaine fluide fait souvent appel à des méthodes par volumes finis tandis que la résolution du domaine solide fait appel à des méthodes par éléments finis. La première calcule la valeur des différentes inconnues au centre de chaque maille tandis que la seconde détermine ces mêmes valeurs aux sommets des éléments finis (tétraèdres, hexaèdres). Il sera donc nécessaire de faire « communiquer » ces deux types de maillage. Pour ce faire, on a habituellement recours à des méthodes de projection ou d'interpolation depuis un type de maillage vers un autre. Ces deux méthodes assurent que les conditions d'équilibre de la température et des flux thermiques sont rencontrées à chaque interface fluide-solide, conditions traduites par les conditions suivantes :

$$\begin{aligned} T_{mur}^{fluide} &= T_{mur}^{solide} \\ q_{mur}^{solide} &= q_{mur}^{fluide} \end{aligned}$$

3.1. Les méthodes couplées

Ces méthodes représentent l'approche la plus simple utilisée dans l'industrie s'il est nécessaire de coupler les domaines fluide et solide pour une analyse thermique [4]. Le couplage est obtenu via un échange de conditions limites aux interfaces d'intérêt. Ceci permet une interaction externe entre un code CFD (Computational Fluid Dynamics) et un code CSM (Computational Structural Mechanics code) sans devoir les changer individuellement. La résolution se fera par l'utilisation d'un algorithme d'interface entre les deux calculateurs. Cette approche permet une flexibilité maximum dans le processus de conception car

elle divise le problème CHT en entités, problèmes plus petits, réduisant ainsi l'effort de calcul.

3.2. La méthode « flux forward temperature back »

Une des méthodes de l'approche couplée est la méthode FFTB (Flux en avant température en arrière). Dans cette méthode, la distribution de la température sur l'interface fluide-solide (appelé aussi "mur" : fig. 2) est imposée comme condition limite pour la résolution des équations régissant le domaine fluide. La distribution du flux de chaleur (déterminée par l'algorithme résolvant les équations du fluide) à l'interface est imposée comme condition limite pour la résolution de la conduction dans le domaine du solide. Arrivé au terme de son calcul, l'algorithme résolvant le domaine solide établit une nouvelle distribution de la température à l'interface. Cette distribution va être reprise par l'algorithme qui gère l'interpolation entre les valeurs limites du maillage FEM et les valeurs limites du maillage FVM. Cette boucle sera répétée jusqu'au moment où la température et les flux thermiques ne varieront plus d'une itération à une autre.

La figure 2 montre le diagramme de la méthode FFTB. Une solution adiabatique de l'écoulement (sans échange thermique entre les domaines) est utilisée comme point de départ de la boucle. Cet algorithme ne doit pas avoir impérativement convergé. Au niveau de l'interface, on peut prendre comme condition limite une température quelconque, mais on peut aussi imposer une condition limite adiabatique. Une prédiction plus précise de la température accélèrera la convergence.

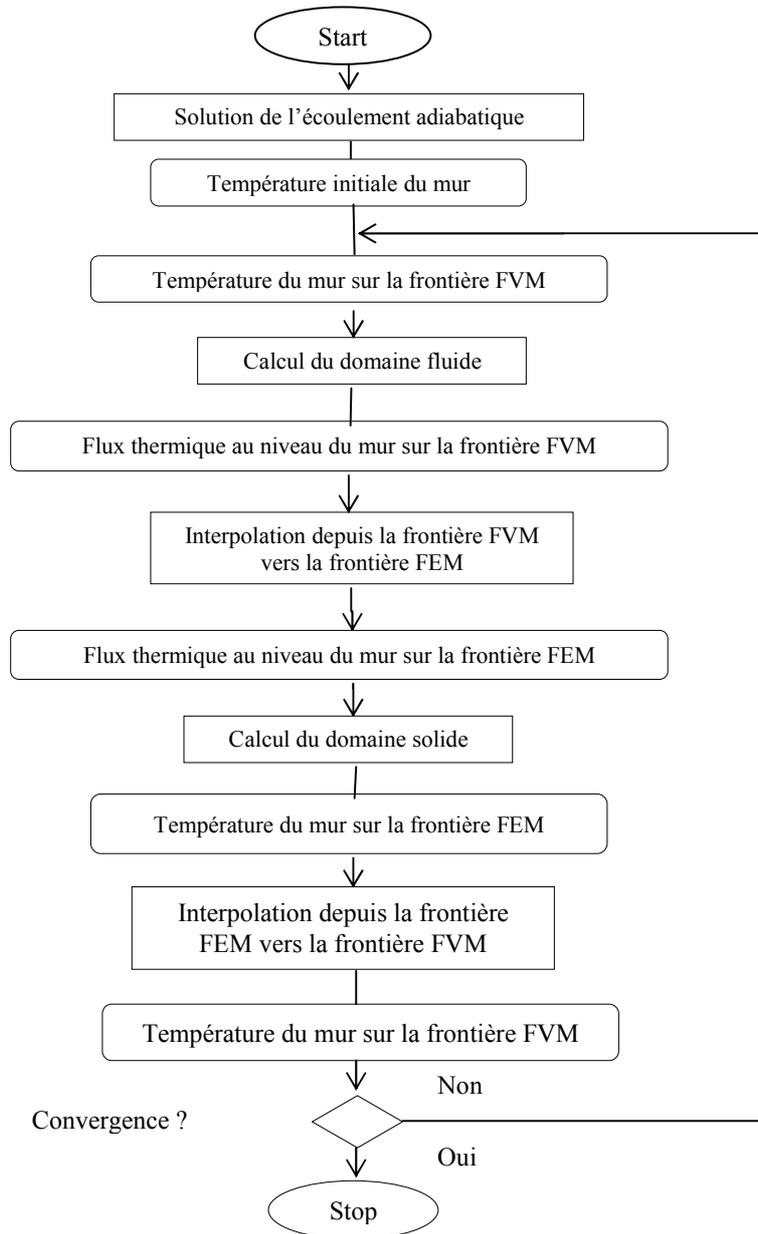


Figure 2 : Diagramme de la méthode FFTB

A chaque itération solide-fluide, l'algorithme converge vers la solution finale. En général, le nombre d'itérations effectuées pour résoudre les équations de Navier-Stokes est proportionnel au temps de calcul requis pour la résolution de la conduction dans le domaine solide. Le nombre d'itérations peut influencer la stabilité de l'algorithme [5]. La convergence est obtenue quand la température du mur et les flux thermiques au niveau du mur ne varient plus entre deux itérations successives.

4. Présentation des échangeurs à étudier et des modèles numériques

4.1. Géométrie des échangeurs

Les échangeurs à étudier sont des échangeurs air-huile surfaciques à ailettes droites (ACOC) où les écoulements de l'air et de l'huile sont parallèles ; la figure 3 illustre la géométrie d'un des échangeurs étudiés.

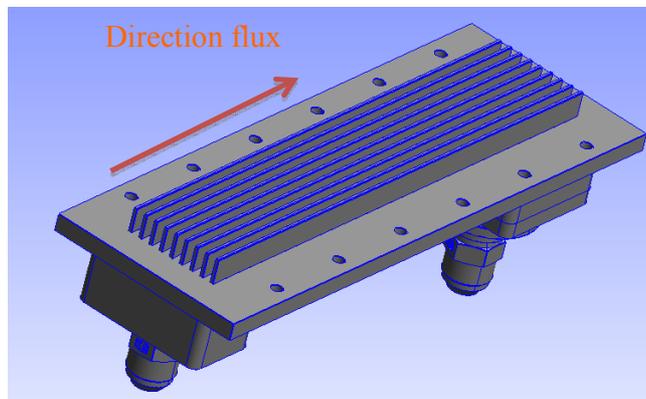


Figure 3 : Partie supérieure du prototype académique ACOC avec ailettes du côté huile, ailettes non-usinées du côté air et collecteurs d'entrée et sortie pour l'huile

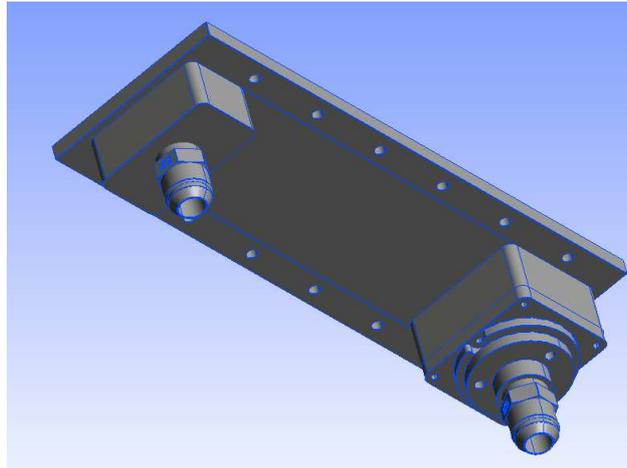


Figure 4 : Partie inférieure du prototype académique ACOC avec ailettes du côté huile, ailettes non-usinées du côté air et collecteurs d'entrée et sortie pour l'huile

Des ailettes sont présentes de part et d'autre de l'échangeur : 9 ailettes en contact avec l'air et 22 ailettes en contact avec l'huile pour ce modèle d'échangeur. Sur la figure 4, un capot de fermeture limitant le volume d'écoulement de l'huile est présent. L'écoulement de l'huile se fait donc en passant d'abord par le collecteur d'entrée. L'huile circule ensuite entre les ailettes inférieures et est finalement recueillie par le collecteur de sortie.

4.2. Modèle sous « OpenFOAM »

Afin de comparer de manière cohérente les résultats des simulations numériques et les résultats expérimentaux, il est nécessaire de créer une série de modèles numériques qui tiennent compte au mieux des conditions réelles de test et de la géométrie des échangeurs et de la veine fluide.

Sous OpenFOAM, seules les mailles de type hexaédriques peuvent être créées et dès lors, seules des ailettes non usinées sont modélisées. Enfin, les cas d'étude étant parfaitement symétriques, il suffit de modéliser la moitié de chaque prototype.

Conditions limites et initiales

Les conditions limites et initiales nécessaires à la résolution des équations différentielles partielles régissant le présent problème sont imposées de la manière suivante :

- vitesses : imposées pour l'air et l'huile sur les faces d'entrée des volumes d'écoulement de l'air et de l'huile respectivement ;
- pressions : imposées pour l'air et l'huile sur les faces de sortie des volumes d'écoulement de l'air et de l'huile respectivement ;
- températures : imposées pour l'air et l'huile sur les faces d'entrée des volumes d'écoulement de l'air et de l'huile ;
- autres surfaces : des conditions adiabatiques (flux thermiques nuls) sont placées sur les surfaces autres que les entrées, sorties et surfaces d'échanges fluides-solide. Les faces de symétrie sont caractérisées par des conditions de symétrie que l'on peut imposer sous « OpenFOAM » ;
- surface d'échanges fluides-solides : une température moyenne entre les températures d'entrée de l'air et de l'huile est imposée sur les deux interfaces suivantes : huile-solide et solide-air.

Modélisation de la turbulence

Après l'étude des nombres de Reynolds pour les deux écoulements (air et huile), il apparaît que le phénomène de turbulence s'y développe. Deux modèles de turbulence ont été considérés : k-epsilon et k-omega SST. Ces deux modèles introduisent deux équations différentielles partielles supplémentaires portant chacune sur une des deux variables turbulentes (k et epsilon / k et omega). Pour plus de détails, le lecteur est invité à consulter l'ouvrage [3].

5. Présentation et critique des résultats obtenus sous « OpenFOAM »

Seuls les résultats concernant les pertes de charge et la distribution de température dans le solide sont discutés dans le présent article.

5.1. Calcul et validation des pertes de charge du côté huile

Les pertes de charges obtenues avec « OpenFOAM » sont successivement comparées aux valeurs obtenues d'une part avec la méthode empirique (section 1.4 du présent article) et d'autre part avec le programme ANSYS CFX dans lequel l'échangeur a été modélisé. Dans notre cas, la pression à la sortie était fixée à 900222 Pa.

On calcule, via « OpenFOAM », la valeur moyenne de la pression sur la surface d'entrée de l'air ; on obtient 927019,6 Pa.

La perte de charge que subit l'huile en traversant l'échangeur, obtenue numériquement, est égale à $927019,6 - 900222 = 26797,6$ Pa. Afin de valider ce résultat, on détermine la perte de charge à l'aide de l'expression exposée dans la section 1.4 du présent article en supposant que la masse volumique est constante :

$$p_A - p_B = \frac{f_D L_{AB} G^2 \bar{v}}{2D_{hyd}} = 22921 \text{ Pa}$$

On obtient donc une différence relative de 14% par rapport à la perte de charge déterminée empiriquement. La différence relative est assez importante, néanmoins, l'ordre de grandeur des pertes obtenues numériquement reste acceptable.

A l'aide des résultats obtenus avec ANSYS CFX, on calcule numériquement une pression moyenne de sortie de l'huile égale à 928620 Pa. Sachant que la pression de sortie est fixée à 900222 Pa, la perte de charge est donc égale à 28398 Pa.

On obtient ainsi une différence relative de 5,63 % entre les deux pertes de charge obtenues respectivement avec « OpenFOAM » et ANSYS CFX. Le calcul de la différence est fait par rapport aux résultats d'ANSYS car l'objet de l'étude est la validation du code utilisé par OpenFOAM via un logiciel commercial plus couramment utilisé.

5.2. Distribution de la température dans le solide

Les températures d'entrée de l'air et de l'huile étaient imposées respectivement à 300 K et 368,16 K. La figure 5 montre l'évolution de la température le long d'une ligne placée sur une des surfaces extérieures d'une ailette du côté de l'air, pour les deux simulations réalisées (OpenFOAM et ANSYS CFX).

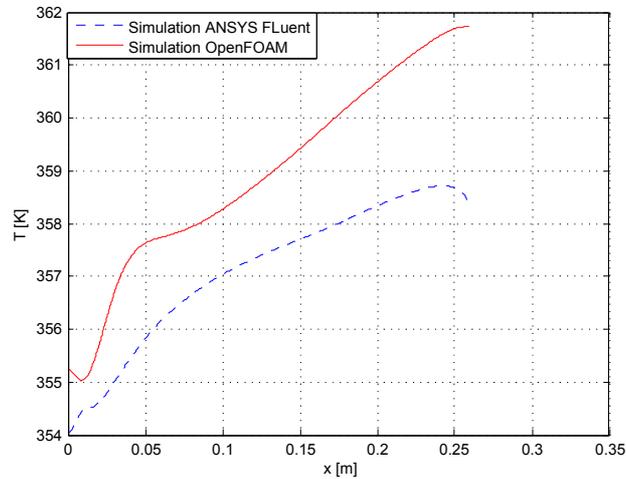


Figure 5 : Evolution de la température le long d'une ailette pour les deux simulations

On voit que les deux courbes ont une allure similaire avec une différence relative moyenne de 0,5 %. L'erreur absolue moyenne est quant à elle égale à 1,8 K. Les résultats sont donc très proches.

La figure 6 montre l'évolution de la température le long d'une ailette du côté de l'écoulement de l'huile pour les deux simulations réalisées.

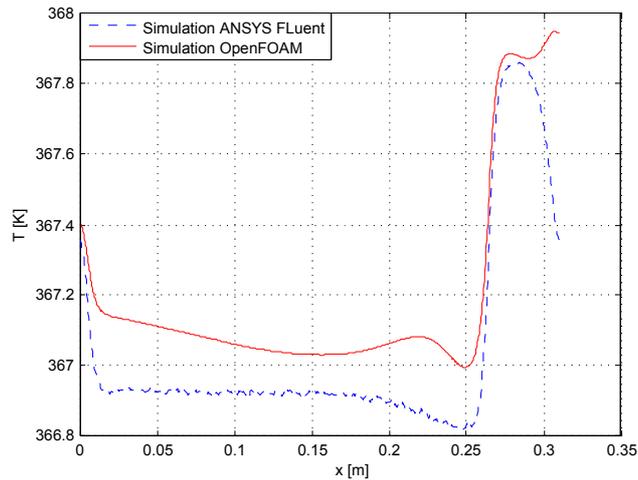


Figure 6 : Evolution de la température le long d'une ailette pour les deux simulations

A nouveau, on voit que les deux courbes ont une allure similaire avec une différence relative moyenne de 0,04 %. L'erreur absolue moyenne est quant à elle égale à 0,15 K. Les résultats sont donc très proches.

6. Conclusions

L'objectif du présent article était la présentation de la validation d'un code de calcul de transfert thermique de type CHT présent dans le programme libre « OpenFOAM » à travers l'étude numérique d'un échangeur de chaleur surfacique à ailettes. Cette validation s'est effectuée en confrontant les résultats numériques à des formules empiriques ainsi qu'à un autre code de simulation numérique dédié à la mécanique des fluides : ANSYS CFX.

Plusieurs méthodes de validation ont été utilisées, concernant, entre autres, la validation des pertes de charge pour l'écoulement de l'huile, obtenues respectivement par OpenFOAM et à l'aide de relations empiriques. Les résultats empiriques concernant les pertes de charge continues nous confortent dans

l'idée que les résultats numériques présentent une certaine cohérence et des ordres de grandeur similaires.

Concernant les résultats obtenus à l'aide du programme « ANSYS CFX », la comparaison des grandeurs caractéristiques globales des échangeurs (pertes de charge) et locales (distribution de la température dans la partie solide de l'échangeur, sur les ailettes) permet de conclure que les résultats obtenus avec OpenFOAM sont satisfaisants. Néanmoins, on ne peut pas parler de véritable validation puisque seuls des résultats expérimentaux peuvent valider ou invalider de manière indiscutable les codes de calcul utilisés. Dans cette optique, des tests sur les prototypes d'échangeurs seront réalisés à l'Ecole Royale Militaire.

7. Sources

- [1] BLAZEK, J., *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications* Oxford : ELSEVIER SCIENCES, 2001.
- [2] DABBENE, F., PAILLERE, H., *Initiation à la simulation numérique en mécanique des fluides, Cours ENSTA* Paris: Ecole Nationale Supérieure de Techniques Avancées, 2003.
- [3] LEPLAT, V., *Etude numérique d'échangeurs de chaleur surfaciques à ailettes pour un turboréacteur* Liège, HELMo-GRAMME, mémoire inédit, 2012, présenté en vue de l'obtention du grade d'ingénieur industriel, juin 2012.
- [4] MONTENAY, A., PATE, L., & DUBOUE, J., *Conjugate Heat Transfer Analysis of an Engine Internal Cavity*, Paper NO. 2000-GT-282, Munich : ASME TURBO EXPO, 2000.
- [5] VERSTRAETE, T., *Multidisciplinary Turbomachinery Component Optimization Considering Performance, Stress, and Internal Heat Transfer* Gent : von Karman Institute For Fluid Dynamics, 2009.