



HAL
open science

Etude du phénomène d'évaporation de GNL dans les bacs de stockage aérien

Rafika Hariti, Abderrahmane Benbrik, Denis Lemonnier, Khaled Khaldi

► **To cite this version:**

Rafika Hariti, Abderrahmane Benbrik, Denis Lemonnier, Khaled Khaldi. Etude du phénomène d'évaporation de GNL dans les bacs de stockage aérien. JITH 2007, Aug 2007, Albi, France. 5p. hal-00162853

HAL Id: hal-00162853

<https://hal.science/hal-00162853>

Submitted on 29 Aug 2007

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.

ETUDE DU PHENOMENE D'EVAPORATION DE GNL DANS LES BACS DE STOCKAGE AERIEN

Rafika HARITI⁽¹⁾, Abderrahmane BENBRIK⁽¹⁾, Denis LEMONNIER⁽²⁾, Khaled KHALDI⁽¹⁾

⁽¹⁾Laboratoire de Génie Physique des Hydrocarbures, Université de Boumerdès, 35000
Boumerdès, Algérie

⁽²⁾Laboratoire d'Etudes Thermiques, ENSMA, Poitiers Futuroscope, France
rhariti@umbb.dz, abenbrik@umbb.dz, denis.lemonnier@let.ensma.fr

Résumé : Nous cherchons à prédire le taux d'évaporation du gaz naturel liquéfié (GNL) dans les bacs de stockage aérien en fonction des infiltrations thermiques à travers les parois. Nous montrons qu'un modèle réduit, fondé sur l'hypothèse (i) que la couche supérieure de vapeur est stablement stratifiée, (ii) que le transfert thermique se fait essentiellement par conduction dans le fluide comme dans les structures et (iii) tenant compte des échanges radiatifs internes, permet de prédire des profils de température en bon accord avec les relevés expérimentaux sur site. Ce modèle permet des évaluations fiables du taux d'évaporation global dans des cas correspondant aux conditions réelles d'exploitation.

Mots clés : stockage, gaz naturel liquéfié, infiltrations thermiques, taux d'évaporation.

1. INTRODUCTION

Le processus d'évaporation du gaz naturel liquéfié (GNL) dans les bacs de stockage aériens est étroitement lié aux infiltrations thermiques à travers les parois. Celles-ci varient au cours du temps sous l'effet de divers facteurs : la température atmosphérique, la pression de stockage, le niveau de liquide (le bac n'est jamais totalement rempli) et l'ensoleillement du bac. La maîtrise de ce phénomène revêt une importance particulière car il cause une perte sensible de quantité et de qualité du produit et peut avoir une incidence sur la sécurité du stockage [1].

La plupart des études conduites dans le domaine portent sur l'influence de la structure des réservoirs et des conditions de stockage sur le taux d'évaporation [2]. Un aspect important du problème consiste à modéliser les échanges de chaleur à travers la couche de gaz qui se situe en haut du réservoir. Ce volume de vapeur est essentiellement constitué de méthane, à environ 150 K, et son épaisseur varie suivant la quantité de GNL stocké. Neil *et al.* [3] ont abordé ce problème en utilisant un modèle de propagation monodimensionnel pour calculer le profil vertical de température le long de la surface interne et estimer le taux d'évaporation. Nous proposons ici une modélisation cylindrique bidimensionnelle du système, décrivant à la fois les transferts radiaux (essentiellement à travers les parois verticales) et axiaux (chaleur transmise à travers le toit, et du toit à la surface du liquide) et tenant compte, de plus, de l'ensoleillement du réservoir et de la chaleur rayonnée, à l'intérieur du bac, par les parois vers le liquide.

2. EQUATIONS ET METHODE DE RESOLUTION

Nous considérons une représentation en vraie grandeur du réservoir (figure 1). Notre modèle est fondé sur l'hypothèse que la couche de gaz (volume de gaz évaporé au dessus du liquide) est le siège d'une stratification thermique stable (gaz chaud en haut, gaz froid en bas) et que le transfert de chaleur s'y fait essentiellement par conduction, sauf au niveau des couches limites le long des parois verticales.

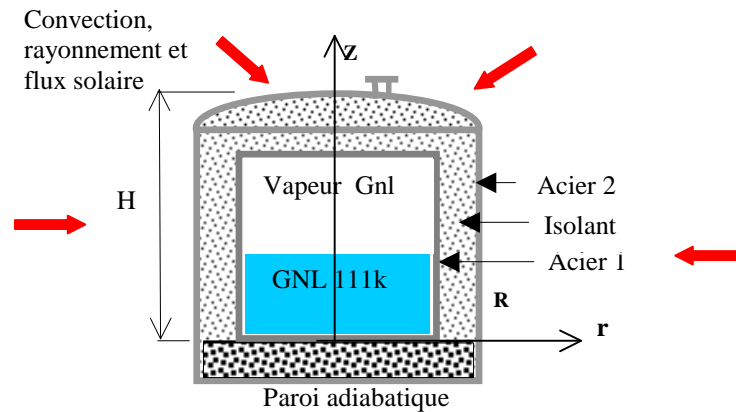


Figure 1 : Schéma général d'un bac de stockage

2.1. Modélisation de la convection naturelle dans la phase vapeur

La phase gazeuse est stablement stratifiée en température, mais les infiltrations thermiques peuvent créer des mouvements convectifs importants le long des parois verticales. Même si les écarts de température paroi-gaz sont plutôt faibles, les dimensions et les températures mises en jeu (plusieurs mètres, $\sim 200\text{ K}$) donnent des nombres de Rayleigh très élevés ($\sim 10^{14}$). Il faut donc apprécier dans quelle mesure ces écoulements, a priori localisés le long des parois, influent sur le transfert de chaleur global de l'ensemble des parois vers la surface du liquide.

Pour cela, nous avons comparé les résultats d'un modèle purement conductif, avec toutefois un coefficient d'échange $h_i = 10\text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ imposé entre les murs verticaux et le gaz, et ceux obtenus par FLUENT qui calcule complètement les écoulements (régime turbulent, modèle $k-\varepsilon$). Dans ce test, le domaine de calcul est une cavité cylindrique de 40 m de diamètre, contenant du méthane gazeux, et dont la surface inférieure est maintenue à 111 K . Les autres parois ont une température de 260 K imposée à l'extérieur et sont constituées de 80 cm d'isolant équivalent à la perlite. La hauteur de la cavité, représentative de la hauteur de gaz dans le réservoir, varie entre 30 m et 5 m ce qui, pour un réservoir de 40 m de haut, correspond à des taux de remplissage de 25% à 90%.

Le tableau ci-dessous montre que les erreurs introduites par notre modèle approximatif vont de 20% à 6% ce qui est tout à fait acceptable pour deux raisons : tout d'abord, dans les conditions usuelles de stockage du GNL, les réservoirs sont remplis à plus de 90% et, dans ce cas ($H_v < 5\text{ m}$), les erreurs sont faibles. De plus, le flux conducto-convectif que l'on calcule ici contribue sensiblement moins au phénomène d'évaporation que le rayonnement interne (évoqué § 2.3), par exemple, qui lui est de l'ordre de plusieurs kW .

H_v (m)	q_{cond} (W)	q_{FLUENT} (W)	%
30	122	151	19,2
15	146	171	14,2
10	195	222	12,0
5	534	568	6,1

Tableau 1 : Flux transmis au liquide à travers la couche de gaz

q_{cond} : modèle essentiellement conductif – q_{FLUENT} simulation complète des écoulements

2.2. Modélisation de l'ensemble des transferts thermiques dans le bac

Les parois du bac de stockage représenté figure 1 sont constituées de 3 couches : une paroi métallique interne, une épaisseur d'isolant (perlite) et une couche métallique externe. Le réservoir étant aérien, les parois latérales et le toit échangent de chaleur par convection et par rayonnement (ensoleillement) avec le milieu environnant. Par contre, la base du réservoir peut raisonnablement être considérée comme adiabatique. L'ensemble du stockage (structure + fluide) est traité comme un milieu composite auquel s'applique l'équation de la chaleur, y compris dans la phase vapeur où le fluide, stablement stratifié, est supposé essentiellement au repos. Toutefois, pour tenir compte des couches limites le long des parois verticales, une paroi fictive de faible épaisseur (sans inertie) est introduite entre la face interne du réservoir et le fluide avec une épaisseur et une conductivité thermique donnant la même résistance thermique qu'un échange convectif de coefficient $h_i = 10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

L'équation de la chaleur pour un problème cylindrique à symétrie axiale est de la forme:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (1)$$

les grandeurs thermo physiques λ , ρ et c_p pouvant ici varier d'un point (r,z) à l'autre. Les conditions aux limites sont :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=0} = \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=0} = 0 \quad (2)$$

$$-\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=R} = h_e (T_{r=R} - T_a) + \phi_r^{sol}, \quad -\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z=H} = h (T_{z=H} - T_a) + \phi_z^{sol} \quad (3)$$

où h_e est un coefficient d'échange global avec l'extérieur tenant compte de la convection et du rayonnement (linéarisé) avec l'ambiance (hors ensoleillement) et ϕ_r , ϕ_z les composantes horizontale et verticale de la densité de flux solaire absorbée (moyennée sur toute la périphérie du cylindre).

L'équation (1) a été résolue en régime transitoire par une méthode de volumes finis utilisant un schéma ADI sur un maillage non uniforme ($\Delta r = \Delta z = 0,5 \text{ m}$ dans le liquide et la vapeur et Δr ou $\Delta z = 0,1 \text{ m}$ dans les parois). Le pas de temps est de 0,1 jour, le stationnaire étant atteint au bout d'environ $t = 180$ jours. Le calcul débute avec un milieu isotherme à la température de stockage du GNL. Il est à noter qu'en raison de sa très grande capacité calorifique, la masse de fluide reste en fait isotherme tout au long de la simulation.

2.3 Taux d'évaporation

Le débit d'évaporation est calculé, une fois le régime stationnaire atteint, en considérant tous les flux de chaleur parvenant à la surface du liquide :

$$\dot{m}_{ev} = (\phi_1 + \phi_2 + \phi_3) / L \quad (4)$$

ϕ_1 est le flux latéral sur la hauteur mouillée du réservoir (H_l) et ϕ_2 le flux parvenant par le haut à la surface du liquide. A ces deux flux conductifs s'ajoute le rayonnement émis par les parois situées au-dessus de la surface du liquide (ϕ_3). Ce flux est calculé par la méthode des radiosités en considérant trois surfaces : le liquide lui-même, le plafond et la partie non mouillée des parois verticales. On traite le liquide comme un corps noir [3] et les parois solides, supposées grises et diffuses, ont toutes la même émissivité ε . Les températures des différentes surfaces sont prises comme la moyenne de celle des nœuds qui les composent.

3. RESULTATS

Nous considérons le réservoir dans sa configuration réelle : bac cylindrique de 46 m de diamètre et 36 m de hauteur. Le GNL ($\lambda = 0,03 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\rho c_p = 1,48.10^6 \text{ W.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$, chaleur latente d'évaporation $L = 510 \text{ kJ.kg}^{-1}$) est stocké à la température de 111 K et la phase vapeur est essentiellement composée de méthane ($\lambda = 0,01 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\rho c_p = 3530 \text{ W.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$). L'épaisseur de la paroi externe est 10 cm (acier 1, $\lambda = 20 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\rho c_p = 4,12.10^6 \text{ W.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$), celle de l'isolant 80 cm (perlite $\lambda = 0,02 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\rho c_p = 3,87.10^5 \text{ W.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$) et celle de la coque interne 10 cm (acier 2, $\lambda = 30 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, $\rho c_p = 4,12.10^6 \text{ W.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$). Cette composition de couches concerne aussi bien la paroi latérale que le toit. Le coefficient de convection entre le bac et le milieu ambiant est fixé à $h_e = 10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et l'émissivité interne des parois (rayonnant vers le liquide) est, sauf mention contraire, $\varepsilon = 0,9$. Enfin, la température ambiante est prise à 300 K et le flux d'ensoleillement est calculé pour le site d'Arzew (Algérie, latitude $35,51^\circ$ Nord – longitude $0,19^\circ$ Ouest, 21 juin) : cela correspond à une irradiation globale de 270 Wm^{-2} et le coefficient d'absorption du rayonnement solaire par les parois externes est fixé à $\alpha = 0,3$.

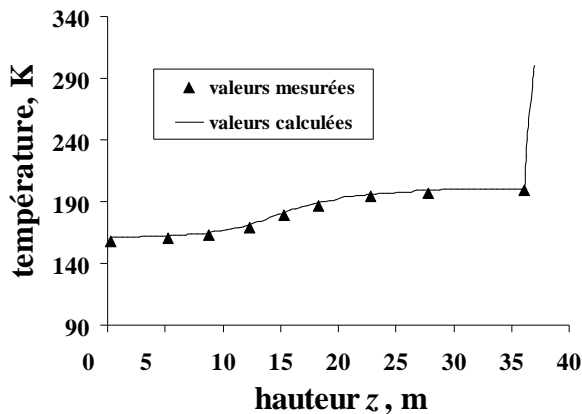


Figure 2 : Profil de température le long de la paroi verticale interne - mesures d'après [4]

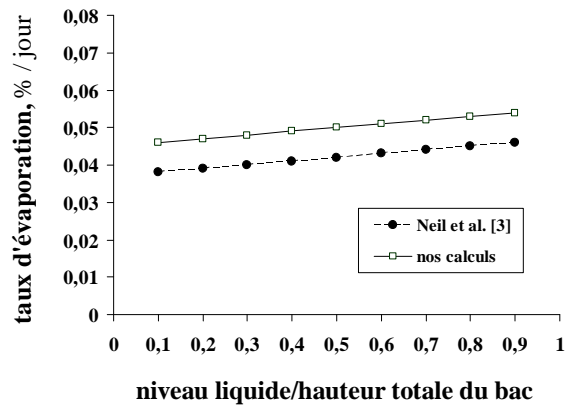


Figure 3 : Comparaison avec les prédictions de la référence [3]

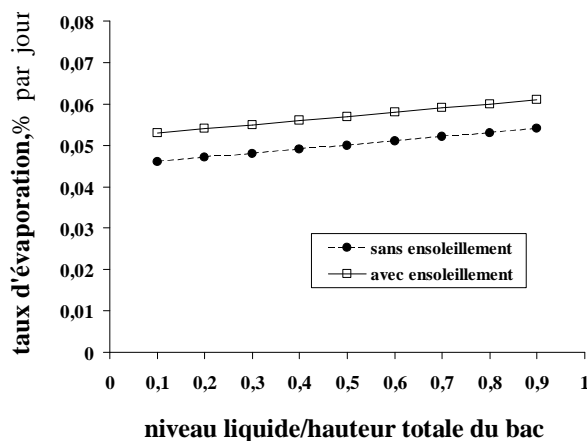


Figure 4 : Influence de l'ensoleillement

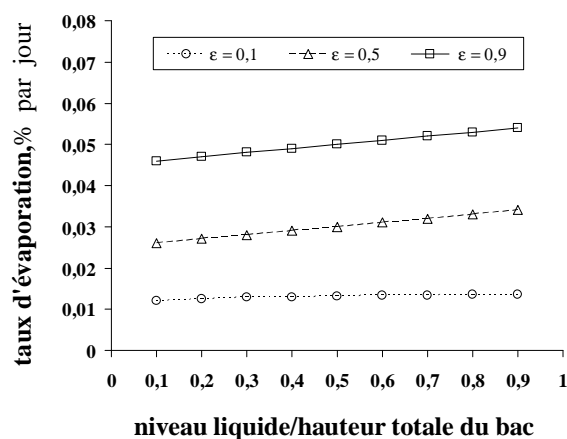


Figure 5 : Influence de l'émissivité des parois intérieures

Les profils de température le long de la paroi interne d'acier ont été calculés pour différents niveaux remplissage. La figure 2 montre un très bon accord entre nos calculs et des mesures effectuées sur site (hauteur de liquide 14,05 m, $T_a = 294 \text{ K}$). Par ailleurs, le taux d'évaporation que nous calculons est comparable à celui trouvé par Neil *et al.* [3] dans des conditions légèrement différentes et pour un bac plus petit ($H = 28 \text{ m}$, $R = 23 \text{ m}$: figure 3). La

prise en compte de l'ensoleillement (absent dans les modèles antérieurs, dont [3]) s'avère indispensable pour une bonne prédiction de l'évaporation (figure 4) et la figure 5 montre le rôle prépondérant du rayonnement interne (à travers la couche de gaz) sur le réchauffement du liquide : l'influence de l'émissivité est manifeste, mais ce paramètre est malheureusement mal connu. Nous avons ici choisi pour ε la même gamme de valeurs qu'en [3] (0,1 – 0,9) mais un intervalle plus réaliste est sans doute 0,4 – 0,8, même si cela reste à confirmer.

CONCLUSION

Dans cette étude nous avons élaboré un modèle numérique permettant de déterminer en grandeurs les champs de température dans l'ensemble du bac (parois, phase liquide, phase gazeuse). Les résultats obtenus sont en bonne concordance avec les relevés expérimentaux et, plus généralement, les taux d'évaporation prédits sont représentatifs de ceux observés en conditions réelles d'exploitation. Les résultats présentés dans ce travail montrent aussi la sensibilité du taux d'évaporation à différents paramètres comme le niveau de liquide dans le réservoir, le flux solaire incident et l'émissivité des parois internes. Enfin, notre modèle simple peut facilement, grâce à son faible coût de calcul (quelques minutes sur un PC), être intégré dans des modèles plus lourds destinés à la gestion de systèmes de stockage.

Nomenclature

c_p	chaleur spécifique, $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$	t	temps, s
h_e	coefficient d'échange externe, $W.m^{-2}.K^{-1}$	T	température, K
h_i	coefficient d'échange interne, $W.m^{-2}.K^{-1}$	T_a	température ambiante, K
H	hauteur totale du bac, m	z	coordonnée verticale, m
H_l	hauteur de liquide, m		
H_v	hauteur de vapeur, m		
L	chaleur latente d'évaporation du GNL, $kJ.kg^{-1}$		
q_{cond}	flux conductif transmis au liquide, W		
q_{FLUENT}	flux convectif calculé par FLUENT, W		
r	coordonnée radiale, m		
R	rayon hors tout du bac, m		
R_i	rayon interne du bac, m		
			Symboles grecs
		α	coefficient d'absorption
		ε	émissivité
		$\varphi_r^{sol}, \varphi_z^{sol}$	composantes horizontale et verticale du flux solaire, $W.m^{-2}$
		λ	conductivité thermique, $W/m.K$
		ρ	masse volumique, kg/m^3

Références

- [1] S. Battes, D. Morrison, Modelling the behaviour of stratified LNG in storage tanks, Study of the rollover phenomenon, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Volume 40, N° 8, pp1875-1884, 1997.
- [2] Q.S. Chen, J. Wegrzyn, V. Prasad, Analysis of temperature and pressure changes in liquefied natural gas (LNG) cryogenic tanks, *Cryogenic*, Volume 44, pp 701-709, 2004.
- [3] D.T. Neil, H.T. Hashemi, C.M. Sliepcevich, *Advances in Cryogenics Heat Transfer, Chem. Eng. Progress Symposium*, Series N°87, Volume 64, 1976.
- [4] M. Ikhlef, Simulation d'un bac de stockage aérien à double paroi métallique, *Mémoire de Magister*, Institut Algérien du Pétrole, Boumerdes, Algérie, 1998.

Remerciements

Ce travail a été effectué dans le cadre de l'accord programme franco algérien CMEP 03 MDU 587 (programme Tassili).