

Caractérisation thermo-hydraulique de câbles en conduit de bobines supraconductrices de tokamaks

Q. Gorit^{1,2}, J. Gaspar², G. Jiolat¹, B. Lacroix¹, A. Louzguiti¹, C. Nguyen Thanh Dao¹, S. Nicollet¹, F. Topin² et A. Torre¹

¹ CEA, IRFM, F-13108 Saint-Paul-lez-Durance, France

² Aix Marseille Univ, CNRS, IUSTI, Marseille, France

*(auteur correspondant : quentin.gorit@cea.fr)

Résumé - Les supraconducteurs de type câble en conduit, constituant les bobines de tokamak, sont composés d'un milieu poreux refroidi par un écoulement d'hélium forcé à température cryogénique. Dans le cadre de la caractérisation des propriétés thermo-hydrauliques de ces câbles, des expériences d'écoulement forcé de fluide en équilibre ou en déséquilibre thermique avec les solides ont été réalisées. Une méthode inverse appliquant un modèle d'écoulement ainsi qu'un modèle thermique à trois températures permet l'estimation des coefficients de friction et d'échange convectif volumique du milieu. Les résultats mettent en évidence une plage de mesure testée appartenant à un régime inertiel et des coefficients d'échange convectif en accord satisfaisant avec la corrélation de Dittus-Boelter.

Nomenclature

A	surface, m ²	h	coefficient d'échange convectif, W.m ⁻² .K ⁻¹
L	longueur de l'échantillon, m	f	coefficient de friction de Darcy
e	épaisseur, m	K	perméabilité, m ²
D_h	diamètre hydraulique, m	<i>Symboles grecs</i>	
P_w	périmètre mouillé, m	β	coefficient inertiel, m ⁻¹
C	capacité thermique, J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	ρ	masse volumique, kg.m ⁻³
T	température, K	λ	conductivité thermique, W.m ⁻¹ .K ⁻¹
v	vitesse, m.s ⁻¹	μ	viscosité dynamique, Pa.s
p	pression, Pa	μ_{JT}	coefficient de Joule-Thomson, K.Pa ⁻¹
R'	constante spécifique du gaz, J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	<i>Indices et exposants</i>	
\dot{m}	débit massique, kg.s ⁻¹	s	solide (brins ou gaine)
q	flux thermique, W.m ⁻³ .K ⁻¹	ext	environnement extérieur
Re	nombre de Reynolds	$ruban$	ruban en acier
Pr	nombre de Prandtl	$stagnant$	fluide stagnant entre ruban et gaine
Nu	nombre de Nusselt		

1. Introduction

Le refroidissement des aimants supraconducteurs de tokamak peut être effectué à l'aide d'un écoulement forcé d'hélium supercritique à température cryogénique, e.g. 4.5 K. L'aimant est dans ce cas constitué de conducteurs bobinés de type câble en conduit, ceci assurant l'évacuation efficace de la chaleur et la stabilité thermique pour l'état supraconducteur. Une perte de cette stabilité est un évènement majeur durant l'opération d'un tokamak du fait de l'endommagement potentiel de l'aimant. En effet, la transition irréversible de l'état supraconducteur vers l'état résistif convertit, par effet joule, d'importantes quantités d'énergie magnétique stockée dans la bobine en chaleur, e.g. 10⁶ J. Il est donc nécessaire pour la sûreté de la machine de modéliser et de prédire le comportement thermo-hydraulique de ces câbles. Pour ce faire, les paramètres géométriques, d'écoulement et de transferts thermiques des câbles doivent être mesurés.

Les échantillons testés proviennent d'une bobine toroïdale de JT-60SA. Ils sont composés

de 486 brins de cuivre ou de niobium-titane dans un agencement multiétages de torsades qui est enrubanné puis inséré dans une gaine en acier. La morphologie complexe du milieu est un poreux inséré dans un conduit [1]. D'une longueur de 1 m, ils correspondent à plus de trois fois le pas de torsade (0.29 m) du dernier étage des brins. Cette longueur assure un écoulement développé hydrauliquement et thermiquement et est représentative de la morphologie complète du câble qui se répète à chaque pas de torsade dans l'aimant de longueur totale 113 m. Les paramètres géométriques des échantillons ont été déterminés à partir de mesures 3-D de tomographie aux rayons X [2] sur un échantillon du même câble, voir Figure 1. L'épaisseur de gaine est réduite de moitié afin de limiter son inertie thermique et son influence. Le diamètre hydraulique choisi dans le cadre de cette étude est une longueur caractéristique de l'échelle du pore. Il est déterminé à partir d'une surface de fluide et de périmètres mouillés moyennés le long de l'échantillon. Les brins sont supposés de sections identiques et circulaires. La surface de fluide moyenne est calculée à partir du volume de fluide divisé par la longueur d'échantillon. Ce volume de fluide est déduit de la soustraction des volumes de solides (brins, gaine et ruban) au volume total d'échantillon. Les périmètres mouillés entre fluide et brins ainsi qu'entre fluide et gaine sont estimés sur chaque section tomographiée puis moyennés longitudinalement.

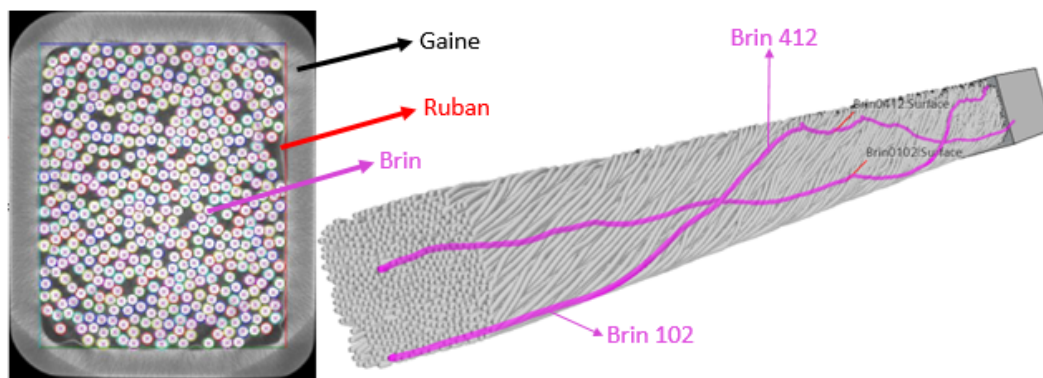


Figure 1 : Image et reconstruction 3-D d'un câble à partir de résultats de tomographie à rayon X

Il existe peu de travaux dans la littérature concernant la mesure du coefficient d'échange convectif h entre les solides (brins/gaine) et le fluide dans les câbles en conduit. Ce paramètre reste donc estimé par des corrélations générales et admises dans la communauté de fusion (e.g. corrélation de Dittus-Boelter ou analogie de Colburn-Reynolds [3]) montrant des résultats divergents. Néanmoins, des mesures stationnaires et transitoires avec un flux de chaleur externe imposé sur la gaine induisant un déséquilibre thermique entre phases ont déjà été réalisées auparavant [4], [5]. Ces résultats portent sur la mesure du coefficient d'échange thermique pariétal (local) et non volumique (global) entre fluide et gaine. Une autre méthode transitoire qui consiste à imposer une variation de la température de fluide en entrée d'écoulement et de mesurer la réponse en sortie a aussi été appliquée avec succès [6]. Le coefficient d'échange thermique estimé dans ce cas était effectif pour le volume entre l'entrée et la sortie. Ces mesures concernaient des câbles spécifiques comportant un canal de refroidissement supplémentaire en forme de spirale (e.g. bobine toroïdale du tokamak ITER). Le paramètre mesuré correspondait à l'échange thermique entre deux écoulements de fluide (l'un circulant dans la région des brins et l'autre circulant dans le canal) et non à l'échange thermique entre fluide, brins et gaine. Il est proposé dans cette étude de mesurer le coefficient d'échange convectif volumique entre brins et fluide via cette approche, ce qui requiert une méthode d'inversion et donc un modèle associé. Un modèle à trois températures a donc été développé pour analyser la réponse du système à une perturbation. Le coefficient de friction du câble est aussi mesuré car il est requis dans cette analyse. La détente due aux pertes de charge induit des gradients de pression, de densité, de

vitesse ainsi qu'un effet de compressibilité (l'effet Joule-Thomson) agissant comme un puits thermique à modéliser et réduisant dans ce cas la température le long de l'écoulement. Contrairement au coefficient d'échange thermique, de nombreuses études ont porté sur la mesure du coefficient de friction dans les câbles en conduit [7]. Il en ressort plus particulièrement deux approches. L'une repose sur le modèle d'écoulement dans un conduit de Darcy-Weisbach [8] et l'autre sur le modèle d'écoulement dans un milieu poreux de Darcy-Forchheimer [9]. Le modèle de Darcy-Forchheimer est ici appliqué pour mesurer les paramètres d'écoulement propres à la morphologie du câble, à savoir la perméabilité K et le coefficient inertiel β . L'analogie entre les deux modèles permet ensuite de déduire le coefficient de friction de Darcy f en fonction des paramètres d'écoulement.

Le papier décrit le dispositif et protocole expérimentaux. Il se concentre ensuite sur la description du modèle hydraulique et thermique ainsi que la mesure des coefficients de friction et d'échange convectif. Les résultats sont discutés et comparés aux corrélations de la littérature.

2. Dispositif expérimental

Nous proposons un dispositif expérimental basé sur l'adaptation d'un banc d'essais existant et précédemment destiné à l'étude des pertes de charge dans ce type de câble [10]. La boucle expérimentale est représentée en Figure 2. Elle utilise de l'azote gazeux à température ambiante comme fluide de travail dans des conditions équivalentes à un écoulement forcé d'hélium supercritique, en similarité de conductivité thermique ($\lambda = 0.02 \text{ W.m.}^{-1}\text{K}^{-1}$), des nombres de Reynolds ($Re = [100 \text{ } 10000]$) et de Prandtl ($Pr = [0.6 \text{ } 0.7]$).

Le coefficient de friction est déterminé à nombre de Reynolds équivalent comme décrit en équation (1) résultant de l'analogie entre les deux modèles d'écoulement précédemment cités :

$$f = 2D_h \left(\frac{D_h}{K} \frac{1}{Re} + \beta \right) \quad (1)$$

Le nombre de Nusselt, et donc le coefficient d'échange convectif, sont déterminés à Reynolds et Prandtl équivalents avec l'équation (2).

$$Nu = h \frac{D_h}{\lambda} = a Re^\alpha Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

L'azote est délivré à une pression de 20 bar au maximum avec une plage de débit massique allant de 10 à 110 kg/h. L'azote circule en amont de l'échantillon à travers un circuit à température ambiante ou bien à travers un circuit parallèle chauffé avec deux souffleurs de 4 kW, élevant la température du fluide d'environ 15°C.

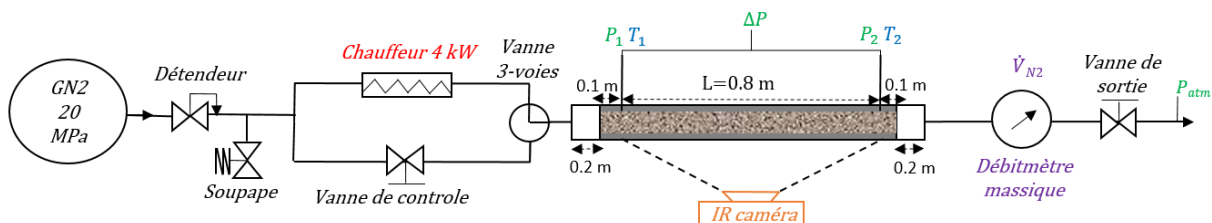


Figure 2 : Schéma du dispositif expérimental

L'instrumentation est composée d'un débitmètre massique BROOKS MF64S placé en aval de l'échantillon, de deux manomètres absolus et un différentiel Rosemount 3051 ainsi que deux sondes platines PT100 piquées à travers la gaine qui est percée à 10 cm de l'entrée et de la sortie de l'échantillon. De plus, une caméra infrarouge Telops M3k placée en face de l'échantillon permet la mesure du profil de température le long de la gaine qui a été recouverte d'une peinture dont l'émissivité ($\epsilon = 0.97$) a été évaluée avec un spectromètre dans la

gamme de longueur d'onde de la caméra. La métrologie thermique adoptée permet l'analyse de la réponse du système à des pulses thermiques en imposant au modèle la température de fluide mesurée en entrée puis en comparant les résultats expérimentaux et simulés de la température de fluide en sortie. La mesure infrarouge permet une comparaison supplémentaire sur le profil de température de gaine ainsi que d'étudier son couplage thermique avec le fluide.

Le protocole expérimental consiste à régler le débit d'azote avec un écoulement stationnaire. La puissance de chauffage est ensuite réglée. Nous imposons finalement des fluctuations de la température d'entrée à l'aide de la vanne trois voies sans variation du débit.

3. Modèle à trois températures

Le fluide est compressible, les profils de pression, densité et vitesse sont obtenus à partir de la conservation de la masse en stationnaire. En effet, le débit est constant durant les expériences. Les propriétés du fluide, mise à part la température, sont par conséquent considérées constantes. Il en est de même pour les propriétés des solides présentant de faibles variations sur la plage de température testée, ± 20 °C à température ambiante. Les propriétés du composite de cuivre et de niobium-titane constituant les brins sont homogénéisées avec des moyennes surfaciques et massiques. La conservation de quantité de mouvement (équation (4) de Darcy-Forchheimer) et l'équation d'état permettent de fermer ce modèle :

$$\frac{d\rho(x)v(x)}{dx} = 0 \quad (3)$$

$$\rho(x)\frac{dp(x)}{dx} = -\left(\frac{\mu}{K}\frac{\dot{m}}{A} + \beta\left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2\right) \quad (4)$$

Les modèles thermo-hydrauliques de références pour les câbles en conduit [11], ainsi que les études expérimentales similaires appliquées à des mousses (échangeur poreux) [12], ont dirigé notre choix de modèle vers un système d'équations 1-D d'advection-diffusion. Le modèle est un milieu continu équivalent et fictif composé de trois phases (brins/gaine/azote) aux propriétés effectives liées à la porosité et couplées thermiquement par convection. Il y a donc une équation de conservation de l'énergie par phase (deux solides brins et gaine ainsi que le fluide) :

$$\rho_s C_s \frac{\partial T_s(x, t)}{\partial t} = \lambda_s \frac{\partial^2 T_s(x, t)}{\partial x^2} + h_s \frac{P w_s}{A_s} (T(x, t) - T_s(x, t)) + q_{ext_s} \quad (5)$$

$$\rho C_p \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} + \rho C_p v \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} = \lambda \frac{\partial^2 T(x, t)}{\partial x^2} + \rho C_p v \mu_{JT} \frac{\partial p(x)}{\partial x} + \sum_{s=1}^2 h_s \frac{P w_s}{A} (T_s(x, t) - T(x, t)) \quad (6)$$

Les coefficients d'échange thermique brins/fluide et gaine/fluide sont dissociés comme suggéré par Lacroix [5]. Des résistances thermiques entre fluide et gaine sont introduites pour modéliser l'effet des épaisseurs de ruban et de fluide stagnant :

$$\frac{1}{h_{2(gaine)}} = \frac{1}{h_{1(brins)}} + \frac{e_{ruban}}{\lambda_{ruban}} + \frac{e_{stagnant}}{\lambda} \quad (7)$$

Le flux thermique échangé avec l'extérieur par convection naturelle est nul concernant les brins, alors que pour la gaine il est modélisé par :

$$q_{ext_{2(gaine)}} = h_{ext} \frac{P_{w_{ext}}}{A_{2(gaine)}} (T_{ext} - T_{2(gaine)}(x, t)). \quad (8)$$

Conditions initiales : Les profils initiaux de température des différents solides sont considérés en équilibre thermique avec celui du fluide ($T(x, 0) = T_s(x, 0)$).

Conditions aux limites : Les conditions aux limites du type Dirichlet sont imposées à l'entrée de l'échantillon et seulement à l'écoulement de fluide. La pression et la vitesse en entrée sont toujours constantes mais la température est variable. L'équilibre thermique du système est donc perturbé par une température de fluide imposée ($T(0, t) = T_{entrée}(t)$). Les conditions aux limites du type Newton s'imposent à la fois à la sortie de l'écoulement de fluide et aux deux extrémités des solides. Les flux thermiques échangés dans la direction longitudinale avec l'amont et l'aval de l'échantillon à ces positions sont considérés nuls.

Résolution numérique : Un schéma numérique amont et implicite est résolu par volumes finis avec une méthode inspirée de celle de Patankar [13]. Les trois équations de conservation de l'énergie sont résolues de manière couplée. Le produit matriciel à chaque pas de temps du vecteur contenant les sources et de la matrice inversée, fournit les profils de température. L'hypothèse de propriétés constantes permet dans cette résolution un gain de temps de calcul (400 s simulées en 2.5 s sur une machine standard, RAM : 16 Go et fréquence CPU : 2.4 GHz).

4. Estimation des paramètres

Chaque expérience comporte une plage stationnaire et une plage à température en entrée variable qui sont respectivement utilisées afin de mesurer les coefficients de friction et d'échange convectif des échantillons.

Analyse de la période stationnaire : Le coefficient de friction est déterminé avec l'équation (1) après avoir mesuré la perméabilité et le coefficient inertiel du milieu. Une simplification du modèle permet ces estimations. Les hypothèses simplificatrices supposent un état d'équilibre thermique entre phases ainsi qu'un écoulement de gaz parfait et isotherme. Les hypothèses ainsi que l'intégration et la combinaison des équations (3) et (4), comme décrites par Bonnet [14], mènent à l'équation suivante pour la conservation de quantité de mouvement :

$$-\frac{A}{2R'T} \left(\frac{p_{sortie}^2 - p_{entrée}^2}{L\mu\dot{m}} \right) = \frac{1}{K} + \beta \frac{\dot{m}}{\mu A} \quad (9)$$

Cette expression de la perte de charge fournit une fonction linéaire dans laquelle les inconnues sont les paramètres d'écoulement du milieu. La perméabilité et le coefficient inertiel sont donc estimés à l'aide de l'équation (9) appliquée aux mesures de pertes de charge sur les débits testés et d'une régression linéaire.

Analyse de la période transitoire : Le coefficient d'échange convectif brins/fluide $h_{1(brins)}$ est finalement estimé par une méthode inverse utilisant le modèle à trois températures. Le coefficient d'échange de chaleur entre la gaine et l'extérieur h_{ext} ainsi que l'épaisseur de fluide stagnant entre le ruban et la gaine $e_{stagnant}$ sont aussi des inconnues du modèle. La méthode des moindres carrés permet d'estimer l'erreur entre les évolutions de température de fluide en sortie, simulée et expérimentale. L'erreur est ensuite minimisée à l'aide de deux méthodes distinctes :

- Méthode 1 : dichotomie dans laquelle $h_{ext} = 10 W.m^{-2}.K^{-1}$ est approximé par la corrélation de Churchill et Chu [15] et $e_{stagnant} = 45 \mu m$ a été estimé par Lacroix [5]
- Méthode 2 : optimisation par essais particuliers [16] capable de converger vers un minimum global pour les trois paramètres inconnus simultanément

5. Résultats

Coefficient de friction : Les pertes de charge mesurées puis calculées à différents débits sont présentées en Figure 3 pour l'échantillon JTF032. Les coefficients de friction mesurés sont comparés aux corrélations de Katheder [17] et de Decool (Katheder modifié) [10]. Les moyennes des écarts relatifs sont respectivement 34 % et 23 %.

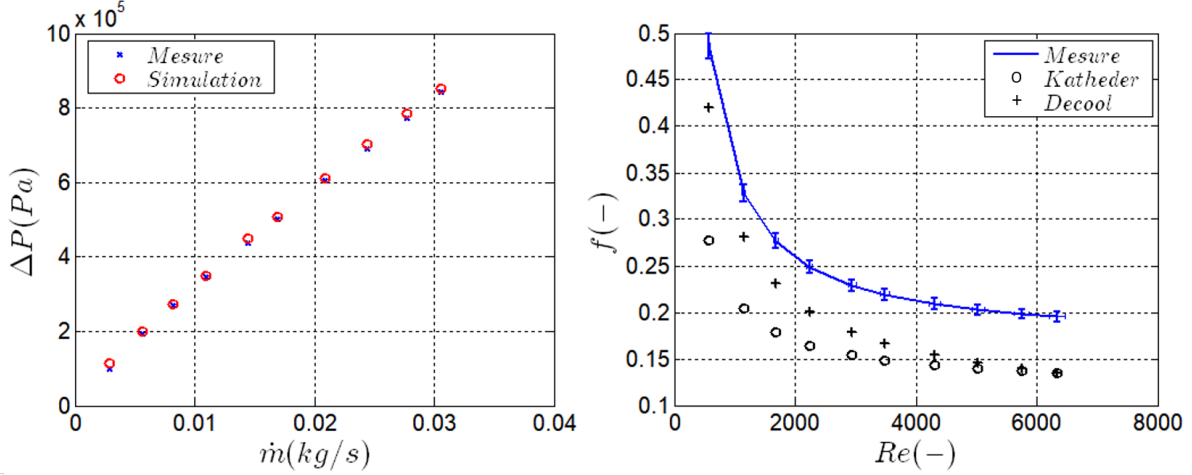


Figure 3 : Pertes de charge en fonction du débit massique (gauche) / Coefficient de friction en fonction du nombre de Reynolds (droite)

La Figure 4 permet l'analyse du régime d'écoulement qui peut être laminaire ($\beta = 0$), de transition ($\beta = f(v)$) ou inertiel ($\beta = cst$) [18]. Le terme gauche de l'équation (9) indique une dépendance linéaire au débit. La plage de mesure testée appartient dans ce cas au régime inertiel. La perméabilité mesurée est définie à partir de l'ordonnée à l'origine de la régression linéaire. Le paramètre est donc surestimé et sa détermination requiert une instrumentation plus précise sur la plage des bas débits. Néanmoins, les paramètres mesurés permettent le calcul des pertes de charge et donc des effets de compressibilité avec une précision suffisante, voir Figure 3.

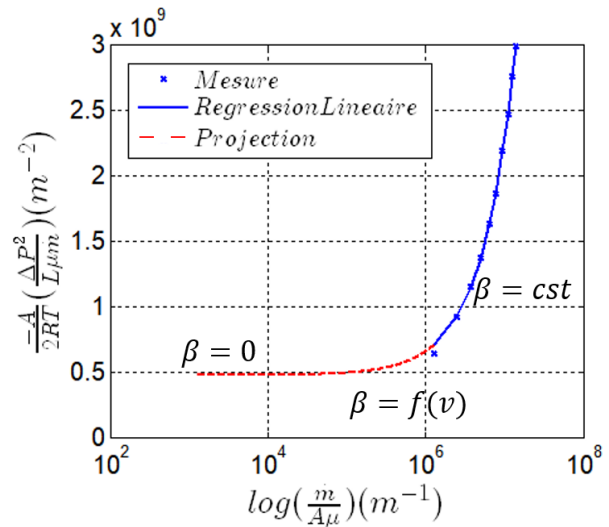


Figure 4 : Régression linéaire et projection à partir de l'équation (9) et des mesures expérimentales

Coefficient d'échange convectif volumique : La Figure 5 (gauche) présente les évolutions des températures de fluide mesurées en entrée et sortie d'échantillon pour le débit maximal testé ainsi que la température de fluide en sortie simulée. Les résultats simulés sont en accord avec l'expérience après identifications des paramètres inconnus avec la méthode 2.

Les nombres de Nusselt obtenus pour l'échange convectif brins/fluide sont présentés en Figure 5 (droite) et comparés aux corrélations de Dittus-Boelter, Colburn-Reynolds [3], Achenbach [19] et Lewandowska (défini pour un câble ITER à double canal) [20]. L'état de l'art actuel ne permet pas de choisir le coefficient d'échange convectif car les résultats des corrélations montrent des écarts importants. Les nombres de Nusselt et coefficients d'échange convectif mesurés sont respectivement sur les plages [6 16], [300 900] $W.m^{-2}.K^{-1}$ avec la méthode 1 et [9 30], [550 1700] $W.m^{-2}.K^{-1}$ avec la méthode 2, ces valeurs sont en accord satisfaisant

avec la corrélation de Dittus-Boelter. Les corrélations de Lewandowska et Colburn-Reynolds montrent que le comportement thermo-hydraulique varie selon le type de câble et qu'il faut donc les caractériser individuellement.

L'ajustement de l'équation (2) sur les nombres de Nusselt volumiques identifiés par la méthode 1 sur nos points expérimentaux conduit à $a = 1.083$ et $\alpha = 0.315$. Les corrélations comparées possèdent un α compris entre 0.5 et 0.8 confirmant le comportement différent du câble testé.

Nous avons réalisé des thermographies infrarouges de la gaine dans un second temps et avons vérifié leurs accords avec les simulations utilisant les paramètres estimés.

La Figure 5 (bas) présente les profils de température de gaine et les compare aux résultats de simulation à différents temps indiqués sur la Figure 5 (gauche). La dynamique mesurée diffère de celle simulée. Un étalonnage fin de l'ensemble des mesures est sans doute nécessaire pour affiner ces conclusions. Les températures de gaine mesurées sont plus proches des températures simulées pour le fluide que pour la gaine. Cela montre qu'il faut prendre en compte ces mesures dans le processus d'identification. De plus, notre mesure de température de fluide est un piquage à travers la gaine. Les brins ne sont pas percés et le thermocouple est positionné en proche paroi. La mesure n'est peut-être pas assez représentative du fluide circulant dans la région des brins.

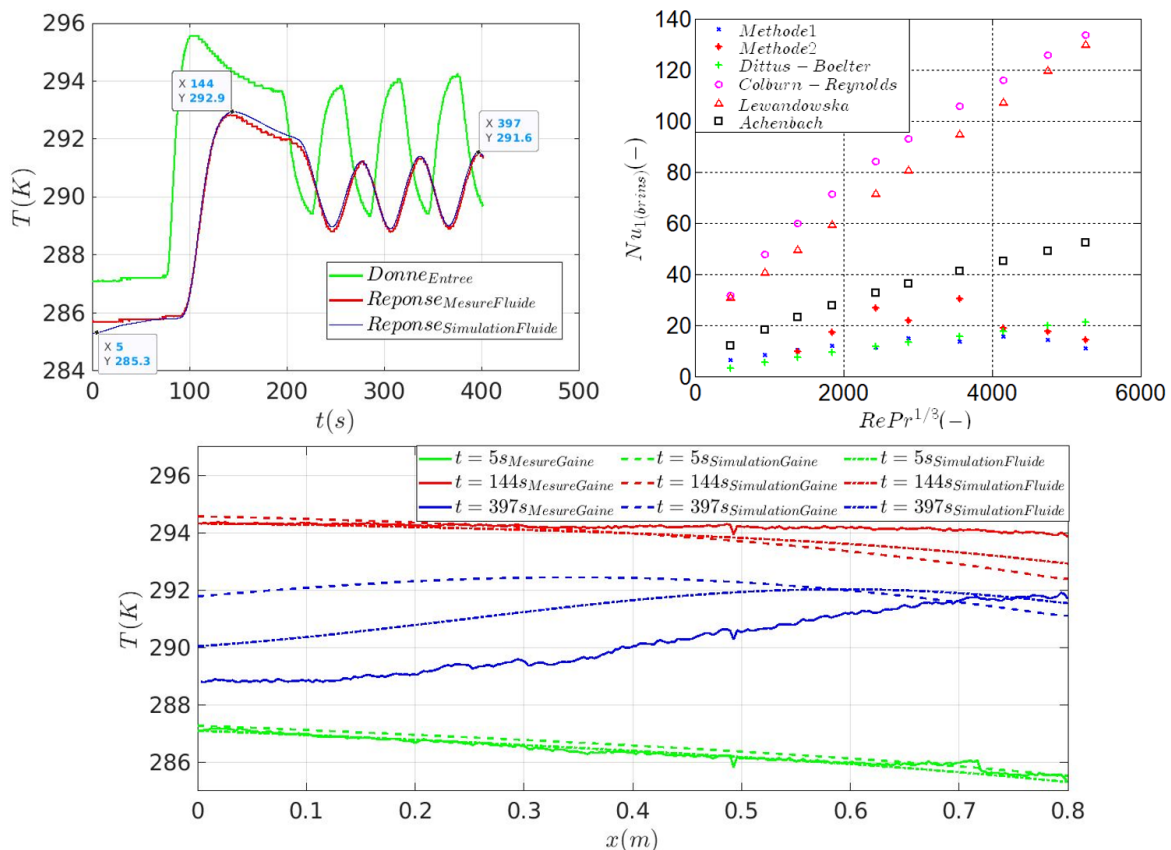


Figure 5 : Evolutions de température de fluide en entrée et sortie d'échantillon mesurées et simulées avec la méthode 2 (gauche) / Nombre de Nusselt en fonction du produit du Nombre de Reynolds et de Prandtl à la puissance 1/3 (droite) / Profils de température de gaine mesurés et simulés avec la méthode 2 (bas)

6. Conclusion

Un banc expérimental de mesures de pertes de charge et de température dans un câble en conduit a été réalisé. Nous avons développé des modèles hydraulique et thermique de l'échantillon. Une méthode de post-traitement et d'inversion ont été utilisées pour estimer les propriétés thermo-hydraulique d'une série d'échantillons. Nous avons mesuré les coefficients de friction et d'échange convectif volumique entre les phases solides et fluide ainsi que la résistance ther-

mique entre ruban et gaine. Les résultats ont été confrontés aux corrélations couramment utilisées dans la communauté fusion. Des analyses paramétriques sont en cours d'étude sur une centaine d'échantillons pour la mesure du coefficient de friction et sur cinq échantillons pour les propriétés d'échange thermique.

Références

- [1] L. Bottura, C. Marinucci, A porous medium analogy for the helium flow in CICC, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 51, Issues 9–10, 2008, Pages 2494-2505, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.051>.
- [2] L. Zani, I. Tiseanu, M. Chiletti, D. Dumitru, M. Lungu and F. Topin, "Extensive Analyses of Superconducting Cables 3D Geometry With Advanced Tomographic Examinations," in *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 31, no. 5, pp. 1-5, Aug. 2021, Art no. 4800705, doi : 10.1109/TASC.2021.3059600.
- [3] Colburn, A.P. (1933) A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and A Comparison with Fluid Friction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 7, 1359-1384. [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(64\)90125-5](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(64)90125-5).
- [4] Monika Lewandowska, Aleksandra Dembkowska, Paweł Herbin, Leszek Malinowski, Steady-state transverse heat transfer in a single channel CICC, *Cryogenics*, Volume 110, 2020, 103124, ISSN 0011-2275, <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2020.103124>.
- [5] B. Lacroix, B. Rousset, H. Cloez, P. Decool, J. L. Duchateau, et al.. Using the HELIOS facility for assessment of bundle-jacket thermal coupling in a CICC. *Cryogenics*, 2016, 80 (3), pp.374-384. <10.1016/j.cryogenics.2016.05.007>. <hal-01459239>.
- [6] B. Renard, A. Martinez, J.-L. Duchateau, L. Tadrist, Transverse heat transfer coefficients on a full size dual channel CICC ITER conductor, *Cryogenics*, Volume 46, Issues 7–8, 2006, Pages 530-540, ISSN 0011-2275, <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2006.02.005>.
- [7] Zanino R., Savoldi Richard L. : A review of thermal-hydraulic issues in ITER cable-in-conduit conductors. *Cryogenics*, 2006, Vol. 46, pp. 541-555.
- [8] Brown, Glenn. (2002). The History of the Darcy-Weisbach Equation for Pipe Flow Resistance. *Proc. Environ. Water Resour. Hist.*. 38. 10.1061/40650(2003)4.
- [9] Whitaker, S. "The Forchheimer equation : A theoretical development". *Transp Porous Med* 25, 27–61 (1996). <https://doi.org/10.1007/BF00141261>.
- [10] P. Decool et al., "JT-60SA TF Coils : Experimental Check of Hydraulic Operating Conditions," in *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 26, no. 4, pp. 1-5, June 2016, Art no. 4201705, doi : 10.1109/TASC.2016.2520585.
- [11] L. Bottura, C. Rosso, M. Breschi, "A general model for thermal, hydraulic and electric analysis of superconducting cables", *Cryogenics*, 40 (8-10) (2000), pp. 617-626, [https://doi.org/10.1016/S0011-2275\(01\)00019-4](https://doi.org/10.1016/S0011-2275(01)00019-4).
- [12] L.B. Younis, R. Viskanta, Experimental determination of the volumetric heat transfer coefficient between stream of air and ceramic foam, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 36, Issue 6, 1993, Pages 1425-1434, ISSN 0017-9310, [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(05\)80053-5](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(05)80053-5).
- [13] Patankar S.V., "Numerical Heat transfer and Fluid Flow", Mac Graw Hill Ed., New York 190.
- [14] Bonnet, JP., Topin, F. Tadrist, L. Flow Laws in Metal Foams : Compressibility and Pore Size Effects. *Transp Porous Med* 73, 233–254 (2008). <https://doi.org/10.1007/s11242-007-9169-5>.
- [15] Churchill, S.W. and Chu, H.H.S. (1975) Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18, 1049-1053. [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90222-7](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(75)90222-7)
- [16] Maurice Clerc. Binary Particle Swarm Optimisers : toolbox, derivations, and mathematical insights. 2005. fihal-00122809f.
- [17] H. Katheder, Optimum thermohydraulic operation regime for cable in conduit superconductors (CICS), *Cryogenics*, Volume 34, Supplement 1, 1994, Pages 595-598, ISSN 0011-2275, [https://doi.org/10.1016/S0011-2275\(05\)80139-0](https://doi.org/10.1016/S0011-2275(05)80139-0).
- [18] Prashant Kumar, Yann Jobic, Frederic Topin. Comment identifier les régimes d'écoulement et déterminer les coefficients d'échange dans les mousses à cellules ouvertes. 25^{ème} Congrès Français de Thermique (SFT'2017), May 2017, Marseille, France. fihal-01792922.
- [19] E. Achenbach, Heat and flow characteristics of packed beds, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Volume 10, Issue 1, 1995, Pages 17-27, [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(94\)00077-L](https://doi.org/10.1016/0894-1777(94)00077-L).
- [20] Monika Lewandowska, Leszek Malinowski, Transverse heat transfer coefficient in the dual channel ITER TF CICC. Part III : Direct method of assessment, *Cryogenics*, Volume 73, 2016, Pages 91-100, <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2015.07.001>.