

Validation d'un modèle CFD Thermique pour un système de Double Embrayage à Sec.

Anthony LEVILLAIN^{1,3,*}, Pascale BRASSART¹, David DEMARE², Béatrice PATTE-ROULAND³

¹VALEO Transmissions, Centre d'Etudes des Produits Nouveaux, rue de Poulainville, 80009 Amiens,

²AREELIS Technologies, 675 Rue Isaac Newton 76800 Saint-Étienne-du-Rouvray

³CORIA UMR 6614, Avenue de l'université 76801 Saint -Etienne du Rouvray

* (auteur correspondant : anthony.levillain@valeo.com ; anthony.levillain@coria.fr)

Résumé - Les sollicitations thermiques subies par les embrayages automobiles se sont accrues depuis plusieurs années. Compte tenu de sa compacité, cette problématique est plus sensible pour un double embrayage à sec (DDC). La validation d'un modèle CFD Thermique est donc nécessaire dans le but d'améliorer le transfert de chaleur par convection. Le premier niveau de validation consiste à séparer le système complet en sous-ensembles qui sont alors validés indépendamment. Dans un second temps, des mesures d'écoulements et de températures permettent de valider le système complet.

Nomenclature

C	Couple transmis, $N.m$	Nu	Nombre de Nusselt
Ω_s	vitesse de glissement, $rad.s^{-1}$	Ta	Nombre de Taylor
Ω	vitesse de rotation, $rad.s^{-1}$	D_h	Facteur de forme
P	Puissance dissipée, W	ν	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
T	température, K	λ	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
V	vitesse du fluide, $m.s^{-1}$	h	coefficient de convection, $W.m^{-2}.K^{-1}$
G	rapport d'aspect	k	énergie cinétique turbulente, $m^{-2}.s^{-2}$
s	distance inter-disque, mm	ω	taux de dissipation de la turbulence, s^{-1}
R	rayon externe, mm	t	temps, s
K	facteur de rotation solide	<i>Indices et exposants</i>	
V_{rs}	vitesse du cœur fluide, $m.s^{-1}$	*	adimensionnée
r	rayon local, mm	r	radial
z	coordonnée axiale, mm	θ	circonférentiel
Re_θ	nombre de Reynolds rotationnel	z	axial

1. Introduction

La boîte de vitesses à double embrayage est la transmission automatisée qui permet d'obtenir le confort d'utilisation d'une boîte de vitesse automatique à convertisseur de couple hydraulique tout en conservant le rendement énergétique d'une transmission manuelle. Cela se traduit par un rendement global avantageux, au bénéfice de la consommation et du bilan CO₂, nouvelle motivation des constructeurs soucieux de respecter la future législation européenne. Les nouvelles directives et le renforcement de la concurrence obligent les constructeurs à obtenir de meilleures performances (accroissement des puissances moteurs) tout en cherchant des gains de masse (consommation) et d'encombrement. Ces évolutions ont pour effet d'accroître les sollicitations thermiques subies par les embrayages. Compte tenu de sa compacité, cette problématique est plus sensible pour un double embrayage à sec (DDC).

Les études précédentes [1] montrent que la convection représente la plus importante part du refroidissement du DDC. La connaissance de l'écoulement et de son effet sur la convection de l'embrayage est donc d'une importance primordiale. Ainsi, dans le but d'améliorer le transfert de chaleur par convection du DDC, une étude CFD thermique est

nécessaire. Les résultats présentés dans cet article concernent la validation d'un modèle dans le but de déterminer son adéquation avec la réalité. Puisque le système étudié est complexe, le premier niveau de validation consiste à séparer ce système en différents sous-ensembles. Des calculs CFD ont donc été effectués et comparés à des résultats expérimentaux de systèmes représentatifs des sous-ensembles du DDC. Les résultats expérimentaux étant issus de la bibliographie, des nombres adimensionnés tels que le nombre de Reynolds ou le rapport d'aspect sont donc choisis pour être en concordance avec le DDC. Cette première approche a permis de déterminer un modèle qui soit capable de représenter correctement l'écoulement et la thermique de systèmes en rotation. Dans un second temps, une validation du système complet est effectuée. Des résultats de simulations 3D du DDC sont comparés à des mesures LDV (Vélocimétrie Laser) ainsi qu'à des mesures thermiques.

2. Description du système

Le double embrayage à sec ou Double Dry Clutch (DDC) dispose de deux embrayages constitués chacun de deux plateaux et d'une friction (Fig. 1). L'embrayage côté moteur est constitué du plateau (1) et du plateau central (3), solidaires en rotation du volant moteur (4). L'embrayage côté moteur sert à la fois au démarrage et à l'engagement des rapports impairs par le biais de la friction (6). Celui côté boîte de vitesses, constitué du plateau (2) et du plateau central (3), en commun avec l'embrayage 1, prend en charge les rapports pairs, par le biais de la friction (5). Chacune des deux parties transmet à tour de rôle le couple à l'un des deux arbres coaxiaux d'entrée de boîte grâce aux frictions. Le mécanisme (7), en rotation à la vitesse moteur, permet l'engagement de l'un ou de l'autre embrayage. Le système du double embrayage est placé dans un carter situé entre le moteur et la boîte de vitesse.

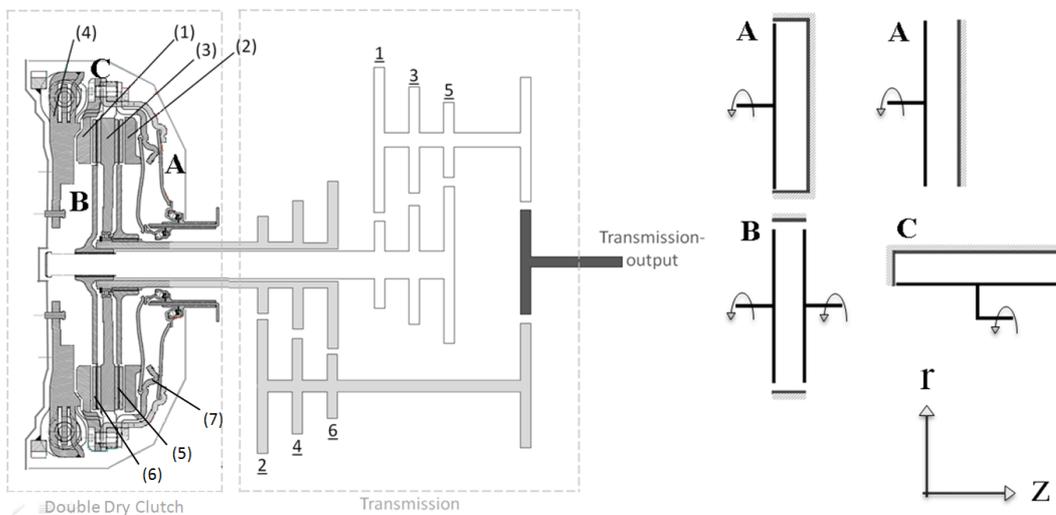


Figure 1 : Représentation schématique du double embrayage et de sa transmission.

Lors des phases d'embrayage, le disque de friction et les plateaux de l'embrayage considérés possèdent des vitesses de rotation différentes. Le passage du couple moteur vers la boîte de vitesse produit donc un échauffement par frottement entre la friction et les plateaux, tel que la puissance dissipée par frottement soit :

$$P = C.\Omega_s \quad (1)$$

L'échauffement des plateaux est principalement critique lors de démarrages en côte ou lors d'un embouteillage, où l'embrayage 1 est fortement sollicité. L'élévation de température peut alors produire des pertes de couple, causées par la diminution brutale du coefficient de frottement de la friction (phénomène de « fading »).

Pour éviter ces phénomènes, une étude sur le refroidissement du système d'embrayage est donc nécessaire. Dans une optique de validation d'un modèle CFD Thermique, le système est séparé en trois sous-ensembles représentatifs du DDC (Fig. 1) : un système rotor-stator (A), représentatif de la rotation du mécanisme (7) face au carter fixe ; un système de disques en corotation (B), représentatif du plateau (1) et du volant moteur (4) en rotation à la même vitesse ; un système de type cylindre en rotation dans un carter fixe (C), représentatif du DDC en rotation dans son carter.

Dans le cadre de la validation d'un modèle numérique, les tailles et les vitesses du système doivent être du même ordre de grandeur. Le rapport d'aspect du DDC $G=s/r$ varie de $G=0.2$ à $G=0.48$. Le nombre de Reynolds rotationnel $Re_{\theta}=\Omega R^2/\nu$ possède une plage comprise entre $4.7.10^4$ et $3.4.10^5$.

3. Modèle numérique

Le modèle numérique utilisé dans cette étude est un modèle aérothermique qui fait intervenir les équations de continuité, du bilan de la quantité de mouvement, ainsi que du bilan d'énergie [2]. La prise en compte de la turbulence fait apparaître les contraintes de Reynolds et donc le problème de fermeture des équations. Deux équations de transports supplémentaires apparaissent via un modèle de turbulence utilisé pour la fermeture des équations. Le modèle de turbulence utilisé dans cette étude a été développé par Menter [3] pour permettre la fusion du modèle de turbulence $k-\omega$ dans la région proche paroi et du modèle $k-\varepsilon$ dans le reste du domaine fluide. Les deux modèles sont liés par une fonction de mélange qui vaut zéro proche paroi et active le modèle $k-\omega$, et qui vaut un au-delà pour activer le modèle $k-\varepsilon$. Les équations de transports de la turbulence sont donc alors définies telles que :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_{\omega} - Y_{\omega} + D_{\omega} \quad (3)$$

Où G_k et G_{ω} représentent la génération de k et de ω , Y_k et Y_{ω} représentent la dissipation de ω et de k , Γ_k et Γ_{ω} représente la diffusivité efficace de k et de ω , respectivement. Enfin, D_{ω} est le terme de croisement introduit par la transformation des équations.

4. Validation des sous-ensembles

La première étape consiste à valider le système « par blocs » sur des sous-ensembles du DDC. Des expérimentations issues de la bibliographie sont alors reproduites grâce à la simulation numérique. Les résultats expérimentaux issus de différents articles sont donc comparés aux résultats numériques. Les calculs présentés dans cette partie sont réalisés en 2D-axisymétrique.

4.1. rotor-stator

On s'intéresse à l'écoulement fluide dans l'interstice entre deux disques. Deux systèmes sont étudiés. Le premier système est de type rotor-stator confiné [4]. La taille et les vitesses du système sont du même ordre de grandeur que le DDC ($G=0.08$ et $Re_{\theta}=1.10^6$). Les résultats numériques obtenus dans cette étude sont comparés aux résultats expérimentaux. Ces résultats

présentent principalement les vitesses de l'écoulement principal ainsi que le comportement de la couche limite sur chacun des deux disques.

Les résultats sont présentés dans la Fig. 2-3. Les profils de vitesse radiale et circumférentielle sont représentés le long d'un rayon. Les résultats de la simulation sont cohérents dans la forme avec les mesures. Les profils de vitesse circumférentielle présentent un cœur fluide en rotation solide. Ce cœur fluide est représenté par un facteur $K=V_{r\theta}/\Omega r$. Les facteurs K de la simulation sont d'environ $K=0.43$, ce qui est en accord avec les résultats de M.Itoh [4] qui montre que ce facteur K varie de $K=0.31$ à $K=0.42$. D'autre part, les profils de vitesse radiale sont en accord avec la mesure. Le fluide est centrifugé radialement vers l'extérieur côté rotor et un retour fluide vers l'axe du système est observé côté stator. Les vitesses radiales présentent des valeurs nulles au centre de la cavité. La comparaison des amplitudes de ces vitesses radiales côté rotor et stator entre les mesures et le calcul montre que l'erreur maximale obtenue est inférieure à 12% pour de forts rayons, et est plus forte (environ 30%) pour des rayons faibles.

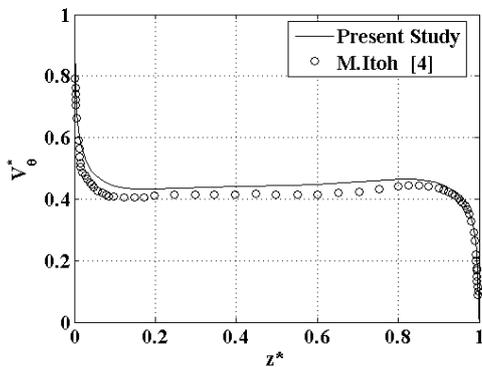


Figure 2 : vitesses circumférentielles pour $r^*=0.8$; $\Omega=251.2 \text{ rad.s}^{-1}$.

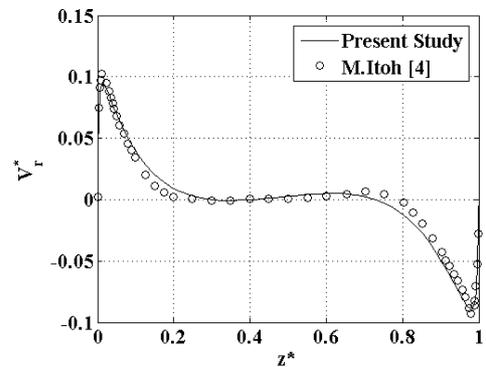


Figure 3: vitesses radiales pour $r^*=0.8$; $\Omega=251.2 \text{ rad.s}^{-1}$.

On s'intéresse ensuite à la thermique dans ce type de système. Des calculs CHT, où un flux de chaleur est imposé, sont comparés aux mesures de J.Pellé [5]. Le système, contrairement au précédent, est de type libre (sans confinement). Le flux évacué par convection est mesuré sur la surface du rotor chauffé. On compare alors le nombre de Nusselt mesuré et calculé pour des valeurs de nombres de Reynolds comprises entre $1.29.10^5 < Re_\theta < 2.58.10^5$ et des rapports d'aspect de la cavité $0.02 < G < 0.16$. Le nombre de Nusselt utilisé ici est défini par :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (4)$$

La Fig. 4 présente les résultats du Nusselt en fonction du rapport d'aspect de la cavité. Les résultats numériques surestiment les mesures expérimentales. Ces écarts sont principalement dus aux estimations de la température stator, différente de l'expérimentation par la non prise en compte du rayonnement.

4.2. Disques en corotation

On s'intéresse ensuite à l'écoulement entre deux disques confinés en corotation. À la connaissance de l'auteur, aucune étude ne s'est intéressée à la thermique pour de tels systèmes où les ordres de grandeur en tailles et en vitesses sont équivalents au DDC.

L'écoulement entre deux disques en corotation est tel qu'il existe plusieurs zones (dans l'ordre de grandeur de notre système) : proche de l'axe de rotation, une région où le fluide est

en rotation solide apparait. Les vitesses circonférentielles sont donc égales aux vitesses des parois en rotation quelque-soit la distance du fluide à la paroi. Au-delà de cette zone, deux vortex contra-rotatifs dans le plan (r,z) apparaissent. Des mesures de la limite de cette zone en rotation solide ont été effectuées par R.F.Huang et al. [6]. On se propose alors de comparer nos tailles de zones en rotation solide avec les résultats expérimentaux.

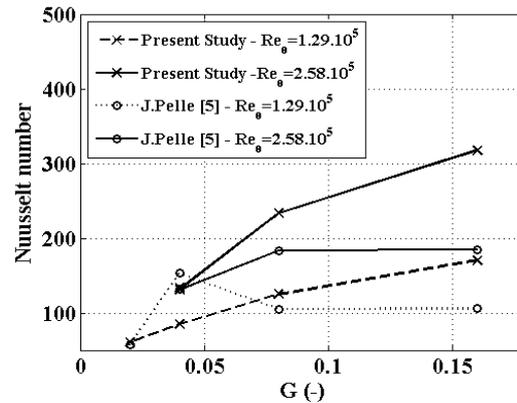


Figure 4 : Evolution du nombre de Nusselt.

La vitesse circonférentielle adimensionnée sur la ligne moyenne entre les deux disques en corotation V_θ^* est tracée en fonction de r^* dans la Fig. 5 où $V_\theta^* = V_\theta/R\Omega$ et $r^* = r/R$. La région en rotation solide correspond à la zone où la courbe évolue de façon linéaire monotone et croissante. On considère que la limite de cette région se situe à l'endroit où la dérivée de la courbe change de signe.

Expérimentalement, la limite de la région en rotation solide mesurée par R.F.Huang se situe à $r^* = 0.58$. Les résultats de simulation permettent de reproduire l'écoulement global tel que défini ci-dessus, ainsi qu'une limite de région en rotation solide situé à $r^* = 0.66$. L'écart entre la mesure et le calcul s'élève à près de 15%, ce qui est considéré comme acceptable étant données les hypothèses du calcul 2D-axisymétrique.

4.3. Cylindre en rotation

Le dernier sous-ensemble a été défini tel un cylindre en rotation à l'intérieur d'un cylindre fixe. De nombreux articles représentatifs du DDC permettent la corrélation du modèle numérique. Ces articles représentent des systèmes de type Taylor-Couette où le cylindre intérieur en rotation est chauffé, tandis que le cylindre extérieur est fixe [7-10]. Différentes configurations sont définies et comparées aux corrélations expérimentales. Le nombre de Taylor défini par Fénot [10] est utilisé pour comparer les différentes configurations.

Les résultats obtenus sont présentés dans la Fig. 6. Les résultats numériques des configurations, équivalentes au DDC en termes de tailles et de vitesses, sont comparés aux corrélations expérimentales correspondantes de Aoki et al. [7] et de Tachibana et al. [8-9]. La tendance de l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Taylor est quasiment identique. Une légère surestimation est observable pour $Ta > 5 \cdot 10^6$. L'erreur maximale observable pour la plus grande vitesse de rotation est inférieure à 20%.

5. Validation du système complet

Les corrélations expérimentales sur des systèmes simples montrent que les erreurs obtenues en termes d'écoulements et de thermique sont inférieures à 20%. La suite de l'étude

a permis la corrélation du système complet du DDC avec des mesures locales d'écoulements et des mesures de températures.

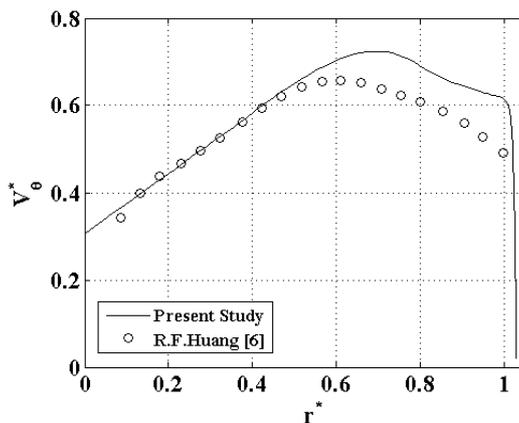


Figure 5 : Evolution de la vitesse circumférentielle sur la ligne moyenne de disques en corotation.

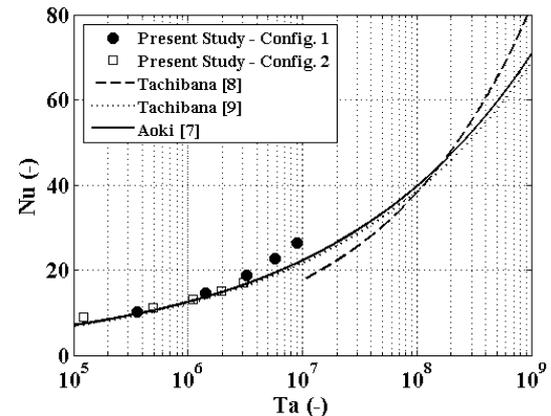


Figure 6 : Evolution du nombre de Nusselt autour d'un cylindre en rotation.

5.1. Écoulements

5.1.1. Mesures LDV

Des mesures LDV (Laser Doppler Vélocimétrie) [11] ont été réalisées sur le DDC. Cette technique a permis de mesurer des vitesses d'écoulement axiales et circumférentielles autour du DDC et au travers du carter.

Le dispositif expérimental est constitué d'un banc d'essai, qui permet la rotation du double embrayage dans son carter, d'une sonde de mesures LDV qui permet l'émission des lasers ainsi que la réception du signal, d'une platine de déplacement de la sonde, d'un ensemeur, ainsi que d'une chaîne d'acquisition LDV. Un hublot a été créé dans le carter afin de permettre un accès optique au DDC.

Les mesures ont permis de quadriller le DDC dans un plan (r,z) tel que le maillage présenté dans la Fig. 7. Les mesures sont effectuées pour cinq vitesses de rotations : de 300 rpm à 1500 rpm. Concernant la validité des mesures, une analyse statistique a permis de déterminer à partir de combien d'échantillons la mesure est valide considérant la répétabilité et l'écart-type. Les résultats de mesures sont alors comparés aux résultats de simulation en tenant compte de cette validité.

5.1.2. Résultats numériques

Un calcul 3D du DDC dans son carter est ensuite effectué pour corréler les mesures. Ce calcul est effectué sur une périodicité de 120° pour limiter le temps de calcul. Les résultats de simulation obtenus sont alors comparés aux résultats de mesures LDV. En ne prenant en compte que les mesures valides, l'écart entre la mesure et le calcul ne dépasse pas 10%. La Fig. 8 présente les résultats de la vitesse circumférentielle pour la coordonnée axiale $X=10\text{mm}$. Les points R, S et T du maillage représentés ici permettent de comparer visuellement les résultats numériques et expérimentaux. Les mesures aux points R et S sont validées et leur corrélation avec la mesure est correcte, considérant leurs écart-types respectifs. La mesure au point T n'est pas validée et n'est pas corrélée par le calcul.

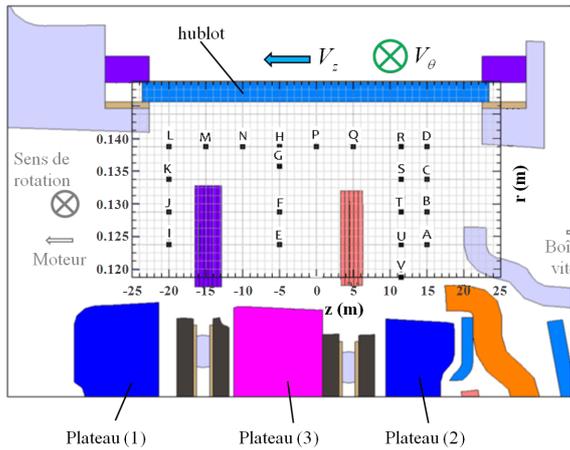


Figure 7 : maillage des mesures.

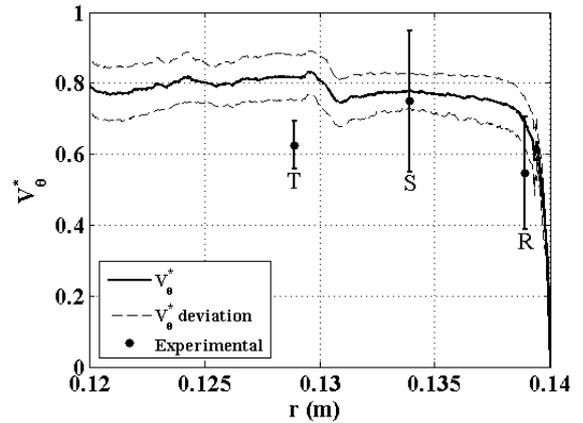


Figure 8 : corrélation mesures/calculs

5.2. Thermique

5.2.1. Mesures thermiques

Des mesures thermiques sont ensuite effectuées sur un banc d'essai VALEO. Ce banc permet de faire passer un couple dans l'un des embrayages tout en maintenant une vitesse de rotation et une vitesse de glissement constante. Une puissance P est donc dissipée dans l'embrayage (Cf. équation (1)). Des mesures de températures sont alors effectuées par le biais de thermocouples situés dans chacun des plateaux. Les thermocouples, dont les données sont récupérées par un système de télémétrie, sont situés dans chaque plateau au niveau du rayon moyen de la face de frottement en radial, et 4mm sous cette face en axial. L'essai ne s'arrête que lorsque, après avoir obtenu une puissance constante, les températures des plateaux se stabilisent. Des mesures sont effectuées pour différentes puissances et vitesses de rotation.

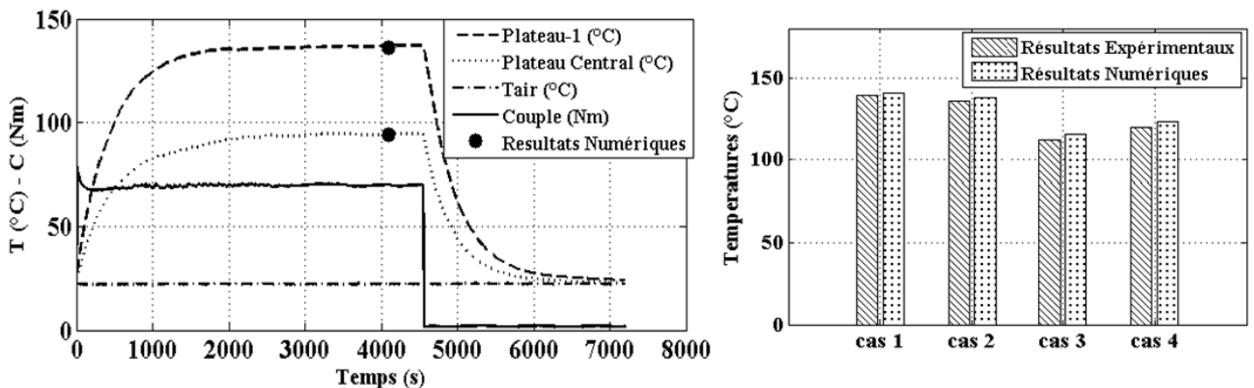


Figure 9 : Résultats expérimentaux et numériques.

5.2.2. Résultats numériques

Les puissances constantes obtenues pendant les essais thermiques sont alors utilisées comme conditions aux limites dans un calcul 3D CHT (Conjugate Heat Transfer) du DDC. Dans un premier temps, on considère la conduction et la convection forcée. La convection naturelle et le rayonnement ne sont pas pris en compte étant donné leur faible impact [1]. Les températures stabilisées des plateaux sont alors comparées entre mesures et calculs. Les écarts obtenus sont de $\pm 5^\circ\text{C}$ (Cf. Fig. 9). Considérant les incertitudes de mesures et de calculs, les résultats obtenus par ce calcul sont très satisfaisants.

6. Conclusion

Dans un premier temps, un modèle numérique CFD a été validé sur des sous-ensembles simplifiés du Double Embrayage à Sec. Des mesures bibliographiques ont permis la comparaison avec les résultats numériques. Dans un second temps, le modèle est validé sur le système complet en termes d'écoulement, avec des mesures LDV, puis en thermique, avec des mesures de températures. La méthodologie de validation utilisée lors de ces travaux a permis de déterminer un modèle numérique adapté à l'étude et au système du Double Embrayage à Sec. Les écarts obtenus entre la mesure et le calcul sont satisfaisants pour envisager une étude d'optimisation de la thermique et de l'écoulement autour de ce système.

Références

- [1] H. Minereau, Contribution à l'étude des transferts thermiques dans l'embrayage, C.N.A.M Paris, 1988, 237 p.
- [2] J.D. Anderson, Jr., "Computational Fluid Dynamics –The Basics with Applications," McGraw-Hill, Inc., New York, ISBN 0-07-001685-2.
- [3] F.R. Menter, Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, AIAA Journal, 32(8): 1598-1605, August 1994.
- [4] M.Itoh et al.: Experiments on turbulent flow due to an enclosed rotating disk, Exp. Thermal and Fluid Science, 5(3), pp 359-368, 1992.
- [5] J. Pellé, S. Harmand, Heat transfer measurement in an opened rotor-stator system air-gap, Exp. Thermal and Fluid Sc., 31 (2007) 165-180.
- [6] R.F. Huang et al., Turbulent flow of quadrangle mode in interdisk midplane between two shrouded co-rotating disks, Exp. Th. And Fluid Sc., 35 (2011), 1608-1620.
- [7] H. Aoki, H. Nohira, H. Arai, Convective Heat Transfer in an annulus with an inner rotating cylinder, Jpn Soc. Mech. Eng., Vol. 10, No. 39, 1967.
- [8] F. Tachibana, S. Fukui, Convective Heat Transfer of the Rotational and axial Flow between two concentric cylinders, Jpn Soc. Mech. Eng., Vol. 7, No. 26, 1964.
- [9] F. Tachibana, S. Fukui, Heat Transfer in an annulus with an Inner Rotating Cylinder, Jpn Soc. Mech. Eng., Vol. 3, No. 9, 1960.,
- [10] M. Fénot, Y. Bertin, E. Dorignac, G. Lalizel, A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow, Int. J. Thermal Sc., 50 (2011), 1138-1155.
- [11] A. Boutier, Vélométrie laser pour la mécanique des fluides, Lavoisier 2012, ISBN 978-2-7462-3821-3.

Remerciements

Cette étude a été supportée par la société VALEO Embrayages. Les auteurs souhaitent remercier F.Hermant pour son aide sur les mesures sur banc thermique ainsi que E.Commeine pour sa précieuse aide sur la réalisation des modèles numériques. Les auteurs souhaitent remercier la société AREELIS Technologies pour les mesures par Laser Doppler Vélométrie.