

ANALYSES EXPERIMENTALES ET NUMERIQUE DES PERTES CRYOGENIQUES DANS UN CRYOSTAT D'AZOTE LIQUIDE

Reçu le 04/04/2000 – Accepté le 08/04/2001

Résumé

Cette étude présente les premiers résultats expérimentaux, numériques et théoriques de la répartition de la température le long du col d'un cryostat d'azote. La simulation numérique est obtenue à l'aide du code de calcul industriel Fluent. Les résultats expérimentaux et numériques semblent être en parfaite accord, tandis que le modèle théorique montre une déviation importante avec les résultats expérimentaux. Ceci suggère la validation du modèle numérique pour la description du phénomène de transfert de chaleur dans un cryostat.

Mots clés: Azote, cryogénie, cryostat, chaleur, pertes, modèle.

Abstract

The purpose of this paper is to present original experimental, numerical and theoretical results concerning the distribution of the temperature along a Nitrogen cryostat neck. The experimental and numerical results seem to be in a good agreement, which suggests the validation of the numerical model proposed to describe the transport phenomena in a cryostat.

Key words: Nitrogen, cryogenics, heat, losses, model.

D. BOUKEFFA

Département Génie Mécanique
C.U Oum El Bouaghi
Algérie

M. BOUMAZA

Faculté des Sciences de l'Ingénieur
Département Génie Climatique
Université Mentouri
Constantine, Algérie

M.X. FRANCOIS

LIMSI-CNRS, BP 133
91403 Orsay cédex, France

Les applications des réservoirs cryogéniques sont devenues très importantes et diversifiées, trouvant des utilisations aussi bien dans l'environnement terrestre et maritime que spatiale. Le développement et l'amélioration de ce type de stockage est directement lié à une meilleure utilisation des gaz cryogéniques tels que l'Hélium, l'Azote, l'Hydrogène et l'Air, qui deviennent liquide aux températures inférieures à 100K. Ceci explique la nécessité du développement continu des méthodes primaires réduisant ces apports thermiques vers ces réservoirs, car ceux-ci sont le siège de nombreux apports de chaleur du milieu ambiant par conduction et rayonnement qui génèrent l'évaporation du fluide contenu dans le cryostat. Pour réduire de façon sensible et efficace ces apports, il est important de récupérer au maximum l'enthalpie disponible dans les vapeurs froides et, par conséquent, réduire le taux d'évaporation. Ainsi, l'évolution de la technique des basses températures est liée aux recherches de liquéfaction des gaz. Les domaines d'utilisation des cryostats sont variés. Il peut s'agir de la liquéfaction des gaz dans le but d'en faciliter le transport, de supra conductivité, de conservation à basse température ou encore de système de refroidissement. Quel que soit le fluide utilisé, les systèmes sont étudiés afin de limiter les pertes par évaporation dues aux transferts de chaleur.

Par ailleurs, pour la partie radiative, les expérimentateurs utilisent soit des écrans refroidis par liaison thermique sur le col, soit des super isolations. Bien que les écoulements de vapeurs froides soient propres à chaque topologie de cryostat, plusieurs « familles » peuvent être distinguées, telles que les cryostats avec écrans flottants ou refroidis, avec des cols thermiquement importants, etc. Dans chaque cas, l'échange thermique entre le gaz et la paroi reste l'inconnue du problème. Les quelques études sur la question utilisent toujours l'approximation de l'échange parfait; or les études expérimentales [1-4,8] montrent que cette hypothèse est inexacte.

Cette étude présente les premiers résultats d'une modélisation du couplage thermique vapeur-paroi et sa résolution numérique à l'aide d'un logiciel industriel. L'étude qui est menée pour une configuration simplifiée, montre l'effet du débit du gaz sur la distribution de la température et permet la

ملخص

تعتبر خزائن الغازات السائلة تجهيزات صعبة خاصة عندما يتعلق الأمر بتبديل الحرارة من الداخل إلى الخارج. يسعى هذا المقال إلى تقديم النتائج الأولية التطبيقية و النظرية والحسابية الخاصة بتوزيع درجة الحرارة في الداخل وخارج جدار المخزن ودرجة الحرارة للأزوت.

الكلمات المفتاحية: أزوت، مخزن درجة الحرارة، تطوية حسابية.

validation du modèle numérique.

DESCRIPTION DU MONTAGE EXPERIMENTAL

Le cryostat expérimental utilisé dans cette étude, qui est illustré sur la figure 1, a été initialement développé par Khemis *et al.* [4].

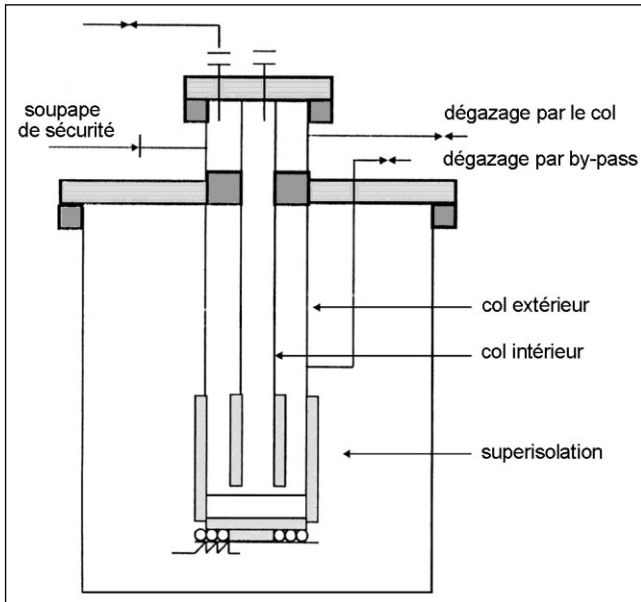


Figure 1: Montage expérimental.

Le cryostat, essentiellement un vase en Inox de forme cylindrique, de 150mm de diamètre, superisolé, est constitué par:

- Un réservoir isotherme, dans la partie inférieure, d'une contenance de 2,5 litres, formé par un cylindre en cuivre d'épaisseur 5mm sur une hauteur de 150mm.
- Un col en Inox, d'épaisseur 1mm et de hauteur thermique 270mm.
- Un deuxième col en Inox de 120mm de diamètre et de 0,5mm d'épaisseur. Une couronne chauffante est placée en haut du col et impose une température stable de 300K.

Une résistance chauffante plongée dans le bain d'azote permet de modifier la vaporisation en cours de manipulation. La super isolation du cryostat est assurée par un vide statique de 10^{-5} mbar qui permet de maintenir une isolation thermique. La vapeur d'azote quitte le cryostat à travers des vannes spéciales. Les températures sont mesurées par des thermomètres en platine placés dans différentes sections de la partie froide de l'appareil. La pression à l'intérieur du cryostat est contrôlée par un manomètre. Afin d'éviter des accidents dus à des pressions élevées à l'intérieur du vase, des soupapes de sécurité sont prévues. L'évaporation du gaz peut être soit par évaporation naturelle pour un flux de chaleur nulle soit par l'apport des flux de chaleur émis par une résistance placée à l'intérieur du bain d'azote. Le débit du gaz évaporé est mesuré par un débitmètre. Les températures du col interne et externe sont mesurées dans quatre sections différentes du vase. Les résultats expérimentaux qui correspondent au régime stationnaire ne sont considérés qu'après que l'équilibre thermique ait été atteint.

MODELISATION NUMERIQUE

Introduction

L'étude concerne principalement une convection naturelle de l'écoulement des vapeurs d'azote dans le col cylindrique vertical ascendant. L'écoulement considéré, qui est stationnaire et laminaire, est gouverné par les équations de Navier-Stokes, dynamique et thermique, qui modélisent la conservation de la masse, de l'impulsion et de l'énergie. Celles-ci s'écrivent, dans une configuration axisymétrique, sous la forme [5]:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(ru) + \frac{\partial}{\partial z}(v) = 0 \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial z} + v \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + v \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(ru)}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (2a)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial r} + v \frac{\partial v}{\partial z} = -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + v \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (2b)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial r} + v \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho C_p} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

Description du code de calcul numérique

Le logiciel Fluent proposé par Fluent Incorporated qui est un logiciel de calcul industriel permettant de simuler les écoulements de fluide, tant au niveau dynamique que thermique, pour des géométries bi et tridimensionnelles [6], est utilisé dans cette étude. Il peut prendre en compte des géométries et des maillages complexes (non cartésiens), à l'aide d'un outil spécifique, le mailleur PreBfc. Les équations de Navier-Stokes sont discrétisées à l'aide de la méthode des volumes finis, sur les maillages non décalés. Le domaine de calcul est décomposé en volumes discrets adjacents, définis par le maillage. La méthode des volumes finis est une méthode d'intégration fondée sur le principe de la conservation des flux. Elle suppose que, si ces principes sont vérifiés sur chaque volume discret, ils le seront sur le domaine [7]. Les équations de conservation de la quantité de mouvement et de la masse ne permettent pas de résoudre directement la pression.

Ces équations sont couplées. L'algorithme de résolution de la vitesse et de la pression, SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) est utilisé dans cette étude. Cette méthode utilise des pas prédicteurs-correcteurs. Les équations de conservation de la quantité de mouvement discrétisées sont résolues avec le champ de pression calculé à l'itération précédente en terme source. Le champ de vitesse prédite ne vérifie pas forcément la conservation de la masse. Le champ de pression corrigé est calculé afin de faire vérifier la conservation de la masse au champ prédit. Les composantes du champ de vitesse prédit sont corrigées en fonction de la correction de pression, toujours pour vérifier la conservation de la masse. La pression à l'itération courante est alors calculée. Dans les équations de conservation de la quantité de mouvement, le terme non linéaire de convection nécessite l'interpolation des vitesses sur les faces des volumes de calcul. Le critère de Patankar assure la stabilité de résolution d'une équation discrète par méthode itérative, si les coefficients discrets

pour la vitesse sont de même signe (positifs en l'occurrence) [7]. Dans notre étude, le schéma de discrétisation utilisé est en loi de puissance. Ce schéma est inconditionnellement stable car il construit des coefficients toujours positifs. Il est cependant peu précis dans des conditions de convection élevée et quand l'écoulement change de signe (zones de recirculation). Comme SIMPLE ne calcule pas d'une façon précise la pression au cours des premières itération de calcul. Il est donc impératif de sous-relaxer la prédiction de la vitesse ainsi que la pression (avec α_u et $\alpha_p < 1$). Ceci permet un comportement très robuste du code, car la convergence est accélérée tandis que les oscillations des premières itérations diminuent. Un facteur de sous-relaxation trop élevé peut cependant conduire à une divergence. La résolution itérative des équations discrètes est effectuée à l'aide de la méthode des multi-grilles. Le test de convergence est fondu sur le résidu total pour chaque variable. Le résidu correspond au reste de l'équation discrétisée. Le résidu global d'une variable est la somme de tous les résidus (en valeur absolue) sur la grille de calcul. La solution est convergée lorsque le résidu relatif global pour chaque variable est inférieur à une valeur donnée initialement.

Les équations de Navier-Stokes étant couplées, le critère de convergence s'applique pour l'ensemble des équations de la dynamique. Ainsi, ce critère s'intéresse à la somme des résidus pour les variables de pression et des composantes de vitesse. Dans l'étude présentée, le critère de convergence est pris égal à 10^{-3} . En fait, le problème traitant de phénomènes thermiques, le critère de convergence primordial est relatif à l'équation d'énergie. Pour cette raison, une valeur de 10^{-6} est choisie pour l'équation d'énergie.

Modélisation des phénomènes thermiques

Le code Fluent permet de modéliser les problèmes de transfert de chaleur à travers le fluide et/ou à travers des régions solides conductrices. Il résout pour cela l'équation de conservation de l'enthalpie statique:

$$H = C_p T \quad (3)$$

Cette équation est traitée, au niveau de l'algorithme SIMPLE, après les équations dynamiques. De la même manière, les équations scalaires pouvant intervenir selon le problème étudié, sont résolues à la suite de l'équation de l'enthalpie (espèces, radiation, etc.). Il faut associer à cette équation des conditions aux limites thermiques. Sur une paroi classique, on peut imposer en condition limite aussi bien une température fixée qu'un flux de chaleur. Pour une condition en température, le transfert de chaleur à la paroi est calculé à partir de :

$$q'' = h_f (T_w - T_f) \quad (4)$$

où q'' représente le flux de chaleur convectif de la paroi vers le fluide, h_f le coefficient de transfert de chaleur local du côté du fluide, T_w la température de la paroi et T_f la température locale du fluide au voisinage de la paroi. Pour un écoulement laminaire, le coefficient de transfert de chaleur, h_f du fluide est calculé par une expression du premier ordre:

$$q'' = k \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{paroi} \cong k \frac{\Delta T}{\Delta n} \quad (5)$$

où Δn est la distance entre la paroi et le centre de la cellule de calcul voisine. Cette équation permet de définir h_f comme $k/\Delta n$.

Lorsque la paroi borde une paroi conductrice de chaleur, le transfert de chaleur s'obtient par:

$$q'' = \frac{k_{cw}}{\Delta n} (T_w - T_{cw}) \quad (6)$$

avec k_{cw} la conductivité thermique de la région conductrice et T_{cw} la température locale de la paroi conductrice. Δn représente ici la distance entre la paroi et le centre de la cellule voisine de la paroi conductrice.

Pour une condition à la limite en flux de chaleur, Fluent utilise l'équation précédente et la valeur du flux donnée, pour déterminer la température de la cellule de calcul adjacente:

$$T_w = \frac{q''}{h_f + T_f} + T_p \quad (7)$$

où:
$$h_f = \frac{k_{cw}}{\Delta n}.$$

Une paroi adiabatique correspond alors à un flux de chaleur nul. Dans de nombreux cas, il faut considérer le transfert de chaleur par conduction à travers certaines parois. Quand le modèle comporte une région solide conductrice et un transfert de chaleur dans le fluide, Fluent considère le problème comme un transfert de chaleur conjugué. L'équation de l'énergie est alors résolue en couplant la conduction et la convection. Dans les régions conductrices, Fluent résout une équation de conduction de la forme :

$$\nabla \cdot k_w \nabla T = 0 \quad (8)$$

où T est la température de la paroi conductrice et k_w sa conductivité thermique.

Modélisation du cryostat

Le cryostat considéré est à double col. Les vapeurs d'azote circulent entre ces deux cols. La géométrie étudiée, supposée 2D axisymétrique, est modélisée à l'aide du mailleur associé à Fluent, PreBfc. Cet outil permet également de générer la grille de calcul correspondante. Nous avons utilisé un maillage 200×72 , soit 200 volumes de contrôle sur la hauteur du cryostat et 72 sur le rayon. Le maillage est alors réparti sur les différentes régions de la géométrie. Un raffinement aux parois intérieure et extérieure permet de capter les gradients importants de température et de vitesse à l'interface paroi-fluide. Les paramètres de sous relaxation choisis pour la résolution numérique sont: $\alpha_u = 0.2$ pour les vitesses, $\alpha_p = 0.4$ pour la pression, $\alpha_\mu = 0.2$ pour la viscosité dynamique, $\alpha_H = 1$ pour l'enthalpie (équation d'énergie) et $\alpha_I = 1$ pour l'intensité de radiation. Le logiciel permet difficilement la modélisation de l'évaporation d'un bain liquide. L'évaporation est en conséquence représentée par une vitesse d'entrée, dans le double col, correspondant au débit

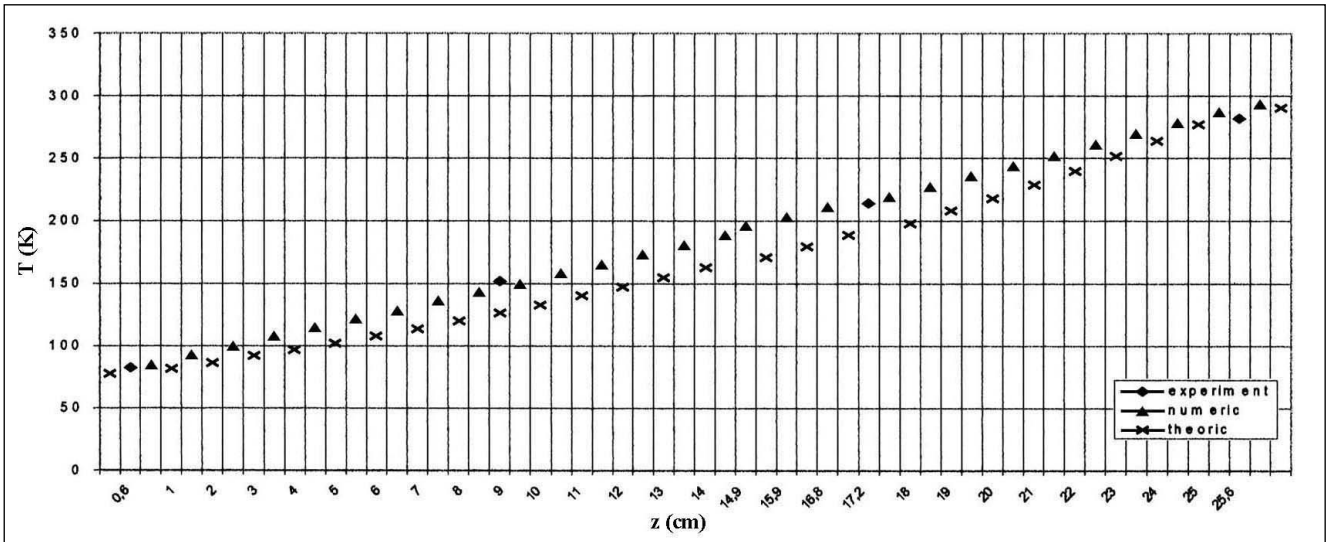


Figure 2: Distribution de la température selon l'axe z (paroi externe) – $m = 33.9$ mg/s.

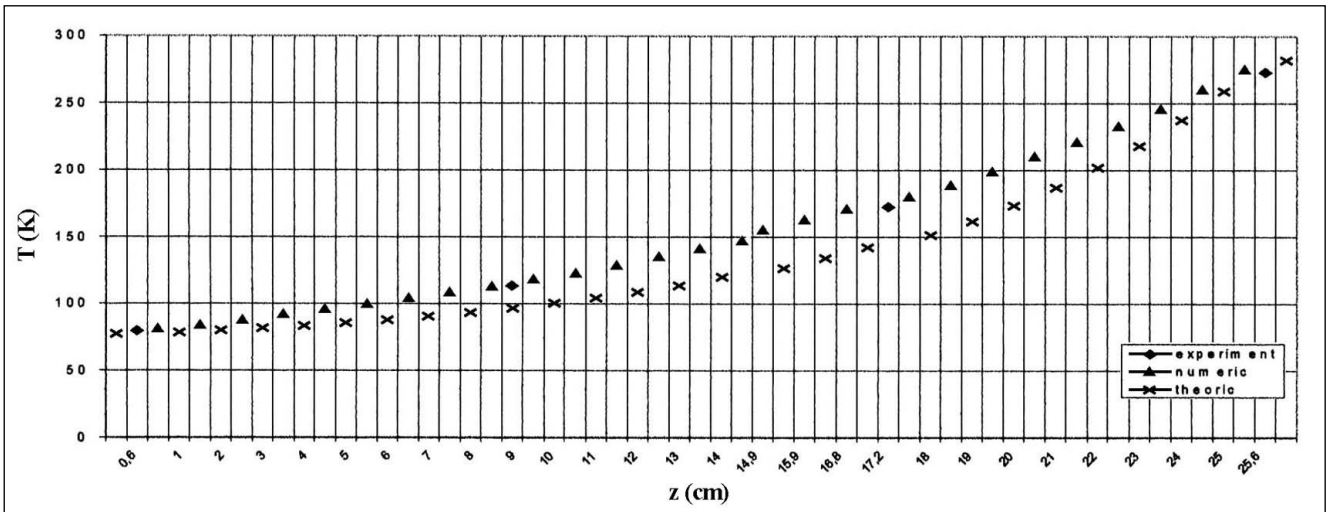


Figure 3: Distribution de la température selon l'axe z (paroi externe) – $m = 92$ mg/s.

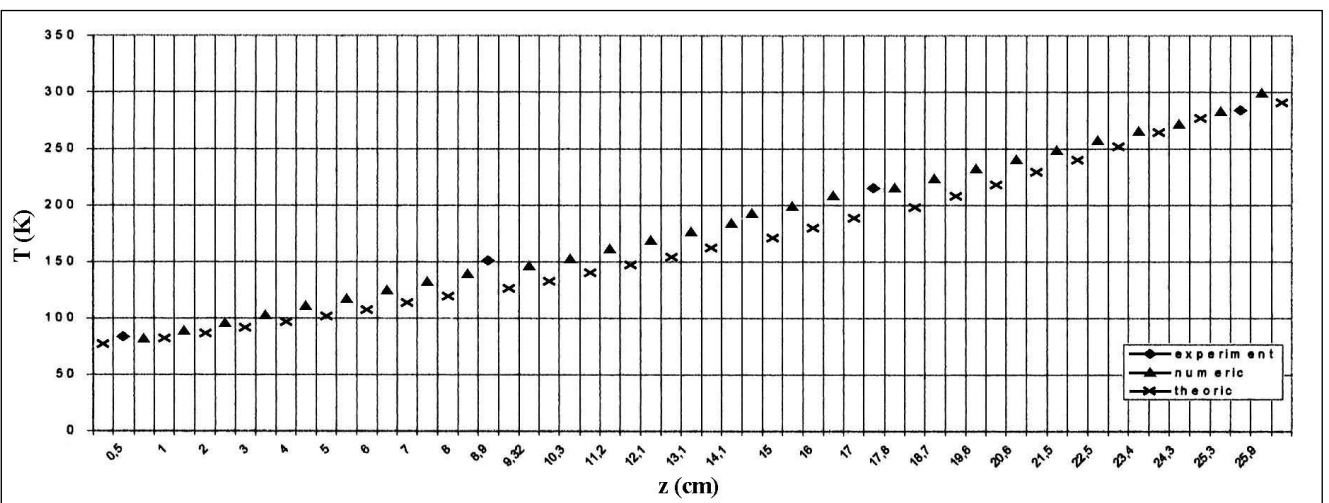


Figure 4: Distribution de la température selon l'axe z (paroi interne) – $m = 33.9$ mg/s.

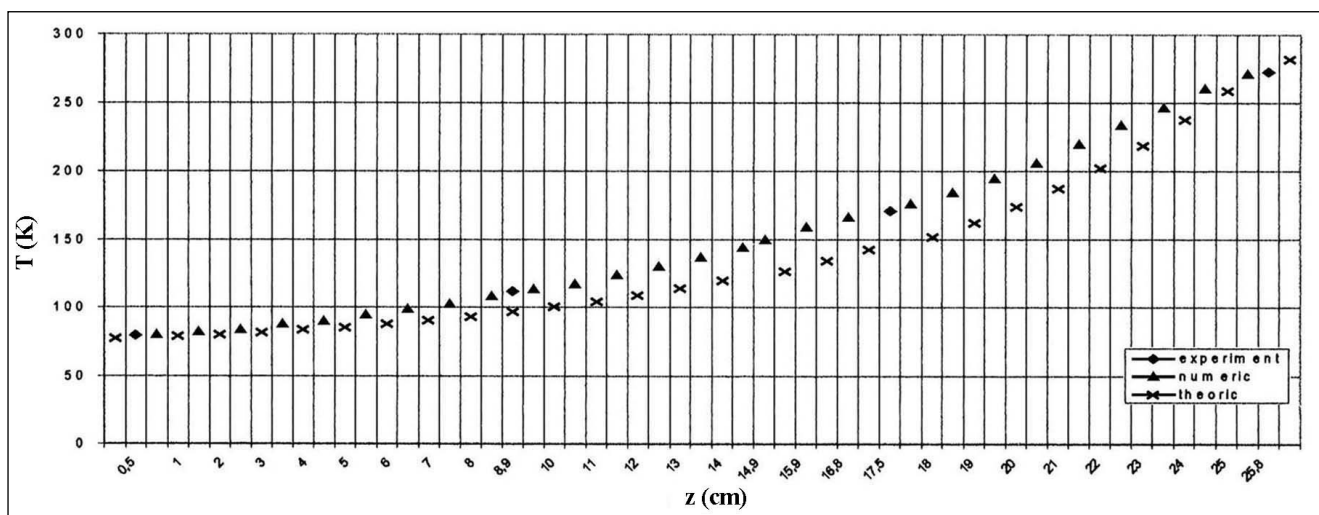


Figure 5: Distribution de la température selon l'axe z (paroi interne) – $m = 92$ mg/s.

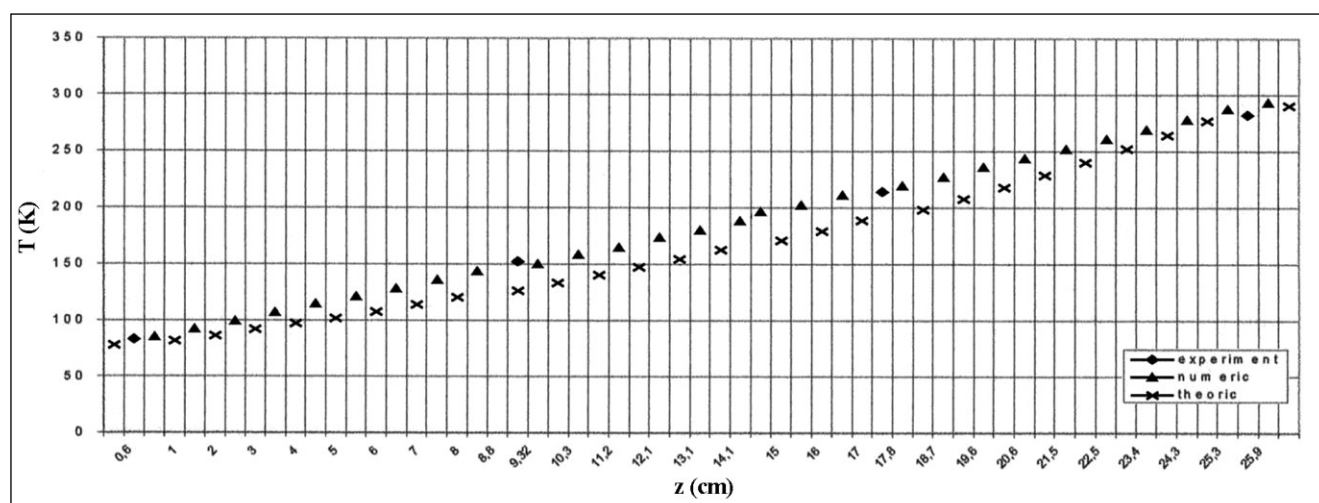


Figure 6: Distribution de la température du gaz selon l'axe z – $m = 33.9$ mg/s.

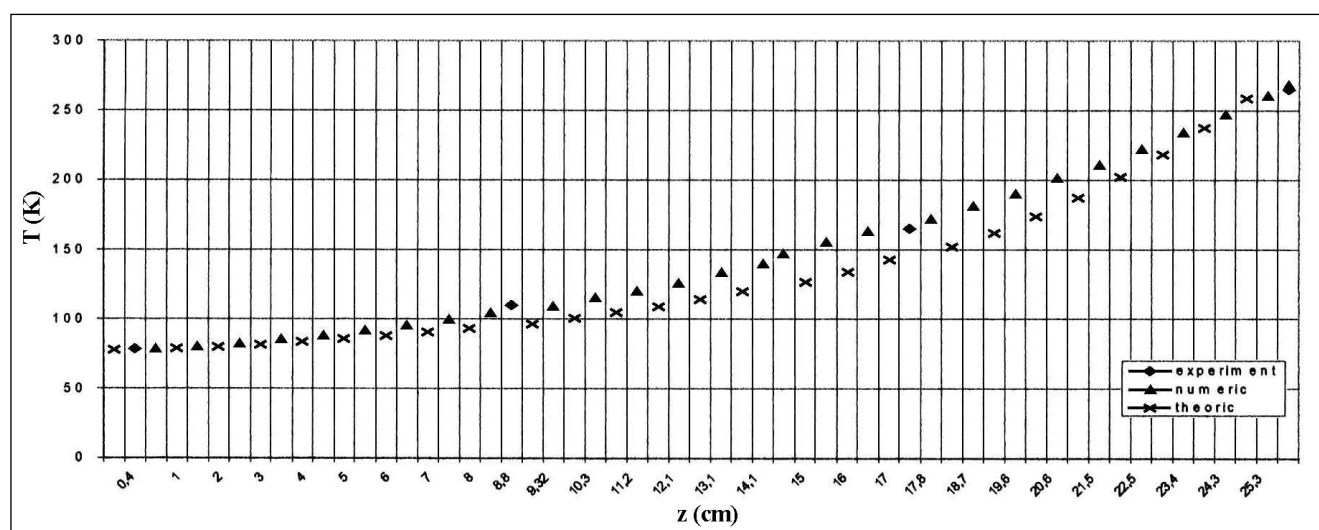


Figure 7: Distribution de la température du gaz selon l'axe z – $m = 92$ mg/s.

des vapeurs d'azote.

Les conditions aux limites sont les suivantes:

* *entrée*: évaporation de l'azote liquide à l'entrée du double col. La température des vapeurs d'azote est prise égale à la température d'ébullition de l'azote sous une atmosphère, soit 77.4 K. La vitesse imposée à l'entrée, supposée verticale (axiale), est fonction du débit expérimental. L'émissivité est prise égale à 7.10^{-5} , car il s'agit de vapeur d'azote à 77.4K.

* *sortie*: sortie du cryostat. Cette condition limite est gérée par le logiciel. On impose cependant une émissivité de 0.2, correspondant à l'influence du couvercle en inox à 300 K.

* *symétrie axiale*: axe du cylindre.

* *couvercle*: paroi solide à $T = 300K$ et émissivité de 0.2.

* *bain d'azote*: modélisation de l'influence du bain d'azote liquide à $T = 77.4K$. L'émissivité moyenne du cuivre à 77.4K est prise égale 0.06.

* *paroi conductrice*: paroi en inox de conductivité fixée. On choisit une émissivité moyenne de 0.06.

* *paroi adiabatique*: à la périphérie du cryostat, le dispositif expérimental permet de considérer une hypothèse adiabatique. Cette condition est définie par un flux de chaleur nul. L'émissivité est de 0.2 (inox à 300K).

RESULTATS

La connaissance du débit d'évaporation m permet d'obtenir une valeur de vitesse verticale à l'entrée du cryostat :

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho\pi(r_1^2 - r_2^2)} \quad (9)$$

où $r_1 = 7.5cm$ est le rayon extérieur et $r_2 = 6.5cm$ est le rayon intérieur. Les résultats présentés dans cette étude correspondent à un débit de 33.9mg/s et 92mg/s. Le cryostat étant super isolé, les pertes par le col restent significatives.

La température du col extérieur est estimée théoriquement à l'aide d'un modèle d'échange thermique parfait. Ce modèle considère que la paroi et le gaz en contact sont à la même température. Cette température s'exprime alors par:

$$T(z) = (T_L - T_0) \left[\frac{\frac{\dot{m}C_p z}{e^{k_{inox}A_p} - 1}}{\frac{\dot{m}C_p L}{e^{k_{inox}A_p} - 1}} \right] + T_0$$

où T_L est la température en haut du col, T_0 la température du bain d'azote et A la section de la paroi conductrice ($A = \pi(7.6^2 - 7.5^2)$). C_p est supposé constant dans ce modèle. Les évolutions de température, expérimentale, théorique et numérique, pour les deux débits de gaz étudiés, selon l'axe z , sont tracées pour le col extérieur (Fig. 2 et 3), pour le col intérieur (Fig. 4 et 5) et pour le gaz à 3mm du col extérieur (Fig. 6 et 7). Les capteurs de température permettent d'obtenir quatre valeurs à différentes hauteurs. Ces figures indiquent clairement que la température varie proportionnellement avec la hauteur du cryostat pour tous les cas étudiés, tandis que le débit du gaz semble avoir un effet important sur la distribution de cette température qui

devient inversement proportionnelle à ce débit. Les résultats expérimentaux et numériques semblent être en parfaite accord avec une erreur relative n'excédant pas 2.5%, tandis que les résultats obtenus à partir du modèle théorique montrent une déviation importante, de l'ordre de 5% pour le gaz et de 10% pour les cols par rapport aux résultats expérimentaux.

CONCLUSION

Cette étude a permis ainsi d'accomplir une investigation expérimentale, numérique et théorique des pertes de chaleur dans un cryostat d'azote par l'élaboration de la distribution de la température le long de l'axe z du vase et pour les cols interne et externe ainsi que pour le gaz. Les résultats obtenus ont permis de montrer, d'une part, l'effet du débit du gaz sur la distribution du gaz et, d'autre part, de valider le modèle numérique obtenu à partir du logiciel industriel Fluent avec les résultats expérimentaux, suggérant que ce code de calcul peut décrire les phénomènes de transferts de chaleur dans ce cryostat. Le modèle théorique semble imparfait, et ne peut donc décrire les pertes de chaleur dans ce réservoir cryogénique.

NOMENCLATURE

ρ	Masse volumique (Kg . m ⁻³)
r	Direction radiale (m)
μ	Viscosité dynamique (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)
z	Direction axiale (m)
ν	Viscosité cinématique (m ² . s ⁻¹)
U	Vitesse radiale (m.s ⁻¹)
k	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
v	Vitesse axiale (m.s ⁻¹)
C_p	Chaleur spécifique (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
p	Pression (Pa)
h_f	Coefficient de transfert de chaleur (W.m ² .K ⁻¹)
g	Gravité (m.s ⁻²)
\dot{m}	Débit massique (kg.s ⁻¹)
T	Température (K)

REFERENCES

- [1]- Caplin A.D., Cayless A.T., "Simple numerical modeling technique for cryostat design", *in Cryogenics*, vol. 26, (1986), pp. 678-681.
- [2]- Hanzelka P., "Numerical modeling" *in Cryostat design, methods and experimental verifications*, *Cryogenics*, vol. 33, (1993), pp. 454-458.
- [3]- Mende F.F. *et al.*, "Broadneck liquid helium cryostat with a long lifetime", *Cryogenics*, Vol. 29, (1989), pp. 998-1001.
- [4]- Khemis O., Duluc M.-C. et François M.-X., "Mesure des transferts thermiques couplés dans un réservoir cryogénique", *Congrès de la Société Française de Thermique*, Paris, 17-19 mai (1994).
- [5]- Arpaci V.S., "Convection heat transfer", Printice-Hall Inc., New Jersey Englewood Cliffs, V.
- [6]- Fluent Incorporated, "User's guide and Tutorial guide", (1997).
- [7]- Pantakar S.V., "Numerical heat transfer and fluid flow", New York, McGraw Hill, (1980).
- [8]- Augustynowicz S.D., Fesmire J.F., Wikstrom J.P., "Cryogenics insulation systems", 20th International Congress of Refrigeration, IIR, Sydney, Septembre (1999). □

