Modèle d'écoulement fluide dans les chaudières à veine hélicoïdale

D. Pouliquen, B. Authier

► To cite this version:

D. Pouliquen, B. Authier. Modèle d'écoulement fluide dans les chaudières à veine hélicoïdale. Revue de Physique Appliquée, 1979, 14 (1), pp.91-95. 10.1051/rphysap:0197900140109100 . jpa-00244595

HAL Id: jpa-00244595

<https://hal.science/jpa-00244595>

Submitted on 1 Jan 1979

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Classification
Physics Abstracts
66.20

Modèle d'écoulement fluide dans les chaudières à veine hélicoïdale

D. Pouliquen et B. Authier

Laboratoire d'Astronomie Spatiale du C.N.R.S., Traverse du Siphon,
Les Trois Lucs, 13012 Marseille, France

(Reçu le 24 juin 1978, révisé le 23 octobre 1978, accepté le 27 octobre 1978)

Résumé. — L'étude expérimentale de l'écoulement, à températures variables, du terphényle hydrogéné dans une maquette de chaudière solaire à veine hélicoïdale de section rectangulaire conduit à une modélisation simple permettant la prévision de pertes de charge pour ce type de chaudières.

Abstract. — The experimental results for the flow of hydrogenized terphenyl at various temperatures in the rectangular coiled channel of a solar receiver led to a simple modelization for the prediction of pressure drops in such receivers.

1. Introduction. — Cette étude expérimentale sur les pertes de charge en régime turbulent dans les serpentins hélicoïdaux à section rectangulaire permet d'adopter un modèle et trouve ainsi une application directe dans le dimensionnement des pompes de circulation de nombreux collecteurs solaires à concentration.

L'étude a été effectuée sur le prototype de la chaudière de l'installation à collecteur sphérique *Mini-Périclès* réalisée au C.N.R.S. à Marseille [1] dans le cadre du P.I.R.D.E.S. ⁽¹⁾.

2. Description de l'installation. — Le fluide utilisé pour ces essais est du terphényle hydrogéné commercialisé par Rhône-Poulenc sous le nom de Gilotherm TH. Ce fluide est liquide entre $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $+340\text{ }^{\circ}\text{C}$ sous pression atmosphérique, ce qui permet

l'étude des caractéristiques de la chaudière dans une large gamme de températures.

La figure 1 représente le schéma de la boucle fluide de l'installation. Des résistances chauffent par rayonnement infrarouge le fluide circulant dans la chaudière d'essai. La puissance disponible peut atteindre 32 kW, cette puissance est variable grâce à un hacheur de tension thyristor. La chaudière est construite à partir d'un cylindre de 2,30 m de long et de 10 cm de diamètre ainsi que l'indique la figure 2 : un fil de section carrée de $6 \times 6\text{ mm}^2$ est enroulé et soudé en spirale sur ce cylindre en formant une hélice de 26 mm de pas ; un feuillard de 0,8 mm d'épaisseur est ensuite soudé sur le fil. On obtient ainsi un serpentin hélicoïdal dont la section de passage est un rectangle de $6 \times 20\text{ mm}^2$. La longueur développée de ce serpentin est de 27,5 m.

10 thermocouples fer-constantan ont été placés sur cette chaudière, permettant de connaître les

Fig. 1. — Schéma de l'installation d'essais.

[Test facility principle.]

Fig. 2. — Procédé de fabrication de la chaudière.

[Test receiver design.]

⁽¹⁾ P.I.R.D.E.S., Programme Interdisciplinaire de Recherche sur le Développement de l'Energie Solaire.

températures d'entrée et de sortie, le gradient à travers le feuillard et la différence de température entre la couche limite et la veine en trois points de la chaudière.

Une mesure de pression à l'entrée de la chaudière, une autre à la sortie donnent la perte de charge, la mesure du débit étant assurée par un manomètre différentiel de plage 0, 1 000 mbar.

3. Résultats. — Les paramètres varient dans les intervalles suivants :

- débit : 3,3 à 9,4 l/min.
- température d'entrée du fluide : 20 °C à 200 °C.

Les mesures ont montré que la différence de température entre le fluide et la paroi est comprise entre 0 et 15 °C. Ces mesures sont à 3° près, l'imprécision provient essentiellement des variations de la température de paroi dues à l'écoulement tourbillonnaire, le long de la chaudière, de l'air surchauffé par les résistances de chauffage. Ces mesures n'interviennent que pour le calcul des coefficients d'échange fluide paroi. D'autre part, la différence des températures entre l'entrée et la sortie de la chaudière ne dépasse pas 30 °C (précision de mesure : 1 °C). Nous prenons comme température moyenne de la chaudière la moyenne des températures d'entrée et de sortie car l'erreur ainsi introduite dans le calcul des caractéristiques physiques du fluide et de Re est négligeable. La précision sur les pressions est de 30 mbar près, soit une précision qui va de 4 % pour les débits élevés de 30 % pour les faibles débits, la courbe débit-pression différentielle étant une parabole dans notre cas. Les nombres de Reynolds sont compris entre 100 et 15 000. Pour les faibles nombres de Reynolds, obtenus pour de faibles débits et de faibles températures, la précision est très mauvaise, de l'ordre de 40 %. Pour $Re > 500$, cette précision atteint 15 % pour $Re > 1 000$, 12 %.

Le coefficient de frottement se déduit de la mesure des pertes de charges par la formule générale [2]

$$\Delta H = \zeta \frac{\rho v^2}{2}. \quad (1)$$

Nous avons utilisé un coefficient de perte de charge (f) rapporté à l'unité de longueur relative exprimée en diamètres hydrauliques de la chaudière. Ce coefficient est lié à ζ par la relation

$$\zeta = f \cdot \frac{L}{D_H}. \quad (2)$$

Ceci permet de ne pas lier les courbes aux dimensions de la chaudière, et de comparer les mesures à celles d'autres auteurs.

Nous retrouvons ainsi, dans ces deux formules, le fait que les pertes de charge sont proportionnelles au carré de la vitesse d'écoulement, ou inversement proportionnelles à la puissance 5 du diamètre hydraulique. Le coefficient ζ dépend de la nature de l'écoulement, de la forme de la section et de la longueur de la veine.

Les formules font intervenir des mesures du débit et des pressions d'entrée et sortie. La précision des mesures de pertes de charge est inférieure à 6 %. Les débits étant mesurés avec des précisions de 4 % à 30 %, et intervenant par le terme v^2 , le coefficient f est calculé avec une précision de 15 % à 70 %. Pour les nombres de Reynolds supérieurs à 1 000, les débits sont supérieurs à 5 l/min. et la précision sur f est déjà inférieure à 25 %.

Le résultat des mesures (cercles en trait plein) est représenté sur la figure 3, et reporté sur la figure 4 où nous avons porté la variation de f avec le nombre de Reynolds.

Fig. 3. — Coefficients de perte de charge par frottement, mesurés sur la chaudière. Les courbes A et B donnent ce coefficient pour une hélice de section circulaire en régime laminaire.

[Experimental data on pressure loss factors for the receiver. The curves indicate theoretical predictions of the friction factor for : A, B : circular coiled tube.]

Fig. 4. — Coefficients de perte de charge par frottement, mesurés sur la chaudière. La courbe B correspond à une hélice de section circulaire en régime laminaire ; les courbes C, D, E correspondent à l'équation de Rao et Sadasivudu.

[Experimental data on pressure loss factors for the receiver. A is the theoretical curve for laminar flow in a circular coiled tube. C, D, E correspond to the Rao and Sadasivudu expression.]

Nous avons fait figurer à côté de nos résultats, les courbes calculées à partir des modèles proposés par différents auteurs pour des écoulements de types différents c'est-à-dire :

Sur la figure 3,

— la courbe A, graphe de l'équation de White donnée pour un écoulement laminaire [7], correspondant à un serpentín de même diamètre d'enroulement que celui de notre chaudière, mais de section circulaire, section dont le diamètre est égal au diamètre hydraulique de la veine de notre chaudière ;

— la courbe B, graphe des équations de Idel'cik [2], correspondant également à un écoulement laminaire, mais dans un serpentín de section rectangulaire identique à celui de notre chaudière.

La courbe A est confondue avec la courbe B pour $Re < 2\,000$.

Sur la figure 4 :

— la courbe A précédente,

— les courbes C, D, E graphes des équations de Rao et Sadasivudu valables pour un écoulement turbulent [5], après modifications : la courbe C correspond au même serpentín que celui de la courbe A, la courbe D a été obtenue en tenant compte dans la formule du fait que la section de la veine de la chaudière est très écrasée par rapport à une section circulaire, la courbe E est la moyenne arithmétique entre les courbes C et D.

Les équations de toutes ces courbes sont données en annexe.

La plage des nombres de Reynolds étudiés a permis de couvrir les trois régimes d'écoulements laminaire, transitoire, turbulent, que nous analysons ci-après :

3.1 RÉGIME LAMINAIRE : $Re < 2\,000$. — Sur la figure 3, la courbe A suit parfaitement les mesures jusqu'à $Re \simeq 2\,000$. La courbe B, confondue jusqu'à avec la courbe A, s'écarte progressivement des mesures pour $Re > 2\,000$. Le changement d'allure de la courbe f en fonction de Re aux environs de $Re = 2\,000$ laisse supposer que dans notre cas le régime laminaire est limité par cette valeur. Pour $Re < 2\,000$, nous adopterons donc la courbe A.

Dans la formule de White que nous rappelons ci-dessous, à diamètres hydrauliques égaux, les sections de formes différentes n'influent sur le coefficient de frottement que par leurs différences de diamètres d'enroulement. Pour des diamètres suffisamment grands, ces différences deviennent négligeables.

$$f = \frac{64}{Re} \times \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{11,6}{Re \sqrt{D_H/d}} \right)^{0,45} \right]^{2,22} \right\}^{-1}$$

$Re < 2\,000$

(3)

3.2 LE RÉGIME TURBULENT ÉTABLI À PARTIR DE $Re = 10\,000$. — D'après Ito [3], le nombre de Reynolds critique pour un serpentín de veine circulaire est donné par l'expression empirique

$$Re_{cr} = 2 \times 10^4 \left(\frac{D_H}{d} \right)^{0,32} \quad (4)$$

ce qui donne pour la chaudière d'essai

$$Re_{cr} \simeq 9\,600.$$

Ce point n'apparaît pas nettement sur les figures 3 et 4, cependant, la mesure de la variation du coefficient d'échange en fonction du nombre de Reynolds (Fig. 5) présente également une transition pour $Re \simeq 10\,000$ et nous adopterons pour Re_{cr} cette valeur, confirmée par les mesures de Seban et Mc Laughlin [6].

Fig. 5. — Coefficient d'échange $P/\Delta T$ en fonction de Re , où P est la puissance incidente (exprimée en fonction de la puissance maximale disponible et ΔT la différence de température, mesurée sur la chaudière, entre la veine fluide et la paroi en regard, lorsque la température et la puissance incidente varient à débit constant. L'inflexion que l'on constate pour Re compris entre 8 000 et 10 000 semble bien confirmer le passage en régime turbulent.

[Experimental data : exchange coefficient ($P/\Delta T$) versus the Reynolds number. P is the incident power in fraction of the maximal available power, ΔT is the temperature difference between the temperature of the inner side of the receiver surface and the bulk temperature of the fluid. The flow rate remains constant.]

Sur la figure 4, si les courbes C et D encadrent les mesures, celles-ci sont très bien réparties autour de la courbe E moyenne de C et D, donnée par l'équation (5) :

$$f = 0,007 Re^{-0,2} \left(e^{11,17} \frac{D_H}{d} + e^{11,17} \frac{a}{d} \right) \quad (5)$$

que nous adopterons pour les valeurs de Re supérieures au nombre critique précédemment défini.

Remarquons qu'en prolongeant les courbes précédentes jusqu'à $Re = 3\,000$, l'accord expérimental reste bon bien que nous soyons largement en deçà du domaine de validité ce qui confirme la difficulté qu'il y a à distinguer le régime turbulent du régime transitoire.

3.3 LE RÉGIME TRANSITOIRE POUR LES NOMBRES DE REYNOLDS COMPRIS ENTRE 2 000 ET 10 000. — Sur les figures 3 et 4 la zone transitoire n'apparaît pas nettement et il n'existe pas de modèle de simulation. Notons simplement que ce régime aléatoire est à éviter dans les chaudières solaires car les coefficients d'échange thermique sont beaucoup plus faibles qu'en régime turbulent alors que les coefficients de frottement sont plus élevés.

3.3 EXEMPLE D'APPLICATION : perte de charge de la chaudière Périclès. — Le collecteur sphérique *Périclès* aura une surface réfléchissante de 23 m de rayon de courbure, et un diamètre d'ouverture de 40 m.

Pour un tel collecteur, l'étude des tolérances optiques montre qu'une des chaudières sera un cylindre de 9,6 m de long et de 40 cm de diamètre extérieur et que la chaleur à évacuer sera de 425 kW au maximum quand le soleil est au zénith. Si l'on prend comme fluide caloporteur du terphényle hydrogéné avec des températures d'entrée et de sortie respectivement égales à 180 et 330 °C, les caractéristiques physiques du fluide (chaleur massique et masse volumique) conduisent à un débit de 85 l/min. Sur la paroi de la chaudière, le flux incident atteint localement 80 000 W/m² et l'on sait que la température du fluide doit rester inférieure à 370 °C pour éviter toute décomposition thermique. Dans ces conditions, le coefficient d'échange en régime turbulent doit être au moins égal à 667 W/m² °C et le calcul thermique [4] conduit à un diamètre hydraulique minimum de la section de 52 mm. On en déduit un nombre de Reynolds moyen de 42 000 qui d'après (4) correspond bien à un régime turbulent et un facteur f égal à 0,102 d'où une perte de charge de 0,4 bar qui doit être ajoutée aux autres pertes de charge pour caractériser la pompe de circulation.

4. Conclusion. — Les caractéristiques physiques du système d'une part, c'est-à-dire la nature et les propriétés du fluide, la puissance maximale à évacuer et le flux maximum sur la chaudière, l'utilisation d'autre part, c'est-à-dire les températures d'entrée et de sortie dans la chaudière, permettent de définir le diamètre hydraulique de la section de passage du fluide. Cette étude permet d'en déduire la perte de

charge et connaissant le débit, de choisir la pompe nécessaire.

Annexe. — FORMULE DE WHITE

$$\frac{f}{f_s} = \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{11,6}{Re \sqrt{D_H/d}} \right)^{0,45} \right]^{2,22} \right\}^{-1}$$

$$11,6 < Re \sqrt{\frac{D_H}{d}} < 2\,000$$

$$f_s = \frac{64}{Re}.$$

Pour la chaudière d'essai

$$(D_H = 9,23 \text{ mm} ; d = 92,4 \text{ mm}),$$

nous obtenons

$$f = \frac{64}{Re} \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{36,7}{Re} \right)^{0,45} \right]^{2,22} \right\}^{-1}.$$

Pour la chaudière Périclès

$$(D_H = 46 \text{ mm} ; d = 346 \text{ mm}),$$

nous obtenons

$$f = \frac{64}{Re} \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{31,8}{Re} \right)^{0,45} \right]^{2,22} \right\}^{-1}.$$

Dans ces deux formules, Re est inférieur à 2 000, puisque l'expression de f_s n'est valable que dans ce domaine. Nous sommes donc en régime laminaire.

FORMULE DE IDEL'CIK

$$50 < Re \sqrt{\frac{D_H}{d}} < 600, \quad f = \frac{20}{Re^{0,65}} \left(\frac{D_H}{d} \right)^{0,175}$$

$$600 < Re \sqrt{\frac{D_H}{d}} < 1\,400, \quad f = \frac{10,4}{Re^{0,55}} \left(\frac{D_H}{d} \right)^{0,225}$$

$$1\,400 < Re \sqrt{\frac{D_H}{d}} < 5\,000,$$

$$f = \frac{5}{Re^{0,45}} \left(\frac{D_H}{d} \right)^{0,275}.$$

Pour la chaudière d'essais, nous obtenons :

$$160 < Re < 1\,900, \quad f = 13,4 Re^{-0,65}$$

$$1\,900 < Re < 4\,400, \quad f = 6,2 Re^{-0,55}$$

$$4\,400 < Re < 16\,000, \quad f = 2,7 Re^{-0,45}.$$

Ces trois formules recouvrent donc les régimes laminaire, transitoire et turbulent.

Formule de Rao et Sadasivudu

$$f = 0,153 e^{11,17} \frac{D_i}{d} Re^{-0,2}$$

$$Re_{crit} < Re.$$

Cette formule couvre le régime turbulent.

Bibliographie

- [1] AUTHIER, B., Design of a stationary spherical collector, proceedings of ISEC New Delhi, Jan. 1978, Pergamon.
 - [2] IDEL'CIK, I. E., Memento des pertes de charge, Eyrolles 1969.
 - [3] ITO, H., Friction factors for turbulent flow in curved pipes, *J. Basic Engng. Trans. ASME D* **81** (1959) 123-124.
 - [4] MCADAMS, W. H., *Transmission de la chaleur* (Dunod) 1964, p. 264.
 - [5] RAMANA RAO, M. V. and SADASIVUDU, D., Pressure drop studies in helical coils, *Ind. J. Techn.* **12** (1974) 473-474.
 - [6] SEBAN, R. A. and MAC LAUGHLIN, E. F., Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow, July 1962.
 - [7] WHITE, C. M., Streamline flow through curved pipes, *Proc. Roy. Soc. A* **123** (1929) 645-663.
-