

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA - BOUMERDES

FACULTE DES HYDROCARBURES ET DE LA CHIMIE



Département de Transport et Equipements des Hydrocarbures
Laboratoire de Génie Physique des Hydrocarbures

Mémoire de Magister

Spécialité : Génie mécanique

Option : Thermo Fluide

THEME

**MODELISATION DES INFILTRATIONS THERMIQUES
DANS LE BAC DE STOCKAGE DE GNL
APPLICATION A LA PREDICTION DU TAUX D'EVAPORATION**

Présenté par : **Mlle HARITI Rafika**

Soutenu publiquement le : 09/05/2007 à 9h 30

Devant le jury composé de :

Président : **M. KESSAL**, Maître de conférences, Directeur de laboratoire LGPH,
Université de Boumerdès

Examineurs :

E. AMARA, Maître de recherches, CDTA, Alger

N. DJELLAS, Docteur, Sonatrach

M. BOUSSAID, Maître de conférences, Université de Boumerdès

Rapporteur : **A. BENBRIK**, Maître de conférences, Université de Boumerdès

D. LEMONNIER, Chargé de recherche au CNRS, ENSMA, Poitiers

Boumerdès 2007

REMERCIEMENTS

L'étude présentée dans ce mémoire a été effectuée au sein des deux laboratoires partenaires de l'accord programme CMEP N° 03 MDU 587 :

- Laboratoire de Génie Physique des Hydrocarbures, Université de Boumerdès.
- Laboratoire d'Etudes Thermiques, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, Poitiers (France).

Je tiens tout d'abord à remercier très chaleureusement, mes encadrants, Messieurs A. BENBRIK (encadreur principal) et D. LEMONNIER (co-encadreur) de m'avoir intégré parmi les membres de l'équipe de ce projet et m'avoir fait confiance pour cette ambitieuse étude en m'initiant à la recherche scientifique, mais aussi pour la qualité de l'encadrement dont j'ai bénéficié pendant cette formation.

Je tiens également à adresser toute ma reconnaissance à Monsieur E. AMARA pour sa disponibilité et la qualité de ses conseils qui m'ont permis d'évoluer dans mon travail et d'avoir voulu participer au jury de soutenance.

J'adresse l'expression de ma vive gratitude à Monsieur M. KESSAL, d'avoir voulu présider ce jury.

Je suis très sensible à l'honneur que m'ont fait Messieurs N. DJELLAS et M. BOUSSAID, d'examiner ce travail et de participer au jury de soutenance.

Je souhaite également témoigner toute ma sympathie aux membres de l'équipe de l'accord programme avec lesquels j'ai travaillé dans une excellente ambiance. Ils ont toujours su se rendre disponibles pour m'écouter. Merci à Mme S. MEFTAH et Monsieur S. KHELIFI TOUHAMI.

Je remercie également les volontaires pour la relecture de ce mémoire en l'occurrence messieurs T. HACHEMI et M. REZOUG, merci encore pour votre aide et votre patience.

Que mes parents trouvent en ces lignes toute la reconnaissance qui leur est due, de m'avoir toujours encouragé dans mes choix et de m'en avoir donné les moyens pour y arriver.

Tous mes remerciements vont également à tous ceux ou celles qui m'ont apportés une aide quelconque ayant contribué à l'élaboration de ce travail.



***JE DEDIE CE MEMOIRE A TOUS MES
PROCHES ET MES AMIS***

ملخص

تعتبر الجزائر إحدى الدول الغنية بالغاز الطبيعي. و لتسهيل عملية تصدير هذا المنتج عبر السفن يتم تمييعه مرورا بأطوار عديدة ليخزن في الأخير في خزانات كبيرة الحجم 56000 م^3 تحت ضغط يرتفع قليلا عن الضغط الجوي و درجة حرارة منخفضة جدا تصل إلى -162 د.م. و للحفاظ على هذه الحرارة تزود الخزانات بعوازل حرارية صناعية ذات ناقلية حرارية ضعيفة.

رغم هذه العوازل يتعرض الغاز الطبيعي المميع خلال التخزين إلى تحولات عديدة تتمثل في تبخر الغاز داخل الخزانات بفعل ارتفاع درجة حرارته، وهذه الظاهرة تغير من خصائصه الفيزيائية و الكيميائية.

من أجل ذلك أصبح من الضروري معرفة توزيع درجة الحرارة داخل الخزانات و تغيرها مع الزمن و هذا لتقييم كمية الغاز المتبخر.

و قد أجريت العديد من الدراسات في هذا الميدان لمعرفة التحولات الحرارية عبر خزانات الغاز الطبيعي المميع لتقييم نسبة التدفق الحراري من الوسط الخارجي إلى داخل الخزانات و هذا لشرح ظاهرة التبخر.

تهتم هذه الدراسة بتقديم نموذج لانتقال الحرارة (عن طريق الحمل الحراري و الإشعاع الشمسي) من الوسط الخارجي نحو خزان الغاز المميع، حيث أخذنا الشكل العام للخزان (الجدران بما في ذلك السقف، الغاز السائل و غاز البخار) والوسط الخارجي (درجة الحرارة الخارجية و الحرارة الشمسية).

و أول خطوة في هذا العرض تقديم دراسة كاملة و شرح مفصل للحمل الحراري داخل بخار الغاز الطبيعي المميع، لهذا الغرض نستخدم برنامج الأعلام الآلي من أجل معرفة نوع حركة الحمل الحراري وهل يمكن تجاهلها خلال الدراسة و أخذ فقط النقل الحراري داخل بخار الغاز.

في الخطوة الثانية نطرح نموذجا رياضيا للتبادلات الحرارية بين الخزان و الوسط الخارجي. و هذا النموذج سمح لنا بمعرفة توزيع درجة الحرارة على الجدار الداخلي للخزان و درجة حرارة الغاز المتبخر و كذلك توزيع درجة الحرارة في سمك جدران الخزان. النتائج المحصل عليها نظريا نقارنها مع النتائج المقاسة تجريبيا في قاعة المراقبة بمركب تمييع الغاز الطبيعي بسكيكدة

وفي الأخير نقوم بحساب نسبة التبخر ودراسة تأثير بعض العوامل عليها والنتائج المحصل عليها نظريا قارناها مع دراسات أخرى في الميدان.

RESUME

La maîtrise du phénomène d'évaporation du GNL dans les réservoirs de stockage est étroitement liée à la compréhension de tous les échanges thermiques entre le bac et le milieu environnant.

Plusieurs travaux de recherche, théoriques et expérimentaux, ont été réalisés pour mieux comprendre le phénomène d'évaporation et minimiser les pertes par évaporation.

Dans cette étude nous présentons une simulation par le logiciel Fluent et une modélisation numérique pour déterminer les profils de température dans l'ensemble du système de bac de stockage et nous évaluons les taux d'évaporation en fonction de certains paramètres influents (niveau de liquide, température ambiante et ensoleillement).

Dans une première étape, nous présentons la modélisation de la convection naturelle dans la phase vapeur de GNL dans le volume du bac de stockage à l'aide du logiciel Fluent, pour montrer que les écoulements convectifs de la vapeur sont négligeables et que le transfert de chaleur par conduction est d'influence majeure.

Dans une seconde étape, nous présentons une modélisation des transferts thermiques dans l'ensemble du système du bac de stockage (milieu ambiant, différentes parois du bac, le GNL liquide et phase vapeur) dont la résolution est basée sur la méthode des volumes finis en 2D. Les résultats obtenus par la modélisation numérique ont été comparés avec d'autres sources de la littérature.

En dernier lieu, nous évaluons les taux d'évaporation de GNL pour une configuration générale du réservoir de stockage et procédons à l'étude de l'influence des différents paramètres de stockage (niveau du GNL liquide, température ambiante et flux solaire).

Les résultats obtenus pour les taux d'évaporation ont été comparés avec d'autres recherches dans le domaine.

ABSTRACT

A Knowledge of boil-off rates and internal temperature profiles as function of liquid level is important for predicting the evaporation and optimizing the design of aboveground cryogenic storage facilities.

Many published research works have tried to understand and explain the heat transfers in cryogenic storage tanks and have proposed some methods to estimate the heat fluxes.

Our study consists in presenting a modeling of the thermal infiltrations coming from the ambient conditions by convection and solar radiation towards a LNG tank. We consider the tank structure, the liquid and vapor phases of the gas and environment characteristics (ambient temperature, solar flux).

As a first step, we present the modeling of the natural convection in the vapor phases of LNG using the Fluent software in order to show in what extend the convective in the vapor may be neglected with respect to conduction through the stably stratified gas layer.

As a second step, we present a modeling of the thermal transfer in the whole system of the storage tank by using a reduced model (conduction only) adapted to a composite medium (different wall layers, gas vapor, liquid) in transient régime. The results obtained by the method without convection are compared with other sources literature.

Finally, the LNG evaporation rate is evaluated for a general configuration of the storage tank and the respective parameters (level of liquid, atmospheric temperature, solar flux, insulation thickness) accessed.

The results obtained are compared with other investigations, and studied the evaporation sensibility to certain parameters (level of liquid, atmospheric temperature and sunning).

SOMMAIRE

NOMENCLATURE.....	1
1. INTRODUCTION GENERALE.....	4
2. CHAPITRE 1 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	
1.1 Introduction.....	7
1.2 Stockage de GNL.....	7
1.2.1 Présentation du réservoir	8
1.3 Phénomène d'évaporation.....	9
1.4 Phénomène de roll-over.....	10
1.5 Maîtrise de l'évaporation du GNL.....	10
1.6 Objectifs de l'étude.....	16
1.7 Conclusions.....	17
3. CHAPITRE 2 : ETUDE THEORIQUE	
2.1 Introduction.....	19
2.2 Modélisation de la convection naturelle dans la phase vapeur par Fluent	20
2.2.1 Présentation du problème.....	20
2.2.2 Paramètres de simulation par Fluent	22
2.3 Modélisation du transfert de chaleur dans le bac de stockage.....	23
2.3.1 Analyse du problème.....	23
2.3.2 Equation du modèle.....	24
2.3.3 Etude de l'ensoleillement du bac de stockage.....	27
2.4 Méthode d'évaluation du taux d'évaporation.....	31
2.4.1 Flux thermique latéral.....	31
2.4.2 Flux de chaleur de la phase vapeur.....	32
2.4.3 Flux radiatif vers la surface de GNL liquide.....	33
2.4.4 Chaleur latente de vaporisation.....	36
2.5 Conclusions.....	37
4. CHAPITRE 3 : RESOLUTION NUMERIQUE	
3.1 Introduction.....	39
3.2 Détermination du profil de température dans le bac par Fluent.....	39

3.2.1	Convergence du code de calcul de Fluent.....	39
3.3	Résolution numérique du profil de température dans le bac.....	40
3.3.1	Méthodes de résolution numérique.....	40
3.3.2	Développement de la méthode des volumes finis.....	40
3.3.3	Discretisation de l'équation de la chaleur.....	41
3.4	Détermination du flux solaire.....	44
3.5	Détermination du taux d'évaporation.....	46
3.6	Conclusions.....	48
5.	CHAPITRE 4 : RESULTATS ET DISCUSSIONS	
4.1	Etude des paramètres convectifs dans la phase vapeur (Fluent).....	50
4.1.1	Influence du niveau de liquide.....	50
4.1.2	Influence du temps de stockage.....	50
4.1.3	Analyse des résultats.....	60
4.2	Etude du champ de température dans l'ensemble du bac.....	61
	avec un modèle simplifié.....	61
4.2.1	Résultats dans la configuration globale.....	61
4.2.2	Validation des résultats avec l'expérience	65
4.2.3	Validation des résultats avec Fluent	67
4.2.4	Effet de la température ambiante.....	70
4.2.5	Effet de l'ensoleillement.....	75
4.3	Variation du taux d'évaporation.....	80
4.3.1	Validation des résultats.....	81
4.3.2	Influence du niveau de GNL liquide.....	83
4.3.3	Influence de l'émissivité sur le taux d'évaporation.....	84
4.3.4	Influence de la température ambiante.....	86
4.3.5	Influence de l'ensoleillement.....	87
4.4	Conclusions.....	89
6.	CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES	91
7.	BIBLIOGRAPHIES.....	94
8.	ANNEXES.....	98

NOMENCLATURE

D	Diamètre de l'enceinte.....	(m)
R	Rayon de l'enceinte.....	(m)
e	Epaisseur de la paroi	(m)
H	Hauteur de l'enceinte.....	(m)
hc	Coefficient d'échange par convection naturelle.....	(W/m ² K)
hr	Coefficient d'échange par rayonnement.....	(W/m ² K)
Cp	Chaleur spécifique.....	(J/Kg K)
T	Température.....	(K)
q	Densité de flux de chaleur	(W / m ²)
φ	Flux de chaleur	(W)
φ _{sol}	Flux solaire	(W / m ²)
S *	Eclairement solaire direct.....	(W / m ²)
D *	Eclairement solaire global.....	(W / m ²)
G *	Eclairement solaire diffus.....	(W / m ²)
S	Irradiation solaire directe	(Wh / m ² durée)
G	Irradiation solaire globale.....	(Wh / m ² durée)
D	Irradiation solaire diffuse.....	(Wh / m ² durée)
G ₀	Irradiation solaire journalière globale.....	(W / m ² jour)
t	Temps.....	(s)
P	Chaleur latente de vaporisation du GNL.....	(kJ/kg)
τ	Taux d'évaporation du GNL	(% par jour)
L	Latitude	(°)
l	Longitude.....	(°)
ω	Angle horaire.....	(°)
ω ₁	Le module de l'angle horaire.....	(°)
TS	Heure solaire.....	(h)
J	Radiosité.....	(W/m ²)

S	Surface.....	(m ²)
V	Volume.....	(m ³)
F	Facteur de forme	

Symboles grecs

λ	Conductivité thermique.....	(W/m°C)
ρ	Masse volumique.....	(Kg/m ³)
σ	Constante de Stefan.....	(w/m ² K ⁴)
ε	Emissivité	
ρ	Réfectivité	
α_{ps}	Absorptivité	
δ	La déclinaison	
θ	Angle d'incidence	

Indices inférieurs

a	Relatif aux milieux ambiant
0	Relatif à l'instant initial
i	Relatif au pas d'espace suivant r
j	Relatif au pas d'espace suivant z
ℓ	Relatif au liquide
v	Relatif à la vapeur
m	Relatif au mur
t	Relatif au toit

Indices supérieurs

n	Relatif au pas de temps
---	-------------------------

Introduction Générale



INTRODUCTION GENERALE



INTRODUCTION GENERALE

L'Algérie est l'un des plus grands pays producteurs de gaz naturel, pour son exportation vers les pays consommateurs, ce produit est refroidi à une température de -162°C , température à laquelle il devient liquide. Avant son acheminement vers les méthaniers, il est stocké dans des réservoirs cryogéniques d'une capacité de 56000 m^3 [18]. Le GNL (acronyme de gaz naturel liquéfié) ne brûle pas et n'est pas explosif. Bien entendu, une fois réchauffé il est de retour à l'état gazeux et reprend les mêmes propriétés que le gaz naturel.

Les réservoirs de stockage du complexe de liquéfaction de Skikda sont de type aérien, constitués de doubles parois métalliques et de forme cylindrique. L'isolation thermique de ces réservoirs est réalisée à l'aide de perlite (d'origine roche volcanique). Malgré tous les efforts conçus pour la réalisation d'une super isolation thermique de ces réservoirs, les infiltrations de chaleur du milieu ambiant vers l'intérieur des bacs persistent toujours et provoquent l'évaporation du GNL : c'est le phénomène de Boil-off. Cette évaporation est de l'ordre de 0,04% par jour Neill et al [25] de la capacité totale du réservoir. Le GNL stocké étant un mélange de méthane, et d'hydrocarbures lourds avec un faible pourcentage d'azote, les vapeurs sont constituées essentiellement de méthane. Le Boil-off représente une perte sensible, surtout que ce phénomène affecte la composition chimique et physique du GNL, après évaporation du méthane.

Les réservoirs de stockage ne sont jamais totalement remplis. Il est indispensable de laisser un espace pour la vapeur produite pendant le stockage. Le minimum de cet espace est de 0,5 % du volume total du réservoir.

Dans l'industrie de stockage de GNL on accorde une grande importance aux évaporations non contrôlées, qui peuvent être à l'origine de graves accidents, tel que le Roll-over et l'évaporation excessive.

La maîtrise du phénomène d'évaporation du GNL dans les réservoirs de stockage est étroitement liée à la compréhension de tous les échanges thermiques entre le bac et le milieu environnant.

Dans cette étude nous présentons une simulation par le logiciel Fluent pour déterminer les profils de température, les vecteurs vitesses et les lignes de courant dans le volume occupé par la vapeur, ensuite nous présentons une modélisation numérique pour déterminer les profils de température dans l'ensemble du système de bac de stockage. Les résultats obtenus par la modélisation numérique, ont été comparés avec d'autres sources de la littérature, puis nous procédons à l'évaluation des taux d'évaporation en fonction de certains paramètres influents (niveau de liquide, température ambiante et ensoleillement).

Dans un premier chapitre, nous présentons les différents travaux ayant trait au transfert thermique dans les réservoirs de stockage faisant état de l'avancement des connaissances dans ce domaine. Cette analyse bibliographique nous montre que peu d'études ont été réalisées dans ce domaine.

Dans le deuxième chapitre, nous commençons par une étude numérique de simulation par Fluent de la convection naturelle dans le volume de vapeur, afin de justifier certaines hypothèses menant à la définition d'un modèle simplifié à partir duquel, nous introduisons l'étude théorique (modèle numérique) des transferts thermiques dans l'ensemble du système de bac de stockage.

Dans le troisième chapitre, nous décrivons les différentes étapes de la résolution numérique qui a permis de déterminer le champ de température dans le GNL (liquide et vapeur) et dans les différentes couches de la paroi du bac, ainsi que la méthode de calcul des flux de chaleur et du taux d'évaporation.

Le dernier chapitre est consacré à la présentation des résultats obtenus concernant la simulation par Fluent de la convection naturelle, la modélisation numérique effectuée par un modèle plus compact, ainsi que les résultats de l'étude de la sensibilité des paramètres de stockage. Nous présentons les différentes comparaisons avec d'autres travaux et études précédentes.

Enfin, nous présentons une conclusion générale et des perspectives.

Chapitre 1

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Introduction

La cryogénie représente l'ensemble des techniques dans le domaine de très basses températures ayant trait à l'exploitation, à la production, au stockage, au transport et à l'utilisation des gaz liquéfiés qu'on appelle aussi fluides cryogéniques [1].

Le GNL n'est rien d'autre que du Gaz Naturel qui a été refroidi jusqu'au point où il se condense, ce qui en fait rend le gaz liquide. Cette opération réduit son volume environ six cent fois et permet de transporter le gaz de façon économique sur des longues distances dans des navires-citernes. Le gaz naturel liquéfié est conservé à une température de -162°C dans des réservoirs de stockage cryogéniques, et à une pression légèrement plus grande que la pression atmosphérique [2]. Une fois parvenu à destination, le GNL est retransformé en gaz (regazéification), puis injecté dans les gazoducs pour le distribuer aux consommateurs.

1.2 Stockage de GNL

Le stockage du gaz naturel liquéfié est nécessaire pour assurer l'ajustement saisonnier des consommations et des ressources en gaz. En effet, l'utilisation du gaz en chauffage résidentiel entraîne une augmentation importante de la consommation en hiver ROJEY [3]. Dans le cas des complexes de liquéfaction, la nécessité de stocker le GNL s'impose afin d'assurer l'équilibre entre consommation et production.

Compte tenu du volume spécifique important occupé par le gaz naturel dans les conditions ambiantes de température et de pression, son stockage se heurte à des difficultés analogues à celles qui sont rencontrées lors de son transport.

Deux modes principaux de stockage sont utilisés:

- le stockage cryogénique dans des cuves, sous forme de GNL.
- le stockage souterrain en nappes aquifères ou en nappes salines.

Dans le stockage cryogénique, deux types de techniques sont utilisés : les réservoirs à doubles parois et les réservoirs à membrane.

C'est en 1957 que le premier réservoir du GNL à double paroi métallique a été construit à Charles Lake en Louisiane (U.S.A.), à partir des techniques et des matériaux utilisés auparavant dans l'industrie cryogénique des autres fluides tels que l'oxygène et l'azote. Depuis, ce type de réservoir a atteint une dimension et une capacité très importante GEBHART [4].

Les plus répandus ainsi que les plus largement employés en stockage du GNL sont les réservoirs aériens à doubles parois métalliques [5] [6].

L'avantage de ces réservoirs est que l'endroit d'implantation ne dépend pas des conditions géologiques du site. Leur isolation thermique peut être assurée pour n'importe quel taux pratique d'introduction de la chaleur à l'aide d'épaisseurs raisonnables d'un isolant approprié [7].

Les réservoirs construits à Lévis sont constitués de deux réservoirs se trouvant l'un dans l'autre. Le réservoir interne est en acier cryogénique et la paroi externe est faite de béton précontraint ayant environ un mètre d'épaisseur. On dit de ces réservoirs qu'ils sont à intégrité totale parce que conçu de façon à ne permettre aucune rejet non contrôlé de liquide ou de vapeur dans l'atmosphère et par mesure de sécurité, les réservoirs sont placés de profondeur pouvant contenir la totalité du GNL. Cette technologie est considérée comme la meilleure et la plus sûre à ce jour.

1.2.1 Présentation du réservoir

Le bac de stockage de GNL est un réservoir cylindrique à double paroi de 36 m de hauteur et de 46 m de diamètre MAZERAI [18]. La paroi latérale cylindrique est composée de trois couches. La première couche interne est en acier (9 % Ni) dont l'épaisseur est de 0,1 m. La deuxième couche qui constitue l'isolation thermique à l'aide de perlite (matériau très isolant d'origine roche volcanique) dont l'épaisseur est égale à 0,8 m. La troisième couche à l'extérieur, en acier a une épaisseur de 0,1 m (fig.1.1). Le bas du réservoir est en béton, cette paroi est considérée comme étant adiabatique. Le toit du réservoir est pourvu d'un trou de 0,25 à 0,5 m de diamètre pour permettre l'évacuation des vapeurs de GNL dans l'atmosphère.

Le réservoir est instrumenté par des thermocouples répartis sur la hauteur de la paroi interne pour la mesure de la température durant l'exploitation.

Dans le complexe de liquéfaction du gaz naturel de Skikda, le suivi des températures se fait au niveau de la salle de contrôle. Ce suivi doit être rigoureux et permanent afin d'éviter tous les risques (évaporation excessive et le Roll-over) qui peuvent être engendrés par la défaillance de l'isolation thermique.

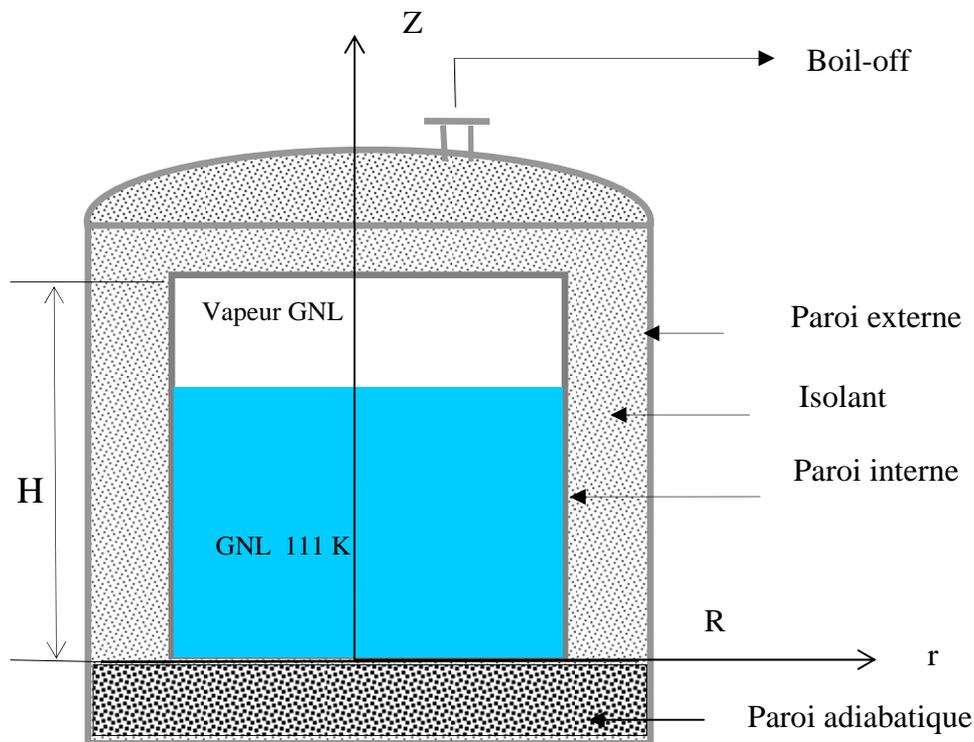


fig.1.1 schéma général du réservoir de stockage de GNL

1.3 Phénomène d'évaporation

Dans un stockage statique, le GNL est dans un état d'équilibre dynamique et thermodynamique. La quantité de chaleur absorbée par le réservoir et provenant du milieu extérieur est dissipée sous forme d'évaporation du liquide à la surface. Quand le système est perturbé par des variations de pression en phase vapeur, ce dernier réagit pour rétablir l'équilibre BELLUS [15].

Dans un grand réservoir de stockage bien isolé, l'évaporation du GNL aura lieu essentiellement à la surface du liquide avec la formation des bulles invisibles. Ce phénomène d'évaporation porte le nom de Boil-off. Le taux de Boil-off admissible est de l'ordre de 0.04% par jour du volume total du réservoir de stockage.

Dans la nature, le méthane se retrouve dans des mélanges avec d'autres hydrocarbures - éthane, propane, butane, pentanes et condensats plus lourds ainsi qu'avec d'autres gaz comme le sulfure d'hydrogène, le dioxyde de carbone, et l'azote.

La plupart de ces substances sont éliminées aux usines de transformation du gaz naturel, ce qui donne du gaz prêt au transport par gazoduc et qui a en général une teneur en méthane d'environ 95 %, ainsi que de petites quantités d'éthane et de propane [8] [9], les vapeurs du GNL stocké étant constituées principalement de méthane [10] [11].

Le Boil-off représente une perte sensible, non seulement en volume mais aussi en qualité car il affecte également les propriétés physiques et chimiques du GNL.

Les réservoirs de stockage cryogénique ne sont jamais remplis entièrement. En effet, un espace de vapeur est exigé pour permettre une ébullition (évaporation) adéquate avec le maintien de la pression de stockage. Cet espace de vapeur minimum est d'environ 0.5 % du volume total BRIDGE [12].

1.4 Phénomène de Roll-over

Dans les réservoirs à grosse capacité de GNL, des cellules horizontales indépendantes de convection peuvent se former. L'apport de chaleur par l'enveloppe du réservoir conduit à une expansion du liquide dans les cellules inférieures, et une évaporation des constituants volatiles (légers) dans les cellules supérieures. Le résultat est l'obtention d'une densité plus élevée dans les cellules supérieures qui peut mener à un retournement et un mélange brusque du liquide. Pendant ce retournement, que l'on appelle Roll-over, le liquide bout intensément en raison des couches inférieures surchauffées d'où le risque d'explosion PERINIC [13].

1.5 Maîtrise de l'évaporation du GNL

L'évaporation permanente du GNL stocké dans les réservoirs représente une perte sensible comme l'affirme de nombreux auteurs. D'après ces mêmes auteurs le taux d'évaporation (Boil-off) est directement lié à l'efficacité de l'isolation thermique d'un réservoir de GNL.

Plusieurs travaux de recherche, théoriques et expérimentaux, ont été réalisés pour mieux comprendre le phénomène d'évaporation dans les bacs de stockage du GNL, soit pour en améliorer la conception, soit pour en prévoir les performances thermiques et minimiser les pertes par évaporation. Toutes ces études ont pour but de fournir une base technologique à la construction et à la sécurité d'exploitation des réservoirs aériens de gaz naturel liquéfié.

Certaines d'entre elles ont été consacrées à l'étude de la réduction du taux d'évaporation du GNL dans les bacs en fonction des paramètres de stockage. Parmi ce groupe de chercheurs nous citons : H. T. HASHEMI et R. WESSON [14] ont réalisé une étude très importante intitulée « Réduction des frais de stockage » portant sur l'effet de la pression de stockage dans la phase vapeur. Ils ont proposé un modèle mathématique pour le calcul et la prédiction de l'évolution du débit d'évaporation du GNL et ont abouti aux conclusions suivantes :

- Quand la pression en phase vapeur subit une réduction graduelle, le débit d'évaporation augmente.
- Plus la hauteur de la phase liquide du GNL dans le réservoir de stockage est haute, plus le taux d'évaporation est élevé.
- Plus le taux de réduction de la pression de stockage est important et plus le temps de la stabilité du débit d'évaporation est grand.

M. BELLUS et M. GINESTE [15] ont étudié expérimentalement au terminal du Havre (France) l'effet de la hauteur de GNL sur la déperdition calorifique et le débit d'évaporation, ils ont aussi examiné l'effet de la pression de la phase vapeur sur le débit d'évaporation. Leurs essais ont été réalisés sur un réservoir plein et un autre à moitié plein. Ils ont abouti aux conclusions suivantes.

- Plus le niveau liquide du GNL est bas, plus le débit d'évaporation diminue et plus le gradient de température en phase vapeur augmente.
- Un abaissement de pression entraîne, en moyenne un supplément d'évaporation de 0.07% de la quantité de GNL présente dans le réservoir.
- Une augmentation de pression entraîne un ralentissement et une annulation des évaporations de façon momentanée.

A. E. FINDLATER et L. R. PREW [16] ont analysé divers aspects tirés de l'expérience acquise au cours des premières années d'exploitation du projet de transport du GNL entre Brunei et le Japon. Les points essentiels portent sur les effets et les causes des pertes par évaporation (boil-off) qui constituent une particularité opérationnelle propre à ces navires et aussi les mesures à prendre à partir des retours d'expérience pour en tirer le maximum d'enseignements afin de réduire ces pertes par évaporation.

M. RIGHI [17] a étudié expérimentalement l'effet de la pression de stockage et de l'isolation thermique sur l'évolution du débit d'évaporation. Pour cela, il a installé au laboratoire de l'unité de liquéfaction de Skikda GL1K un cryostat utilisant l'azote liquide en simulation à un bac de stockage réel de GNL.

Il a aussi fait apparaître l'effet du niveau de liquide de GNL sur le profil de température en phase vapeur. Les résultats obtenus à partir des tests sur maquette sont comparés à ceux réalisés par d'autres chercheurs dans le domaine. D'un point de vue quantitatif, l'évolution du champ de température est bien confirmée par cette étude et la bonne concordance entre les résultats expérimentaux et celle d'autres chercheurs est remarquable.

I.MEZERAI [18] a présenté une étude expérimentale sur trois bacs réels au niveau du complexe de liquéfaction de gaz naturel de Skikda qui consiste à une estimation prévisionnelle du taux du Boil-off du GNL en fonction des différents paramètres de stockage. Il a déterminé les profils des températures de la phase vapeur pour trois bacs de stockages, à différents niveaux liquide et température ambiante, ainsi que la valeur de l'émissivité du liner des trois bacs. Il a aussi étudié l'effet de l'émissivité du métal sur la variation du débit d'évaporation.

S. LARBI, B. BENKOUSSAS, H. BELHANECHÉ [19] ont étudié expérimentalement le phénomène d'évaporation. Pour cela, un banc d'essai a été réalisé. Les résultats obtenus, relatifs aux réservoirs de stockage, montrent que le taux d'évaporation augmente avec l'augmentation de la hauteur de remplissage en GNL. Le taux d'évaporation diminue en augmentant l'épaisseur de l'isolation thermique.

Q.S.CHEN, J.WEGRZYN, V.PRASAD [20] ont utilisé les méthodes de la thermodynamique et du transfert thermique pour l'analyse de la pression et de la température dans les bacs de stockage de GNL. Ils ont étudié l'effet de l'épaisseur de l'isolation thermique sur la variation du débit du Boil-off. Ils ont conclu que plus l'épaisseur de l'isolation est grande, plus le débit d'évaporation est stable.

Un autre aspect de recherche a été développé dans ce domaine, ayant pour objectif l'étude du comportement du GNL dans les bacs de stockage.

C. T. PHAM, S. HARTMANN, J. P. PETIT [21] ont développé une méthode numérique pour résoudre les équations elliptiques non linéaires qui gouvernent les mouvements turbulents, les transferts thermiques et le transfert de masse dans une cavité rectangulaire de grande dimensions.

Les résultats obtenus ont montré l'influence des mécanismes physiques sur la stratification thermique du gaz naturel liquéfié.

D'autres études sont intéressées aux applications cryogéniques. Parmi ces études nous citons celle de R. REBIAI, M. BELMEDANI [22] qui ont présenté un travail basée sur un modèle de prédiction de l'évolution des couches limites et le profil de température en fonction des flux absorbés par le liquide.

Malgré leurs intérêt, ces études, ne peuvent apporter que des éléments qualitatifs pour la compréhension des phénomènes qui nous intéressent tels que :

- les effets et les causes des pertes par évaporation.
- les phénomènes physiques, gouvernant la vaporisation et comportement du GNL dans les réservoirs de stockage.

Un autre aspect de recherche a pris en considération les infiltrations thermiques venant du milieu environnant vers le GNL stocké à travers les parois du réservoir.

O. KHEMIS, M. BOUMAZA, M. AIT ALI, M. X. FRANCOIS [23] ont étudié les différents types de transfert thermique dans un cryostat sans isolation, rempli en azote liquide. Ils ont proposé un modèle mathématique pour le calcul de température sur la paroi interne du cryostat. Leur modèle qui contient $n+1$ éléments est composé de trois parties. Trois types de bilan thermique ont été établis, le premier bilan concernant la phase liquide (azote), le deuxième bilan l'anneau situé juste au dessus de la phase liquide et le dernier dans la partie vapeur.

O. KHEMIS, R. BESSAIH, M. AIT ALI, M. X. FRANCOIS [24] ont étudié les transferts thermiques dans un stockage cryogénique pour plusieurs configurations, utilisant un cryostat. Le but de travail et d'avoir la qualité du transfert thermique entre la vapeur et le corps du cryostat. Ils ont utilisé une super isolation qui est composée de plusieurs écrans de refroidissement radiatifs, afin de réduire les échanges radiatifs et obtenir de très faibles valeurs des flux thermiques échangés entre l'enceinte et le milieu ambiant. Ils ont procédé à

l'optimisation de la position des écrans de refroidissement radiatifs dans le corps du cryostat afin de minimiser les transferts radiatifs dans un fluide cryogénique.

D. T. NEILL, H. T. HASHEMI, C. M. SLIEPCEVICH [25] ont présenté une étude de calcul des profils de températures en fonction des niveaux de liquide en utilisant une technique de calcul prenant en considération tous les phénomènes de transfert thermique. En particulier, les effets de l'émissivité de la paroi interne sur le profil de température et sur le taux de Boil-off ont été évalués. Les résultats obtenus sont comparés avec ceux mesurés pour le GNL stocké.

Ils ont exposé le travail de Churchill, le premier à avoir proposé une méthode théorique de calcul du transfert de chaleur et des températures de la paroi interne pour un bac de stockage.

Ce dernier a présenté les effets du transfert de chaleur par convection et par rayonnement à l'intérieur de la phase vapeur par un seul et uniforme coefficient d'échange convectif.

Dans l'expérience, l'auteur a utilisé de l'azote liquide dans un réservoir prototype rectangulaire à double- paroi métallique.

Il a utilisé en premier lieu, une méthode numérique pour le calcul des températures internes et des flux de chaleur transférés au liquide en utilisant certaines hypothèses simplificatrices dont les principales sont :

- Propriétés physiques constantes.
- Hauteur importante de la phase vapeur (entre le liquide et le toit du réservoir).
- Conduction circonférentielle à travers la paroi métallique et la couche isolant négligée.

Il a présenté aussi une solution analytique du problème à laquelle il a confronté son modèle numérique avec une bonne concordance pour les températures calculées et mesurées au niveau du réservoir prototype.

Il a eu conclu que :

- Le transfert de chaleur interne est largement indépendant de la hauteur de la phase vapeur.
- Le débit de Boil-off augmente linéairement et lentement avec le niveau de liquide dans le réservoir.
- Le débit de Boil-off est fortement influencé par la conductivité thermique verticale quelle que soit la paroi interne.

- Bien que la solution analytique de Churchill soit facile à appliquer, il n'existe pas de corrélation disponible pour déterminer l'effet de la taille du réservoir et des autres paramètres sur la valeur du coefficient d'échange qui regroupe la convection et la radiation. Pour les auteurs Neill et al [25] leur étude qui tient compte du rayonnement, de la convection et de la conduction pour le calcul du débit de Boil-off. Mais pour certains cas, leur modèle diverge et atteint des températures absolues négatives.

La divergence apparaît essentiellement dans les cas suivants :

- Basse émissivité de la paroi interne du bac.
- Haut niveau de vapeur dans le bac.
- Haute conductivité dans le sens vertical.

Quoique leur méthode paraisse plus rigoureuse et plus complète que celle de Churchill, les résultats restent approchés à cause des hypothèses faites, en particulier :

- L'expression du coefficient de transfert de chaleur dûe à la convection de la phase vapeur, est valable uniquement pour les grands bacs de stockage.
- En contact de la paroi interne de liner ils ont pris en compte l'échange par convection et rayonnement. Mais il reste à prouver que ce milieu de vapeur possède un mouvement convectif appréciable.

N.DJELLAS [26] a effectué une étude essentiellement numérique fondée sur trois paramètres :

- la conception du bac de stockage (forme géométrique, caractéristiques thermiques du bac, isolation).
- le produit stocké qui est le GNL.
- les conditions externes (pression et température ambiante).

L'auteur a proposé un modèle mathématique pour le calcul de la température le long de la paroi interne du bac de stockage. Les profils de température calculés concordent avec ceux de mesures effectuées sur site.

S. AIT FERHAT [27] dans le cadre de sa formation de Magister a présenté une étude intitulée "Etude Thermique par Analyse Système de L'ensemble Réservoirs-GNL en Interaction avec L'environnement". Cette étude est basée sur deux méthodes théoriques.

- La première méthode concerne les bilans thermiques pour évaluer le champ de température dans la phase vapeur.
- La deuxième approche est basée sur le système des résistances thermiques pour évaluer le champ de température dans les différentes couches du bac.

Les résultats obtenus sont comparés avec ceux prélevés sur site et la bonne concordance est remarquable entre les résultats numériques et ceux d'expérience.

Dans cette étude il a considéré au niveau de la paroi interne qu'il n'y a pas de rayonnement ni de convection. Par conséquent il a considéré que le volume de vapeur est stable et le transfert de chaleur se fait uniquement par conduction.

Tous ces travaux sont très intéressants, par leurs aspects présentés et leur but de donner plus d'information sur la maîtrise du phénomène d'évaporation.

Mais il reste toujours à trouver des modèles simples, faciles à appliquer donnant des résultats quantitatifs.

1.6 Objectifs de l'étude

Notre étude consiste à présenter une modélisation des infiltrations thermiques venant du milieu ambiant par convection et rayonnement solaire vers le bac de GNL. Faisant apparaître le réservoir (éléments de parois et le toit), le GNL (liquide et phase vapeur) et l'ambiance (température ambiante, flux solaire). Nous déterminons le profil de température dans l'ensemble du bac de stockage et évaluons le taux d'évaporation.

1.7 Conclusions

L'étude bibliographique nous a permis de faire une synthèse des travaux précédents dans le domaine de stockage de GNL dans des réservoirs aériens lié à la réduction au maximum du taux d'évaporation.

Ceci nous a permis d'entreprendre notre propre étude que nous présentons dans ce mémoire en proposant une autre approche à l'évaluation du taux d'évaporation du GNL dans les bacs de stockage.

Chapitre 2

ETUDE THEORIQUE

2.1 Introduction

L'évaluation du taux d'évaporation dans les réservoirs de stockage de GNL passe inévitablement par l'étude de tous les transferts thermiques qui y ont lieu.

La première démarche à réaliser est l'étude du champ de température dans le bac de stockage du GNL qui nous conduit à la résolution d'un problème thermique constitué de plusieurs sous systèmes (acier 1 coté interne en contact de GNL, isolation, acier 2 coté externe en contact de la température ambiante).

Le modèle théorique utilisé dans cette étude est celui du système global lié au réservoir. Le système est cylindrique bidimensionnel (r,z) dont l'origine des axes est situé à la base et au centre du réservoir (fig. 2.1).

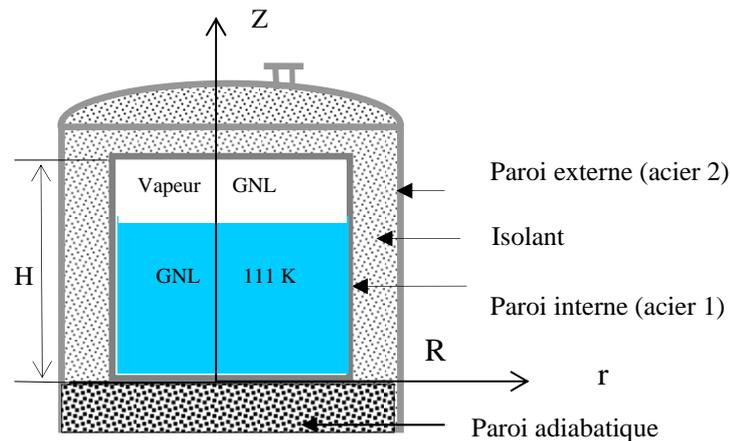


Fig. 2.1 schéma général du réservoir de stockage de GNL

Parmi les sous-systèmes constituant le système global du réservoir à modéliser, celui du volume de vapeur, au dessus de la phase liquide, nécessite une étude particulière avant de l'introduire dans l'étude globale. La compréhension du phénomène des mouvements convectifs dans le volume de vapeur est extrêmement importante pour l'étude thermique globale du bac de stockage de GNL. Dans certains travaux précédents Neill [25] et DJELLAS [26] les auteurs ont considéré que les mouvements convectifs dans le volume de vapeur sont assez importants au point de considérer que dans les conditions aux limites de la paroi interne du liner (acier 1) figurent l'échange de chaleur par convection naturelle et rayonnement.

AIT FERHAT [27] dans son étude a considéré que le fluide de la phase vapeur est essentiellement au repos du fait d'une stratification thermique stable (fluide chaud, plus léger, est situé au dessus de fluide froid, plus lourd), ainsi il a supposé que le volume de vapeur constitue un matériau immobile et dans lequel le transfert de chaleur ne se fait que par conduction.

Dans cette étude nous voulons en premier lieu valider cette hypothèse. Pour cela nous consacrons une partie de ce travail à l'étude de la place de la convection naturelle dans le volume de vapeur.

La première étape consiste à faire une modélisation de la convection naturelle dans la phase vapeur de GNL qui constitue un sous système du système global du réservoir. Elle permet de déterminer les profils des températures et les vecteurs vitesses sur la base desquelles nous examinerons le rôle et l'importance de la convection naturelle dans la suite de l'étude.

En deuxième étape, nous procédons à la modélisation des pertes thermiques venant du milieu ambiant par convection et rayonnement solaire vers le bac de stockage dans l'ensemble du système global du bac de stockage.

2.2 Modélisation de la convection naturelle dans la phase vapeur par le logiciel Fluent

La convection naturelle ou convection libre représente l'écoulement de fluide qui résulte de la différence de densité induite au sein du fluide par un échauffement, et des forces d'Archimède qui en découlent.

Dans un bac de stockage, quel que soit le type de l'isolation thermique, le GNL subit une convection naturelle pure causée essentiellement par l'échange de chaleur à travers la paroi latérale du réservoir. Les mouvements convectifs apparaissent uniquement le long des parois.

2.2.1 Présentation du problème

Pour réaliser l'étude de la convection naturelle dans la phase vapeur du GNL stocké, nous avons opté pour l'utilisation d'un code commercial qui est Fluent. Il est classé parmi les plus performants logiciels de simulation des phénomènes de la mécanique des fluides (CFD). Le logiciel Fluent est employé pour la simulation, la visualisation, le transfert de la chaleur et

de la masse. Il est utilisé pour les géométries bidimensionnelles, tridimensionnelles simples, complexes et les maillages structurés ou non structurés.

Concernant notre étude la géométrie et le maillage utilisés ont été réalisés à l'aide du logiciel Gambit. Les dimensions de la cavité cylindrique sont : hauteur égale à 36 m ; diamètre égal à 46 m ; épaisseur d'acier1= épaisseur d'acier2=0,1 m ; épaisseur de l'isolation thermique = 0.8 m.

- **Utilisation du logiciel Gambit :**

Ce logiciel a servi pour définir et créer le modèle d'étude surface ou volume. Avant de créer la géométrie il faut choisir le type de la version du logiciel Fluent ; c'est-à-dire le type de logiciel de résolution des équations du mouvement et de la thermique. Dans notre cas c'est fluent6.0.

Le logiciel Gambit peut mailler un volume ou une face en maillage structuré ou non structuré avec un pas d'espace fixe ou non fixe pour l'ensemble de la géométrie.

En outre, Gambit n'est pas le seul meilleur mailleur commercial, c'est un des plus utilisés et des plus connus car il est très simple d'utilisation.

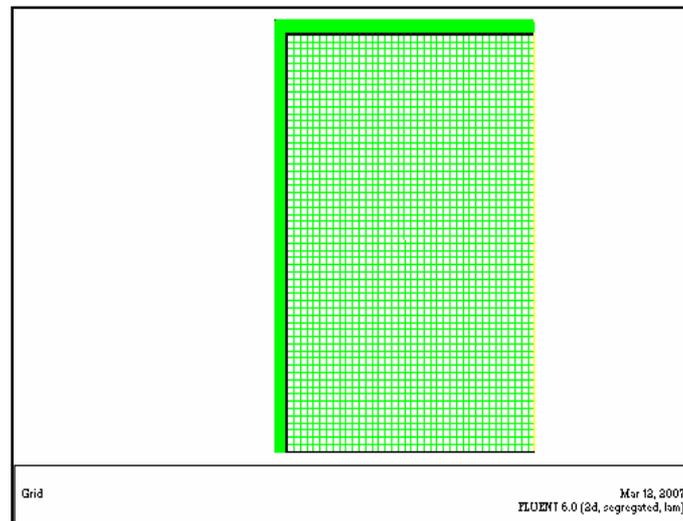


Fig. 2.2 schéma général de la cavité cylindrique

2.2.2 Paramètres de simulation par Fluent

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.

- Les paramètres d'entrée du code de calcul Fluent sont :

a) Choix du schéma

Le schéma qui a été retenu pour la convection naturelle est un schéma axisymétrique, instationnaire et turbulent avec un modèle de type $k - \varepsilon$ (nombre de Rayleigh très élevé,

$$Ra = \frac{g\beta(T_c - T_f)L^3}{\nu^2} \cdot p_r \approx 10^{12}.$$

b) Propriétés du fluide

Le fluide en mouvement à l'intérieur de la cavité est le méthane (CH₄), dont les caractéristiques sont prises en compte par Fluent. Nous utilisons également l'approximation de Boussinesq.

c) Propriétés du solide

La paroi latérale et le toit sont constitués d'acier et d'une isolation en perlite.

d) Conditions extérieures

La pression ambiante est prise égale à la pression atmosphérique, ce qui correspond 101325 Pa.

Il est également nécessaire de spécifier à Fluent que le calcul doit tenir compte de la gravité, et de l'orienter par rapport au repère dans lequel a été créé le maillage. Dans le cas présent, l'accélération de la pesanteur est fixée à -9.81 m.s^{-2} sur l'axe des x (axe vertical du réservoir).

e) Conditions aux limites

Etant donné que le phénomène étudié (la convection naturelle dans la phase vapeur) est un volume limité par une cavité cylindrique.

On a imposé :

- A la base de la cavité une condition de paroi maintenu à température constante à 111K.
- Sur la paroi latérale et toit à l'extérieur une condition d'échange convectif ($h=10 \text{ W/m}^2\text{K}$) et radiatif ($\varepsilon = 05$), avec l'ambiance (T_a égale à 300K) est imposée.

2.3 Modélisation du transfert de chaleur dans le bac de stockage

2.3.1 Analyse du problème

La connaissance du profil de température de la phase vapeur et des parois du réservoir est indispensable pour déterminer le flux de chaleur latéral, le flux de chaleur parvenant de la phase vapeur vers le liquide de GNL et pour prédire le taux de Boil-off.

Durant l'exploitation du bac de stockage, le profil de température de la paroi au niveau de phase vapeur, dont le volume varie suivant le taux de remplissage, est plus significatif que celui de la phase liquide. Cela s'explique par l'influence de ce profil sur le transfert de chaleur convectif dans la phase vapeur.

Hypothèses simplificatrices

Un certain nombre de suppositions ont été faites pour simplifier le problème. En particulier :

- Les propriétés physiques du fluide et des matériaux sont constantes.
- La température extérieure (ambiante) est supposée constante.
- Le bas et le haut du réservoir sont assimilés à des disques plats.
- D'après certaines études dans le domaine, les mouvements de convection naturelle à l'intérieur de l'enceinte sont caractérisés par des nombres de Grashof supérieurs à 10^{12} HASHEMI [35].
- Les mouvements de convection naturelle apparaissent uniquement le long des parois.
- La partie centrale, hors couche limite, où le champ de température est bidimensionnel, les vitesses sont négligeables et les échanges s'effectuent uniquement par conduction.
- Les parois dont le champ de température sont également bidimensionnelles et qui sont le siège des transferts thermiques importants.

Dans ces conditions, il est tout à fait logique de considérer le problème comme bidimensionnel.

2.3.2 Equation gouvernant le transfert thermique

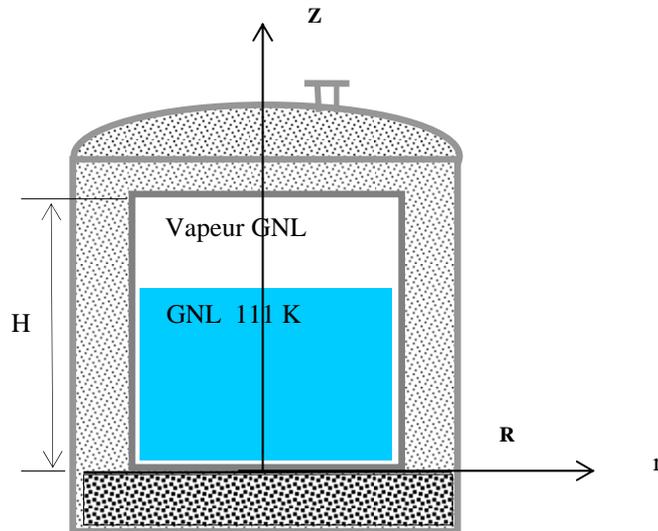


Fig.2.3 schéma général d'un bac de stockage

Cette étude est fondée sur l'utilisation de l'équation de diffusion de la chaleur bidimensionnelle en régime variable. Elle complète aussi la première partie par la détermination du champ de température au niveau des différentes couches composant la paroi du bac de stockage et de la phase vapeur.

Pour une enceinte cylindrique de rayon r et de hauteur z , les transferts se traduisent par l'équation de diffusion de la chaleur :

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla(\lambda \nabla T) + Q_{vol} \quad (1)$$

Soit sa forme développée :

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + Q_{vol} \quad (2)$$

Dans notre cas on n'a pas de terme source donc $Q_{vol} = 0$

Ce qui donne l'équation finale

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right) \quad (3)$$

c) Conditions aux limites

- Condition initiale:

$$\text{À } t=0 \quad ; \quad T(0, r, z) = T_0$$

Où T_0 : la température de stockage de GNL égale à 111 K

- Conditions aux limites :

$$r=0 \quad , \quad \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \quad \text{symétrie axial}$$

$$r = R \Leftrightarrow$$

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R} = h_c(T - T_a) + h_r(T - T_a) \quad \text{à la paroi laterale}$$

$$z=0 \quad , \quad \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = 0 \quad \text{condition de paroi adiabatique}$$

$$z = H \Leftrightarrow$$

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=H} = h_c(T - T_a) + h_r(T - T_a) \quad \text{sur le toit}$$

$q_c = h_c(T - T_a)$: Densité de flux de chaleur échangé par convection à la paroi

$q_r = h_r(T - T_a)$: Densité de flux de chaleur échangé par rayonnement

h_c : Le coefficient de transfert thermique par convection

h_r : Le coefficient de transfert thermique par rayonnement

Le flux de chaleur convectif est donné par :

$$\Phi_c = h_c S_c (T - T_a) \quad (4)$$

S_c : surface d'échange convectif.

Le flux radiatif à la paroi de température T_a s'écrit :

$$\Phi_r = \varepsilon \sigma S_r (T^4 - T_a^4) \quad (5)$$

S_r : surface d'échange radiatif.

Le coefficient d'échange par rayonnement h_r est obtenu par linéarisation de l'équation qui donne le flux du rayonnement Φ_r . Il est évident que la condition de linéarisation doit être vérifiée dans chaque cas particulier, en fonction du niveau des températures considérées et de la précision souhaitée TAINÉ [31].

- Méthode de linéarisation de l'équation (5)

Soit :

$$(T^4 - T_a^4) = (T^2 + T_a^2)(T^2 - T_a^2) = (T^2 + T_a^2)(T + T_a)(T - T_a)$$

Cela revient à écrire l'équation (5) sous la forme :

$$\Phi_r = \varepsilon \sigma s (T^2 + T_a^2)(T + T_a)(T - T_a) \quad (6)$$

Où $h_r = \varepsilon \sigma (T^2 + T_a^2)(T + T_a)$ en considérant que les températures T et T_a sont voisines.

$$\Phi_r = h_r s (T - T_a) \quad (7)$$

Le flux solaire est un phénomène de surface, si on le prend en considération les conditions aux limites deviennent:

Condition initiale:

$$\text{À } t=0 \quad ; \quad T(0, r, z) = T_0$$

Où T_0 : la température de stockage égale à 111 K

- Conditions aux limites :

$$r=0 \quad , \quad \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \quad \text{symétrie axial}$$

$$r = R \Leftrightarrow$$

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R} = h_c (T - T_a) + h_r (T - T_a) + SS_r \quad \text{à la paroi laterale}$$

$$z=0 \quad , \quad \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = 0 \quad \text{condition de paroi adiabatique}$$

$$z = H \Leftrightarrow$$

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=H} = h_c (T - T_a) + h_r (T - T_a) + SS_z \quad \text{sur le toit}$$

$SS_r = \phi_{sol}$: Flux solaire absorbé par la paroi latérale du bac de stockage

$SS_z = \phi_{sol}$: Flux solaire absorbé par le toit du bac de stockage

2.3.3 Etude de l'ensoleillement du bac de stockage

L'absorption de la chaleur solaire dépend fortement de la situation des objets et de leurs endroits. Les objets n'absorbent pas tout le rayonnement solaire qu'il reçoit : une partie est réfléchiée vers l'atmosphère, une autre partie est transmise et le reste est absorbé.

Pour un bac de stockage du GNL, la paroi latérale et le toit sont exposés au rayonnement solaire incident dont l'intensité est évaluée sur le site étudié.

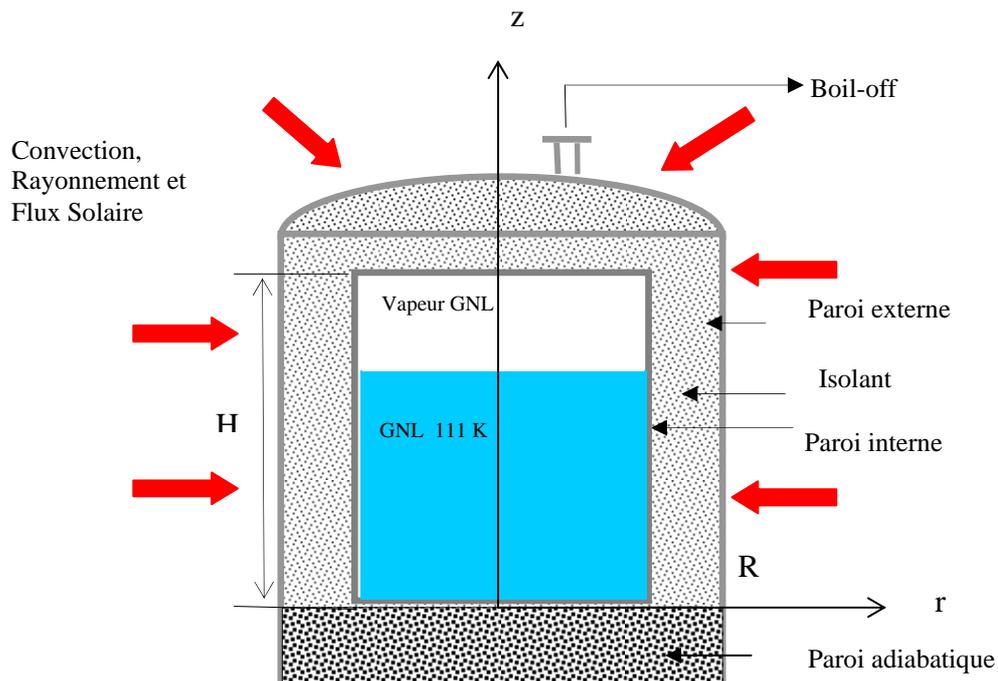


Fig. 2.4 schéma général du réservoir de stockage de GNL

- Le flux absorbé s'écrit par la relation suivante :

$$\phi_{\text{sol}} = \alpha_{\text{ps}} G^* S \quad (8)$$

Où

ϕ_{sol} Flux solaire absorbé par la surface exposée (W)

α_{ps} Coefficient d'absorption de la paroi du bac de stockage par rapport au rayonnement solaire

G^* Eclairement (densité de flux) solaire incident sur le bac (W / m^2)

S Surface de la paroi absorbante (m^2)

- L'éclairement solaire global G^* est calculé suivant les définitions données par Yves JANNOT [32].

$$G^* = S^* + D^* \quad (9)$$

Où :

S^* est l'éclairement solaire direct calculé par la relation suivante :

$$S^* = \frac{\pi}{24} [a + b \cos(\omega)] \frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_1)}{\sin(\omega_1) - \frac{\pi\omega_1}{180} \cos(\omega_1)} S \quad (10)$$

D^* est l'éclairement solaire diffus calculé par la relation suivante :

$$D^* = \frac{\pi}{24} [a + b \cos(\omega)] \frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_1)}{\sin(\omega_1) - \frac{\pi\omega_1}{180} \cos(\omega_1)} D \quad (11)$$

avec :

$$- \quad a = 0.409 + 0.502 \sin(\omega_1 - 60^\circ) \quad ; \quad - \quad b = 0.661 + 0.477 \sin(\omega_1 - 60^\circ)$$

- l'angle horaire ω est défini par :

$$\omega = 15^\circ(\text{TS} - 12) \quad ; \quad \text{TS} \text{ heure exprimée entre 0 et 12}$$

ω étant compté positivement l'après-midi

- le module ω_1 de l'angle horaire au lever du soleil est donnée par :

$$\cos(\omega_1) = -\tan(L) \tan(\delta)$$

- L est la latitude

Sachant que :

- La déclinaison δ est l'angle formé par la direction du soleil avec le plan équatorial. Elle varie au cours de l'année entre -23.45° et $+23.45^\circ$. Elle est nulle aux équinoxes (21 mars et 21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin), et minimale au solstice d'hiver (21 décembre). La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation :

$$\delta = 23.45^\circ \sin [0.980^\circ (j + 284)] \quad \text{Yves JANNOT [32].}$$

- l'irradiation solaire globale G est définie comme suit :

$$G = S + D \quad \Rightarrow \quad S = G - D \quad (12)$$

S Irradiation solaire directe

D Irradiation solaire diffuse

- la valeur du flux de rayonnement solaire E reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 Km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance Terre /Soleil. Sa valeur moyenne E_0 est appelée la constante solaire.

E_0 est égale à 1353 w/m^2 . En première approximation, la valeur du flux de rayonnement solaire est calculée en fonction du numéro du jour de l'année j par Yves JANNOT [32] :

$$E = E_0 [1 + 0.033 \cos(0.984 j)] \quad (13)$$

- le rayonnement solaire global reçu par une surface :

$$G = E$$

Nous estimons D en fonction de G par la relation donnée par Yves JANNOT [32] :

$$D = \left\{ 0.775 + 0.00606(\omega_1 - 90^\circ) - \left[0.505 + 0.00455(\omega_1 - 90^\circ) \right] \cos(115K_T - 103) \right\} G \quad (14)$$

On calcule le terme :

$$K_T = \frac{G}{G_0} \quad (15)$$

Où :

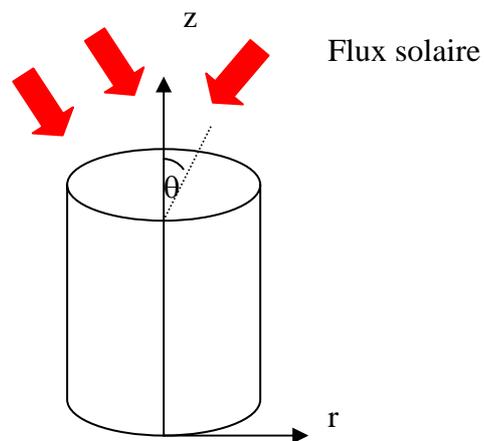
$$G_0 = 3.795 \cdot 10^4 \cos(L) \cos(\delta) \left[\sin(\omega_1) - \frac{\pi\omega_1}{180} \cos(\omega_1) \right] \quad (16)$$

Pour un bac de stockage on a :

- Pour le toit

$$S = \pi R^2$$

$$\phi_{sol} = \pi R^2 \cos \theta \alpha_{ps} G^*$$

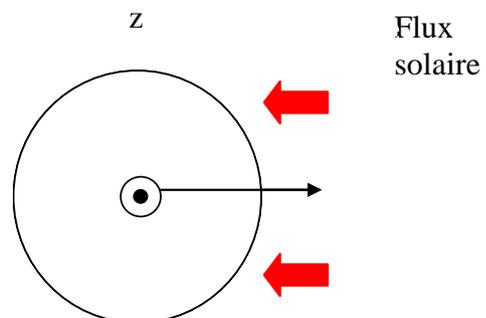


- Pour la paroi latérale

(Moitié de la surface est ensoleillée)

$$S = \pi R H$$

$$\phi_{sol} = \pi R H \sin \theta \alpha_{ps} G^*$$

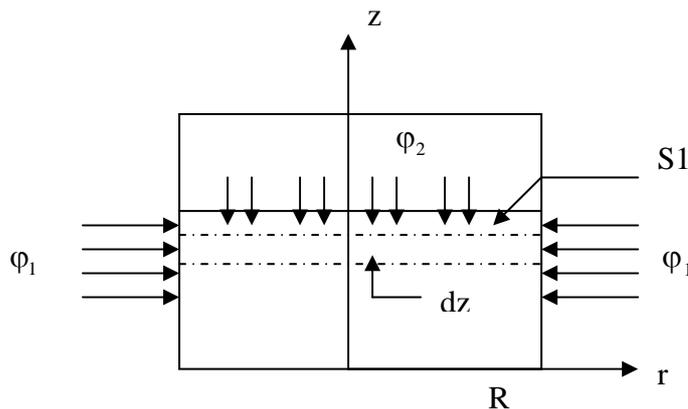


2.4 Méthode d'évaluation du taux d'évaporation

Quelle que soit la conception des réservoirs de stockage du GNL et le type d'isolation thermique ce dernier reçoit de la chaleur arrivant de l'extérieur. La quantité de chaleur ou flux ($\phi(w)$) total parvenant au GNL liquide est égal à la somme de tous les flux, arrivant de toutes les directions :

2.4.1 Flux thermique latéral

Le flux latéral qui provoque l'évaporation du liquide ce flux entrant de l'acier1.



Dans la direction r :

$$\phi_1 = \frac{dT}{R_{Tot}} = \frac{1}{R_{Tot}}(T_2 - T_1) \quad (17)$$

$$\text{Où} \quad R_{Tot} = \frac{1}{S_1} \left(\frac{\Delta r / 2}{\lambda_1} + \frac{1}{h_i} + \frac{\Delta r / 2}{\lambda_{acier1}} \right)$$

$$S1 = 2\pi R dz$$

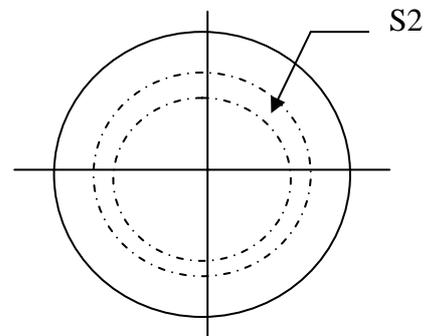
T_2 : température du nœud correspondante à la face interne de la paroi (acier1)

T_1 : température du nœud dans le liquide

2.4.2 Flux de chaleur de la phase vapeur

Flux cédé par la phase vapeur au niveau de la surface du liquide.

Vue de dessus du bac (toit)



Dans la direction z :

$$\phi_2 = -\lambda \frac{dT}{dz} \cdot S2 = \frac{\lambda_v}{dz} (T_{\text{gaz}} - T_{\text{liq}}) \cdot S2 \quad (18)$$

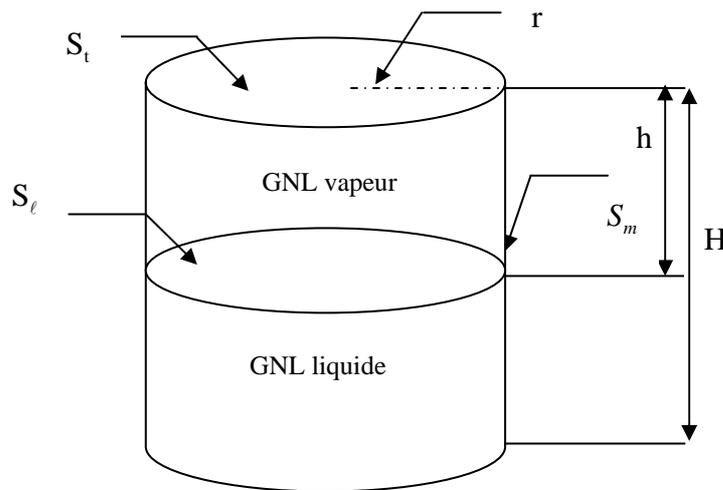
$$S2 = 2\pi r \Delta r$$

T_{gaz} : température du nœud dans la phase vapeur juste au dessus du liquide

T_{liq} : température du nœud à la surface du liquide

2.4.3 Flux radiatif vers la surface de GNL

Le flux de rayonnement des surfaces (toit et verticales) non mouillées opposées à celle du liquide. Ce flux pour un modèle à trois surface est calculé comme suit:



2.5 Schéma du bac de stockage de GNL

Le rayonnement parvenant à la surface du GNL dans le bac de stockage est issu des parois (face interne des murs verticaux cylindriques et plafond).

On distingue la surface du liquide (S_l), celle du toit (S_t) et celle des murs verticaux cylindriques (S_m). Le liquide représente une surface noire ($\epsilon = 1$) ; la radiosité ($J_l = \sigma T_l^4$) et l'émissivité est la même pour le toit et les murs verticaux cylindriques (ϵ).

La densité de flux gagnée par le liquide (absorption moins émission) est donnée par :

$$S_l q_l'' = S_t F_{t \rightarrow l} J_t + S_m F_{m \rightarrow l} J_m - S_l \sigma T_l^4 \quad (1') \quad \text{MODEST [37]}$$

T_l : Température de GNL liquide

$S_t F_{t \rightarrow l} J_t + S_m F_{m \rightarrow l} J_m$: Flux absorbé par le liquide

$S_l \sigma T_l^4$: Flux émis par le liquide

On distingue les facteurs de forme :

$F_{t\ell}$: Fraction de rayonnement émis par la surface du toit et captée par la surface du liquide

$F_{m\ell}$: Fraction de rayonnement émis par la surface des murs verticaux cylindriques et captée par la surface du liquide

En utilisant les relations de réciprocités suivantes :

$$S_t F_{t\ell} = S_\ell F_{\ell t} \quad \text{et} \quad S_m F_{m\ell} = S_\ell F_{\ell m}$$

l'équation (1') devient comme suit :

$$S_\ell q_\ell'' = S_\ell (F_{\ell t} J_t + F_{\ell m} J_m - \sigma T_\ell^4) \quad (2')$$

Par ailleurs :

$$\begin{aligned} S_t J_t &= \varepsilon S_t \sigma T_t^4 + \rho (S_m F_{mt} J_m + S_\ell F_{\ell t} \sigma T_\ell^4) \\ &= S_t [\varepsilon \sigma T_t^4 + \rho (F_{tm} J_m + F_{t\ell} \sigma T_\ell^4)] \end{aligned} \quad (3')$$

$$\begin{aligned} S_m J_m &= \varepsilon S_m \sigma T_m^4 + \rho (S_t F_{tm} J_t + S_m F_{mm} J_m + S_\ell F_{\ell m} \sigma T_\ell^4) \\ &= S_m [\varepsilon \sigma T_m^4 + \rho (F_{mt} J_t + F_{mm} J_m + F_{m\ell} \sigma T_\ell^4)] \end{aligned} \quad (4') \quad \text{MODEST [37]}$$

avec $\rho = 1 - \varepsilon$

Le facteur de forme F_{mm} n'est pas nul, car la surface (S_m) est convexe et donc se voit elle-même, par contre, $F_{tt} = F_{\ell\ell} = 0$ car le toit et le liquide sont des surfaces planes

Par symétrie, nous avons $F_{\ell t} = F_{t\ell}$; $F_{\ell m} = F_{tm}$; $F_{m\ell} = F_{mt}$

On utilisant les relations d'addition suivantes :

$$F_{\ell t} + F_{\ell m} = 1$$

$$F_{mm} + F_{m\ell} + F_{mt} = 1$$

Notons que $F_{\ell t} = F_{t\ell} = f$

Donc $F_{\ell m} = F_{tm} = 1 - f$

De la relation de réciprocité :

$$F_{m\ell} = F_{tm} = \frac{S_\ell}{S_m} F_{\ell m} = \frac{S_\ell}{S_m} (1-f)$$

$$F_{mm} = 1 - F_{m\ell} - F_{mt} = 1 - 2 \frac{S_\ell}{S_t} (1-f)$$

On a $r = R$; h hauteur de la vapeur ; $\eta = h/2R$

Le calcul des facteurs de forme donne [37] $f = 1 + 2\eta^2 - 2\eta\sqrt{1+\eta^2}$

Et, en remarquant que :

$$\frac{S_\ell}{S_m} = \frac{R}{2h} = \frac{1}{4\eta}$$

Pour simplifier nos formules nous adoptons la notation suivante:

$$\alpha = \sqrt{1+\eta^2} - \eta$$

On en déduit que :

$$F_{tt} = F_{tt} = 1 + 2\eta^2 - 2\eta\sqrt{1+\eta^2} = 1 - 2\eta\alpha$$

$$F_{\ell m} = F_{tm} = 2\eta\sqrt{1+\eta^2} - 2\eta^2 = 2\eta\alpha$$

$$F_{m\ell} = F_{mt} = \frac{1}{2}(\sqrt{1+\eta^2} - \eta) = \frac{\alpha}{2}$$

$$F_{mm} = 1 + \eta - \sqrt{1+\eta^2} = 1 - \alpha$$

On peut alors écrire après remplacement :

$$J_t = \varepsilon\sigma T_t^4 + \rho[2\eta\alpha J_m + (1-2\eta\alpha)\sigma T_\ell^4]$$

$$J_m = \varepsilon\sigma T_m^4 + \rho\left[\frac{\alpha}{2}J_t + (1-\alpha)J_m + \frac{\alpha}{2}\sigma T_\ell^4\right]$$

Cela donne un système de deux équations à deux inconnues (J_t et J_m) de la forme :

$$a_{11}J_t + a_{12}J_m = b_1 \quad ; \quad a_{21}J_t + a_{22}J_m = b_2$$

avec :

$$a_{11} = 1 \quad ; \quad a_{12} = -2\eta\rho\alpha \quad ; \quad a_{21} = -\frac{\rho\alpha}{2} \quad ; \quad a_{22} = 1 - \rho + \rho\alpha$$

$$b_1 = \varepsilon\sigma T_t^4 + (\rho - 2\eta\rho\alpha)\sigma T_\ell^4 \quad ; \quad b_2 = \varepsilon\sigma T_m^4 + \frac{\rho\alpha}{2}\sigma T_\ell^4$$

Nous avons calculé numériquement (J_t et J_m), sachant que :

$$J_t = \frac{b_1 a_{22} - b_2 a_{12}}{a_{11} a_{22} - a_{21} a_{12}} \quad ; \quad J_m = \frac{b_2 a_{11} - b_1 a_{21}}{a_{11} a_{22} - a_{21} a_{12}}$$

Par la suite, (J_t et J_m) étant connus, la densité de flux nette gagnée par la surface S_ℓ est donnée par :

$$q_\ell'' = fJ_t + (1-f)J_m - \sigma T_\ell^4 \quad \Leftrightarrow \quad q_\ell'' = (1-2\eta\alpha)J_t + 2\eta\alpha J_m - \sigma T_\ell^4 \quad (5')$$

$$\varphi_3 = S_\ell q_\ell'' \quad (6') \quad \text{et} \quad S_\ell = \pi R^2$$

Donc le flux de chaleur total est donné par la relation suivante

$$\varphi_{\text{total}} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 \quad (19)$$

L'étude des transferts de chaleur complète l'étude de la thermodynamique pour décrire l'évaluation du débit d'évaporation dans les bacs de stockage. Si le flux de chaleur est dû à l'évaporation, pour que l'évaporation se produise, il faut fournir une quantité de chaleur que l'on appelle chaleur latente de vaporisation.

2.4.4 La chaleur latente de vaporisation

Elle se définit comme la quantité de chaleur nécessaire pour transmettre l'unité de masse de fluide de l'état liquide vers l'état vapeur.

Le flux de chaleur est lié donc au taux d'évaporation par la relation suivante :

$$\tau(\% \text{ par jour}) = \left(\frac{\varphi_{\text{total}}}{P} \right) \left(\frac{3600 \times 24}{\rho V} \right) \times 100 \quad (20) \quad \text{SACADURA [38]}$$

avec : $\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$ est la masse volumique du GNL liquide et $V(\text{m}^3)$ le volume total du bac
 P (kJ/kg) est la chaleur de vaporisation du GNL et τ le taux d'évaporation.

2.5 Conclusions

Une approche originale du problème est celle de la modélisation, qui conduit à la réalisation d'un modèle réduit permettant d'aboutir à l'objectif précisé.

Nous avons présenté dans ce chapitre le modèle théorique utilisé dans cette étude et expliqué comment faire la modélisation de la convection naturelle dans la phase vapeur du GNL stocké par le logiciel Fluent.

Dans la suite, nous avons présenté l'équation qui gouverne le transfert thermique avec les conditions aux limites pour exprimer le champ de température dans le bac de stockage dans son ensemble paroi latérale et toit (acier), isolation (perlite) liquide (GNL), phase vapeur (vapeur de GNL).

Nous avons aussi exposé la méthode pour déterminer le flux solaire arrivant sur le bac de stockage, la méthode de calcul du flux latéral, le flux arrivant de la phase vapeur vers le GNL liquide et la méthode des radiosité en considérant trois surfaces pour le calcul du rayonnement émis par les parois et enfin la méthode d'évaluation du taux d'évaporation.

RESOLUTION NUMERIQUE

3.1 Introduction

L'utilisation des logiciels pour la résolution des problèmes physiques est de nos jours très fréquents. En effet, dans la plupart de ces problèmes, la résolution des phénomènes du transfert de chaleur, couplés à la mécanique des fluides n'est possible que sous certaines hypothèses simplificatrices qui permettent de faire des simulations pour les phénomènes physiques observés expérimentalement.

3.2 Détermination du profil de température dans le bac par Fluent

Concernant la simulation par Fluent les équations de Navier Stokes, l'équation de continuité et l'équation de l'énergie sont discrétisés par la méthode des volumes finis.

Le maillage utilisé est non uniforme à l'intérieur du bac ($dr = dz = 0.5$) et dans la paroi et le plafond ($dr = dz = 0.1$).

La durée de la simulation est de 180 jours, le pas du temps égal à 0.1 jour

Avant de lancer le calcul dans Fluent il faut d'abord introduire les paramètres du code de calcul qui sont le domaine, la nature du fluide, les conditions aux limites, le modèle de turbulence et les conditions initiales.

Les quatre premières étapes se font à l'aide du menu « **DEFINE** » et de ses sous-menus « **Modèles, Matériel, Conditions aux limites** ». Les conditions initiales sont fixées à l'aide du menu « **Initialise** ».

3.2.1 Convergence du code de calcul de Fluent

- **Résidus**

Avec l'utilisation des paramètres cités précédemment dans l'étude théorique, le code de calcul se comporte très bien, et donne des résultats cohérents. Le premier indice de validité des calculs que nous avons pu mettre en évidence est l'allure des résidus obtenus dans tous les cas la décroissance logarithmique des résidus, suivie d'une stabilisation de ces derniers au bout de quelques milles d'itérations sont obtenus.

Ceci est le signe d'une bonne convergence du calcul, vers une solution vérifiant bien l'ensemble des paramètres imposés au code. Reste à s'assurer que cette solution est bien la solution physique correspondant aux autres résultats de la deuxième simulation.

- **Convergence en maillage**

Il est également important de s'assurer de la convergence en maillage du calcul, pour être sûr que le maillage est suffisamment précis et qu'il n'occulte pas un certain nombre de phénomènes. L'adaptation du maillage est faite selon les critères de Fluent. Les commandes d'adaptation sont activables par les sous-menus du menu « **ADAPT** ».

3.3 Résolution numérique du profil de température dans le bac par Conduction

3.3.1 Méthodes de résolution numérique

Il existe trois grandes classes de schémas numériques pour la discrétisation des équations aux dérivées partielles. La méthode des Différences Finies consiste en une discrétisation des opérateurs différentiels sur une grille de pas d'espace fixe à l'aide de développement de Taylor tronqués. La méthode des éléments finis s'appuie sur une formulation variée de l'équation aux dérivées partielles et la méthode des volumes finis qui est la plus précise pour les équations non linéaires [28].

Pour la résolution numérique des équations différentielles gouvernant notre problème, nous utilisons la méthode des volumes finis implicite pour chacune des deux simulations. Nous devons en premier lieu partir avec certaines hypothèses, appliquer un modèle mathématique sous la forme d'une équation différentielle et enfin déterminer la solution de cette équation. Pour déterminer la solution de cette équation, nous avons une démarche mathématique à effectuer pour discrétiser l'équation différentielle afin que l'ordinateur puisse simuler le comportement du problème à étudier.

3.3.2 Développement de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes de contrôle, développée par Spalding et Patankar, est une méthode de résidus pondérés dans laquelle les fonctions de poids sont égales à l'unité dans des volumes finis donnés et nulle partout ailleurs. Sa grande simplicité de mise en œuvre a fait qu'elle a connu un essor fulgurant depuis les années 1970-1980. Elle est basée sur la définition d'un volume de contrôle entourant le nœud où s'effectue le bilan total des interactions.

Donc le principe de la méthode des volumes finis consiste à intégrer l'équation à résoudre sur chacun des volumes de contrôle.

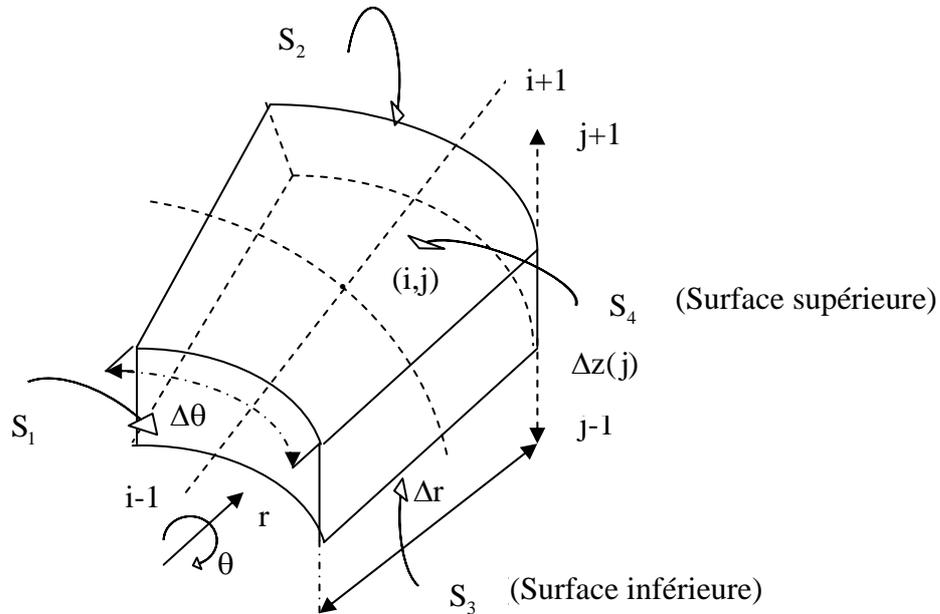


Fig.3.1 Schéma d'un élément de volume de contrôle cylindrique

avec :

$$\begin{aligned}
 S_1 &= r\Delta\theta\Delta z & ; & & S_2 &= r\Delta\theta\Delta z & ; & & S_3 &= r\Delta r\Delta\theta \\
 S_4 &= r\Delta r\Delta\theta & ; & & \Delta v &= r\Delta r\Delta\theta\Delta z
 \end{aligned}$$

3.3.3 Discrétisation de l'équation de diffusion de la chaleur

Nous intégrons l'équation précédente (3) sur le volume de contrôle

$$\int_{CV} \left(\int_t^{t+\Delta t} \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \right) dV \cdot dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_s \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] dSr \cdot dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_s \left[\frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] dS_z \cdot dt$$

Où $dV = r dr d\theta dz$, $dSr = r d\theta dz$, $dS_z = r dr d\theta$

Les différentes dérivées partielles sont ensuite approximées de la façon suivante:

$$\rho c_p \Delta V \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) = \left(\lambda_n \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_n - \lambda_s \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_s \right) r \Delta r \Delta \theta + \frac{1}{r} \left(\lambda_e r \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_e - \lambda_w r \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_w \right) r \Delta \theta \Delta z$$

avec :

Les conditions aux limites suivant r :

- Symétrie axial $r = 0$, $\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0$
- Sur la paroi latérale $r = R$, $-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R} = h_c(T - T_a) + h_r(T - T_a) + SS_r$

Les conditions aux limites suivant z:

- Condition de paroi adiabatique $z = 0$, $\left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = 0$
- Sur le toit $z = H \Leftrightarrow -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=H} = h_c(T - T_a) + h_r(T - T_a) + SS_z$

Nous obtenons ainsi l'équation finale de la discrétisation de l'équation (3) :

$$A_P T_P^{t+\Delta t} = A_E T_E^{t+\Delta t} + A_W T_W^{t+\Delta t} + A_N T_N^{t+\Delta t} + A_S T_S^{t+\Delta t} + b$$

avec les coefficients :

$$A_P = 1 + A_E + A_W + A_N + A_S \quad , \quad b = T_P^t + SS(i, j)$$

Δt : Pas de temps, Δr : pas d'espace suivant r, Δz : pas d'espace suivant z

$SS(i, j)$: Le flux solaire.

Le maillage utilisé est non uniforme à l'intérieur du bac ($dr = dz = 0.5$) et dans la paroi et le plafond ($dr = dz = 0.1$).

Le modèle nécessite des données décrivant le système : la paroi externe est en acier de conductivité thermique égale à 30 W/m K . La paroi interne est en acier 9 % Ni (Liner) de conductivité thermique égale à 24 W/m K . La conductivité de l'isolant est égale à 0.02 W/m K . La conductivité thermique de la vapeur du GNL est égale à 0.01 W/m K . La conductivité thermique de GNL liquide est égale à 0.03 W/m K . L'émissivité des parois extérieures du réservoir est égale à 0.5.

- Discrétisation

Suivant z :

- 80 mailles dans le liquide et le gaz ($dz = 0.5\text{m}$)
- 10 mailles dans le plafond ($dz = 0.1\text{m}$)

Suivant r :

- 40 mailles dans le liquide ou le gaz ($dr = 0.5\text{m}$)
- 10 mailles dans la paroi verticale ($dr = 0.1\text{m}$)

Suivant t :

- $dt = 0.1 \text{ jour}$; la durée de la simulation est de 180 jours

3.4 Détermination du flux solaire

Le site choisie de Skikda, de latitude L égale à 36.52° Nord et de longitude l égale à 6.57° Est .

Les calculs donnent :

$$\text{La déclinaison } \delta = 23.45^\circ$$

En considérant le cas le plus ensoleillé (où le bac reçoit le maximum de flux solaire), en été le 21 juin :

$$\cos(\omega_1) = -\tan(36.52^\circ) \tan(23.45^\circ) \Leftrightarrow \cos(\omega_1) = -0.32$$

$$\omega_1 = \arccos(-0.32) \Leftrightarrow \omega_1 = 109^\circ$$

Pour avoir le flux solaire maximal, en considérant le soleil au Zénith

$$\text{TS} = 12 \Rightarrow \omega = 15^\circ(12 - 12) \Leftrightarrow \omega = 0^\circ$$

$$\Leftrightarrow \cos(\omega) = 1$$

$$G_0 = 3.795 \cdot 10^4 \cos(36.52^\circ) \cos(23.45^\circ) \left[\sin(109^\circ) - \frac{\pi 109^\circ}{180} \cos(109^\circ) \right]$$

$$G_0 = 4.35 \cdot 10^4$$

$$j = (31+28+31+30+31+21) = 172 \text{ jours}$$

$$G = E \quad \text{et} \quad E = E_0 [1 + 0.033 \cos(0.984 j)] = 1309 \text{ w/m}^2$$

$$K_T = \frac{G}{G_0} = 0.030$$

$$D = \left\{ 0.775 + 0.00606(109^\circ - 90^\circ) - [0.505 + 0.00455(109^\circ - 90^\circ)] \cos(115.0.030 - 103) \right\} 1309$$

$$D = 0.99G = 1296 \text{ w/m}^2$$

$$S = G - D = 1309 - 1296 = 13 \text{ w/m}^2$$

$$a = 0.409 + 0.502 \sin(\omega_1 - 60^\circ) = 0.78 \quad \text{et} \quad b = 0.661 + 0.477 \sin(\omega_1 - 60^\circ) = 1.01$$

$$D^* = \frac{\pi}{24} [0.78 + 1.01] \frac{1 - \cos(109^\circ)}{\sin(109^\circ) - \frac{\pi 108}{180} \cos(109^\circ)} 1296$$

$$D^* = 0.2 \times 1296$$

$$D^* = 260 \text{ w/m}^2$$

$$S^* = \frac{\pi}{24} [0.78 + 1.01] \frac{1 - \cos(109^\circ)}{\sin(109^\circ) - \frac{\pi 108}{180} \cos(109^\circ)} 13 \Leftrightarrow S^* = 0.2 \times 13$$

$$S^* = 3 \text{ w/m}^2$$

$$G^* = S^* + D^*$$

$$G^* = 260 + 3 \Leftrightarrow G^* = 263 \text{ W/m}^2$$

Nous avons utilisé un logiciel sur Internet (infos récepteur solaire) pour calculer la valeur du flux solaire incident sur le bac de stockage pour le même site (le Site de Skikda) et dans les mêmes conditions [33].

La procédure dans le logiciel est comme suit :

- Donner latitude L, longitude l, le mois, l'inclinaison et l'orientation du site.
- En appuyant sur le bouton calculer le logiciel nous donne tous de suite les informations suivantes sur le site.
- Les données générales du calcul, hauteur et azimut du soleil, angle d'incidence.
- La densité de flux journalier-composante par rapport au rayonnement.
- La densité de flux journalier-composante par rapport au récepteur

À la fin il nous donne tous les calculs pour les flux diffus, global et les flux directs (voir ANNEXE 02).

Sur le tableau «données générales» la valeur qui nous intéresse est la valeur du flux global qui est égale à 2046 (wh/m²) pour la durée est 7h15.

Donc :

$$G^* = 2046/7,15 = 286 \text{ W/m}^2 \Rightarrow G^* = 286 \text{ W/m}^2$$

Les deux méthodes, analytique référence [32] et le calcul par le logiciel donnent presque la même valeur du flux incident sur le bac de stockage.

3.5 Détermination du taux d'évaporation

a) Evaluation du Flux de chaleur

- Pour chaque nœud suivant la hauteur z du liquide dans la direction r

$$\varphi_1 = \frac{1}{R_{\text{Tot}}} (T_2 - T_1) \Leftrightarrow \varphi_1 = \frac{(T_2 - T_1)}{\left(\frac{\Delta r/2}{\lambda_1} + \frac{1}{h_i} + \frac{\Delta r/2}{\lambda_{\text{acier1}}} \right)} \cdot S1$$

et $S1 = 2\pi R \Delta z$

$dr = \Delta r$ Distance entre les nœuds (i) et (i+1)

$T_1 = T_{(i=46)}$: Température du nœud dans le liquide

$T_2 = T_{(i=48)}$: Température du nœud dans l'acier1

Où $\Delta z = \Delta r = 0.5$

On fait la Somme

$$\varphi_1 = \sum_{j=1}^{j_{\text{liq}}} \varphi_1$$

- Pour chaque nœud suivant r dans la direction z

$$\varphi_2 = -\frac{\lambda_v}{dz}(T_{\text{liq}} - T_{\text{gaz}}) \cdot S_2 \quad \Leftrightarrow \quad \varphi_2 = \frac{\lambda_v}{dz}(T_{\text{gaz}} - T_{\text{liq}}) \cdot S_2$$

et $S_2 = 2\pi r \Delta r$

$dz = \Delta z$ Distance entre les nœuds (j) et ($j+1$)

$$T_{\text{liq}} = T_j$$

$$T_{\text{gaz}} = T_{j+1}$$

Où j varie suivant la hauteur du liquide ($h = 10 \text{ m}$; $h = 25 \text{ m}$; $h = 30 \text{ m}$; $h = 35 \text{ m}$).

($j=20$; 50 ; 60 ; 70)

Donc :

$$\varphi_2 = \frac{\lambda_v}{\Delta z}(T(i, j+1) - T(i, j)) \cdot 2\pi r \Delta r \quad , \quad \Delta r = \Delta z = 0.5$$

Ce qui donne

$$\varphi_2 = 2\pi r \lambda_v (T(i, j+1) - T(i, j))$$

On fait la Somme

$$\varphi_2 = \sum_{i=1}^{i_{\text{max}}} \varphi_2$$

Le flux radiatif émis par toutes les surfaces et reçu par le liquide est égal à φ_3

Le flux total est égal à la somme des trois flux le flux latéral (φ_1), le arrivant de la phase vapeur vers le liquide (φ_2) et le flux radiatif reçu par le liquide (φ_3).

$$\varphi_{\text{Total}} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$$

Le taux d'évaporation est évalué comme suit :

$$\tau(\% \text{ par jour}) = \left(\frac{\varphi_{\text{total}}}{P} \right) \left(\frac{3600 \times 24}{\rho V} \right) \times 100 \quad \text{SACADURA [38]}$$

avec : $\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$ la masse volumique du GNL liquide et $V(\text{m}^3)$ le volume total du bac

$P(\text{kJ}/\text{kg})$ est la chaleur de vaporisation du GNL.

3.6 Conclusions

Dans ce chapitre nous avons exposé en premier lieu les étapes que nous avons suivi dans Fluent pour aboutir à la convergence du code de calcul pour obtenir des résultats plus précis.

Nous avons aussi présenté la discrétisation de l'équation du transfert thermique par la méthode des volumes finis implicite en utilisant un schéma (ADI), ainsi que la discrétisation des conditions aux limites associées à l'ensemble de cette équation. Le programme de calcul a été élaboré à l'aide du langage Fortran.

Par suite, nous avons donné les différentes techniques des stabilisations à introduire dans le code de calcul.

À la fin de ce chapitre, nous avons calculé l'ensoleillement du bac, ensuite calculé numériquement le flux de chaleur arrivant de la paroi latérale, de la phase vapeur vers le liquide de GNL et le flux radiatif vers le GNL liquide puis évalué le taux d'évaporation.

RESULTATS ET DISCUSSIONS

4.1 Etude des paramètres convectifs dans la phase vapeur par Fluent

Les premiers résultats présentés sur les figures (4.01 (a, b, c)); (4.02 (a, b, c)); (4.03 (a, b, c)) concernent l'étude de la convection naturelle dans la phase vapeur à l'aide de la simulation par Fluent. Nous avons pris différents niveaux de GNL liquide ce qui correspond à différentes hauteurs du volume occupé par la vapeur de GNL.

Les données de la simulation sont les suivantes :

Dimensions du bac de stockage : hauteur=36 m ; diamètre=46 m ; épaisseur d'acier1= épaisseur d'acier2=0,1 m ; épaisseur de l'isolation thermique = 0.8 m.

La température du GNL liquide égale à 111K et celle de la paroi latérale et toit égale à 300K

Dans cette étude nous avons déterminé les profils de température, les vecteurs des vitesses et les lignes de courant pour les cas suivants.

- a) 30m de vapeur (06 mètres de liquide)
- b) 10m de vapeur (26 mètres de liquide)
- c) 05m de vapeur (31 mètres de liquide)

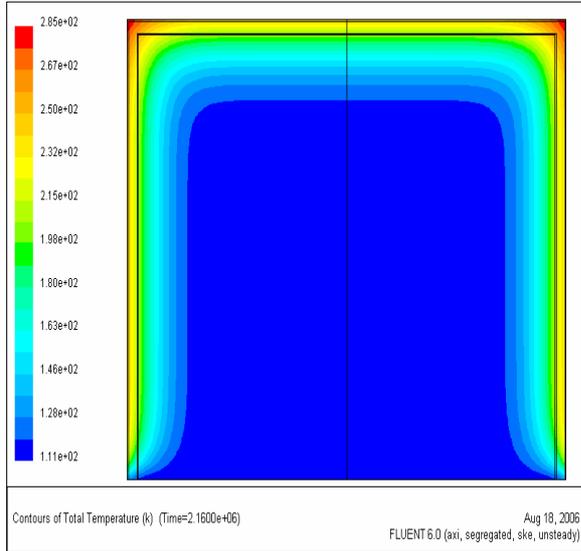
Une première discussion sur les résultats obtenus nous conduit à voir l'influence du niveau de liquide et l'influence du temps de stockage sur la variation du profil de température, des vecteurs des vitesses et des lignes de courant.

4.1.1 Influence du niveau de liquide

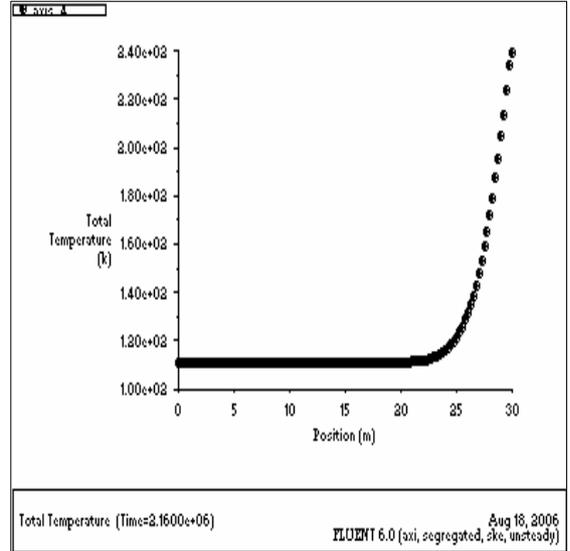
Les vecteurs des vitesses et les lignes de courant pour la phase vapeur du GNL ont des valeurs plus élevées pour le cas où la phase vapeur est à son plus haut niveau (le bac est presque vide).

4.1.2 Influence du temps de stockage

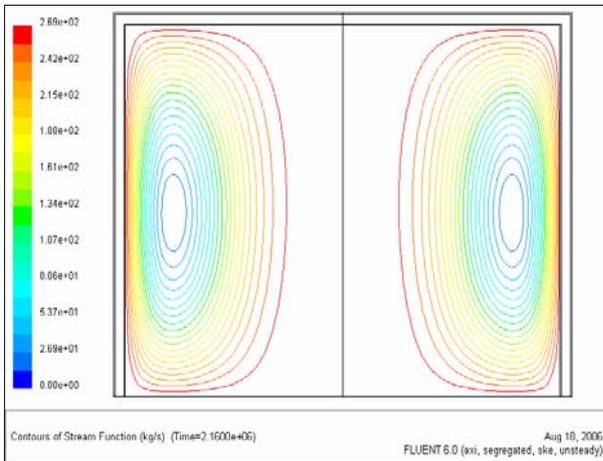
Ces mêmes valeurs augmentent d'un jour à l'autre, et le transfert de chaleur devient très important au bout des trois premiers mois de stockage ; il se stabilise au bout d'environ six mois et le régime devient stationnaire.



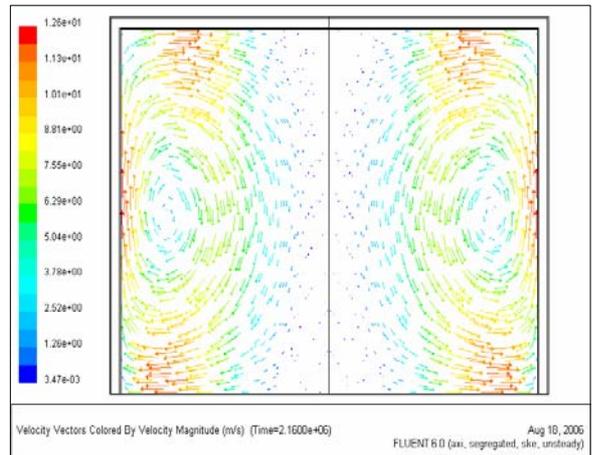
profil de température



température axiale

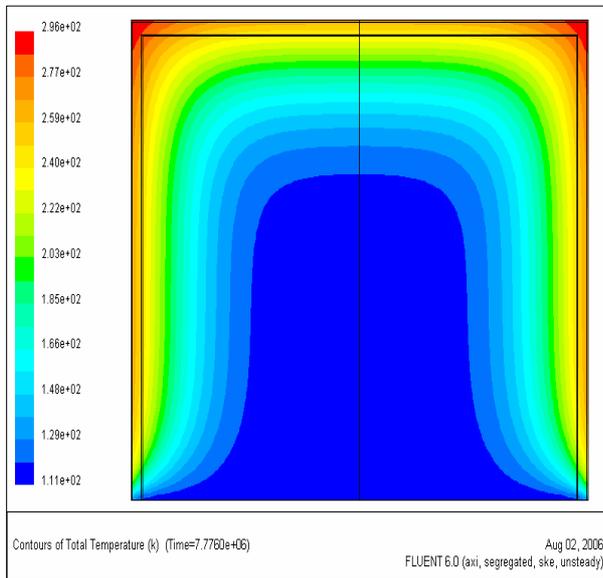


lignes de courant

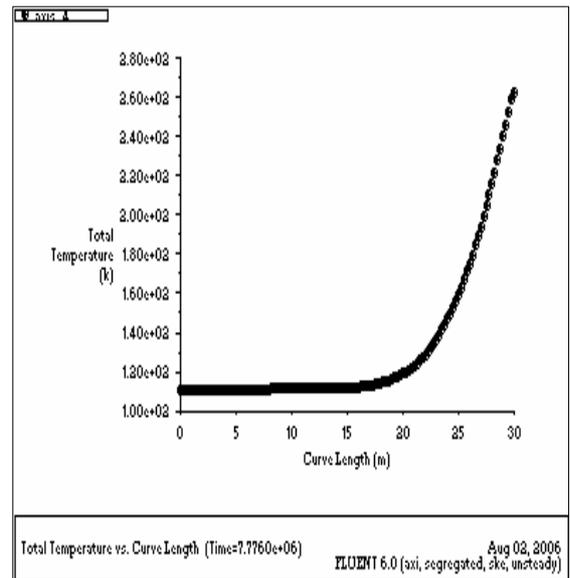


vecteurs des vitesses

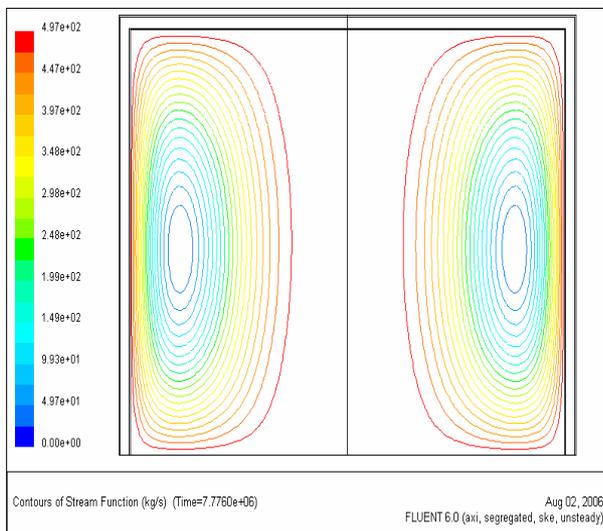
Figure 4.01: a- Résultats obtenus par Fluent pour 30 m de vapeur à t= 25 jours



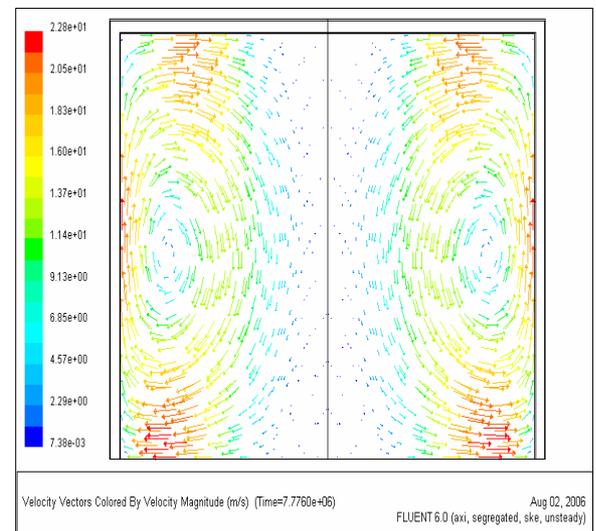
profil de température



température axiale

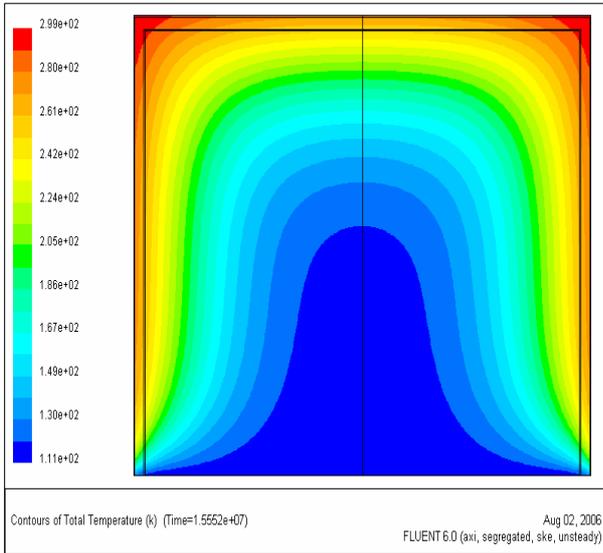


lignes de courant

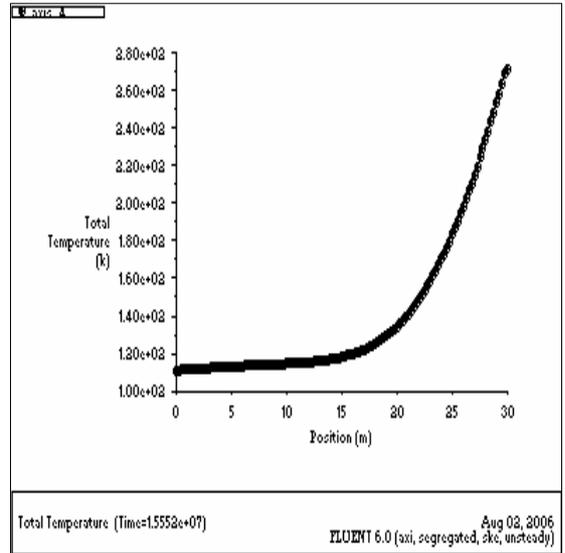


vecteurs des vitesses

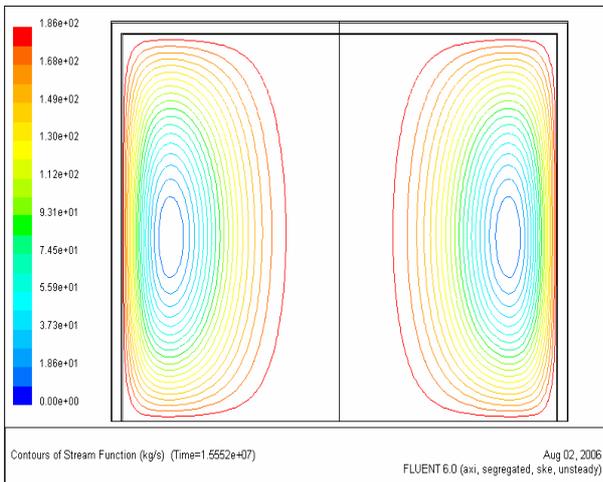
Figure 4.01: b- Résultats obtenus par Fluent pour 30 m de vapeur à t= 90 jours



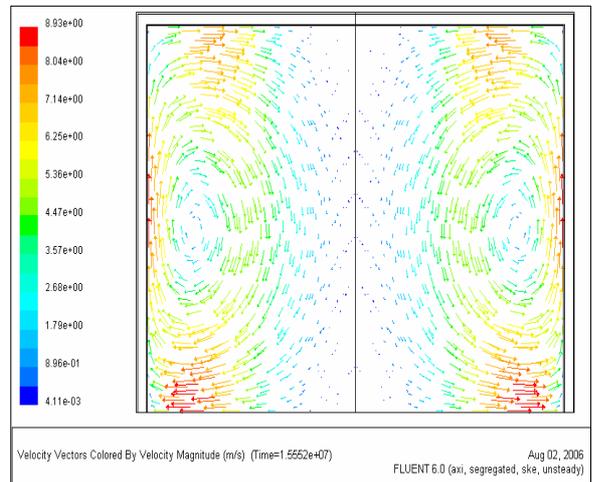
profil de température



température axiale

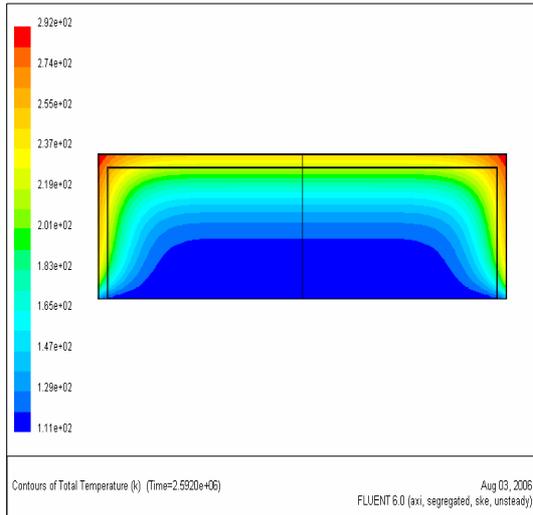


lignes de courant

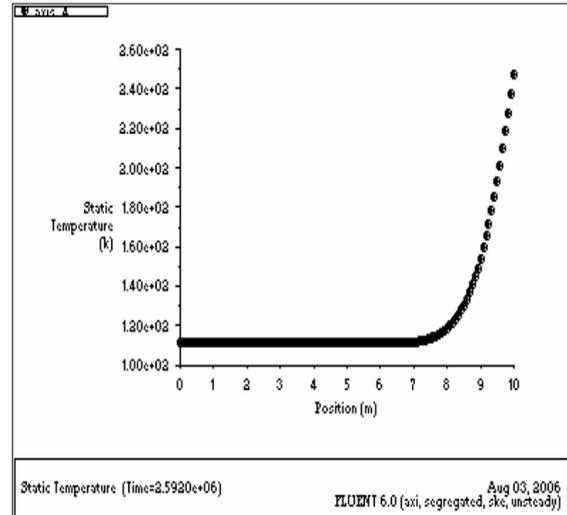


vecteurs des vitesses

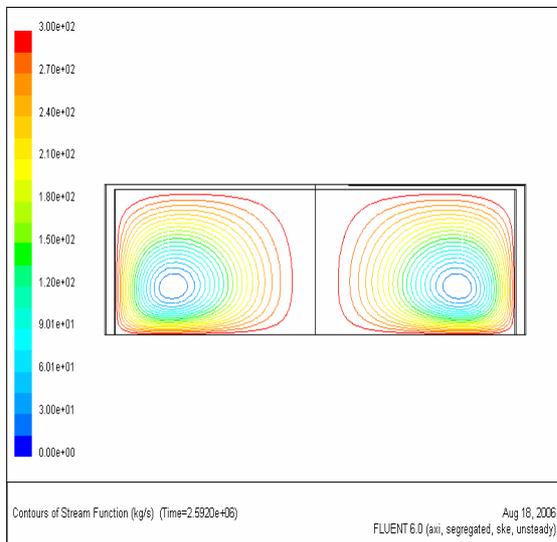
Figure 4.01: c- Résultats obtenus par Fluent pour 30 m de vapeur à t= 180 jours



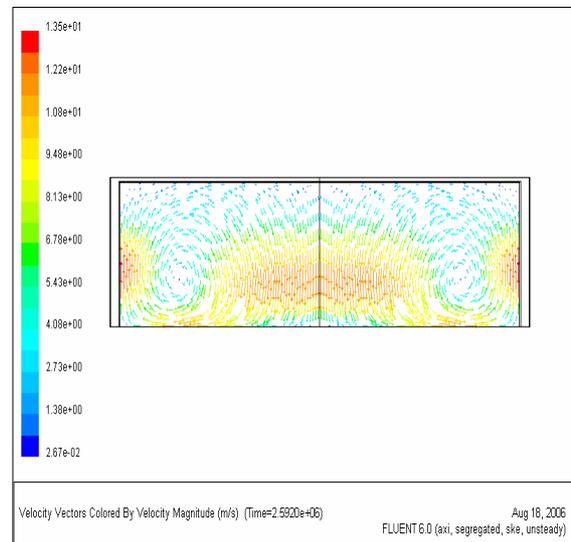
profil de température



température axiale

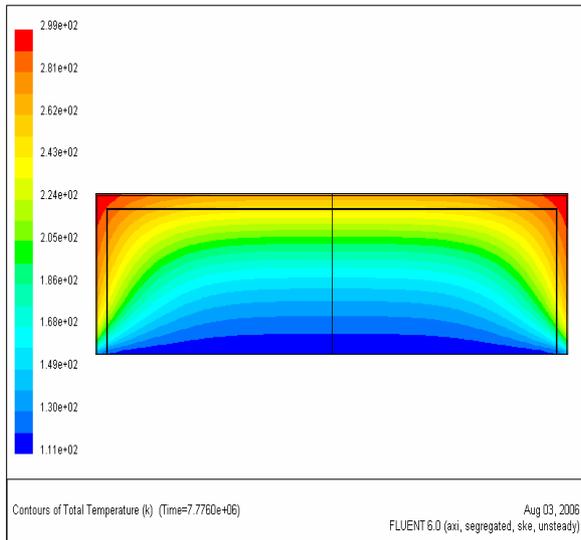


lignes de courant

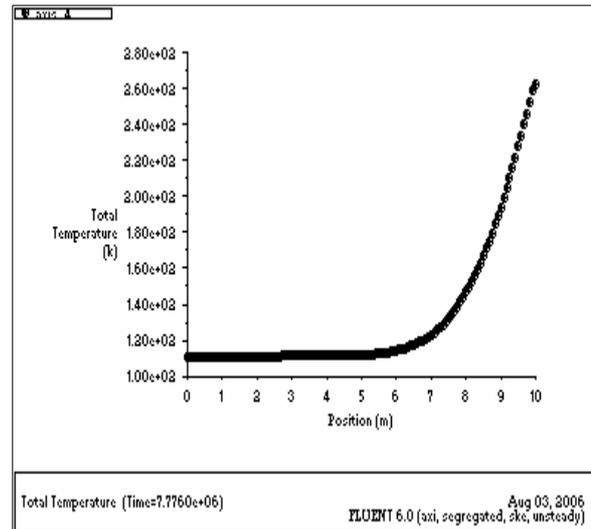


vecteurs des vitesses

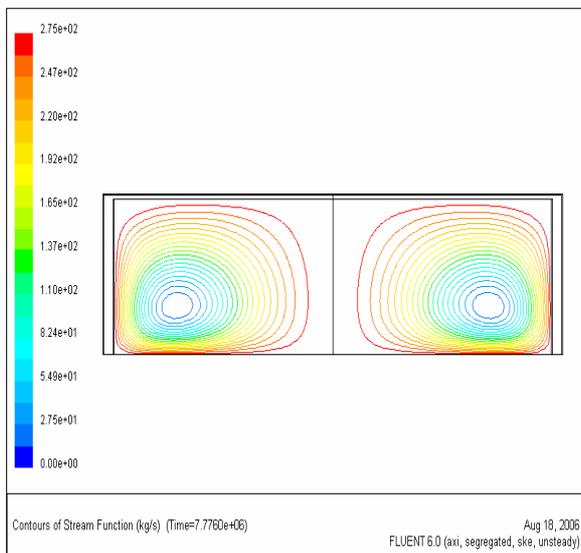
Figure 4.02: a- Résultats obtenus par Fluent pour 10 m de vapeur à t= 30 jours



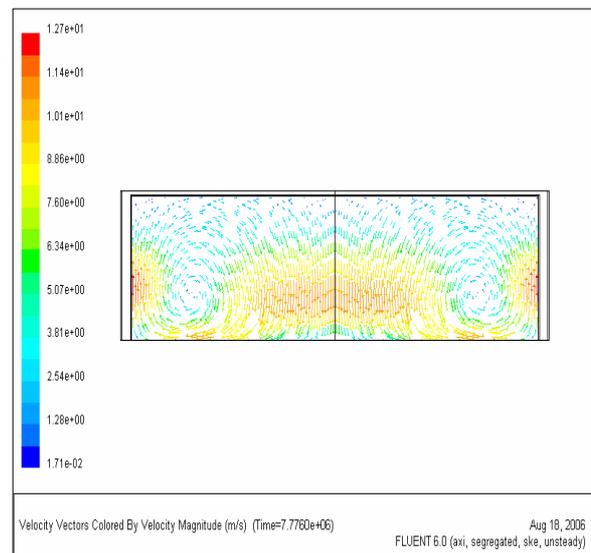
profil de température



température axiale

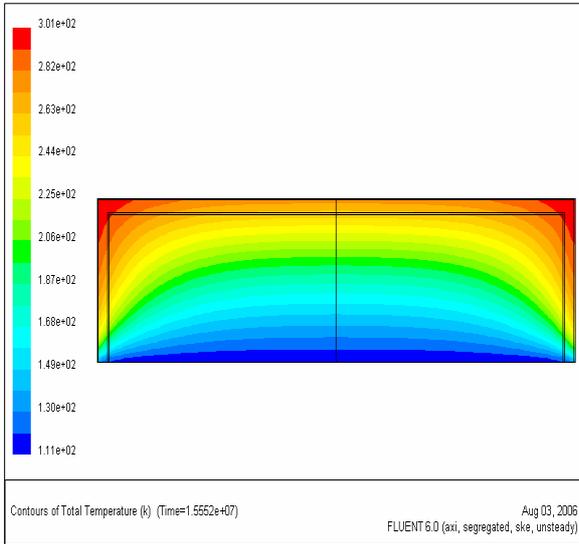


lignes de courant

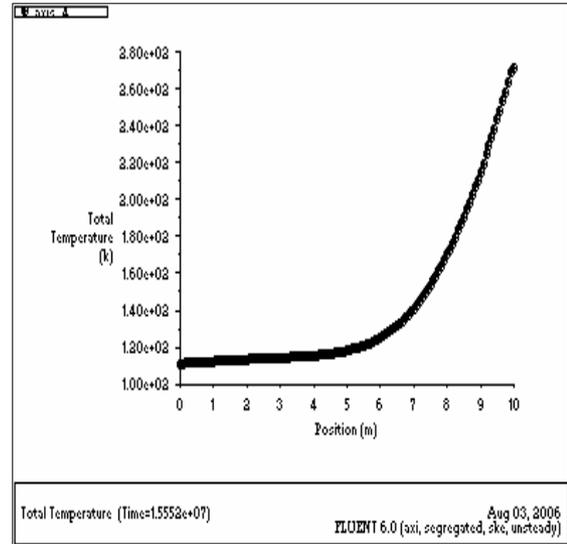


vecteurs des vitesses

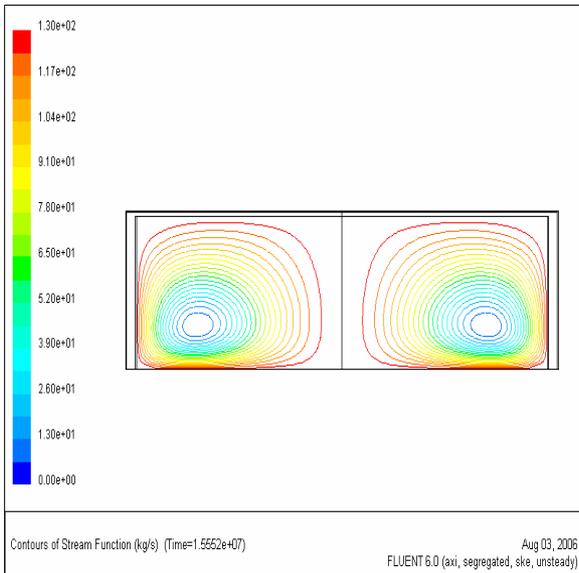
Figure 4.02: b- Résultats obtenus par Fluent pour 10 m de vapeur à t= 90 jours



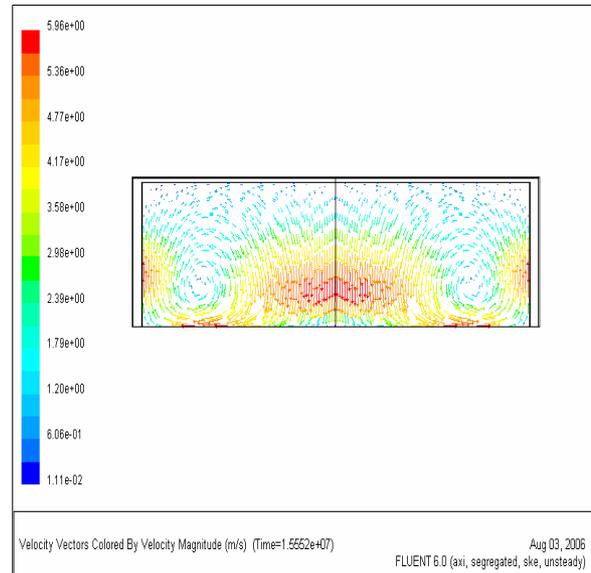
profil de température



température axiale

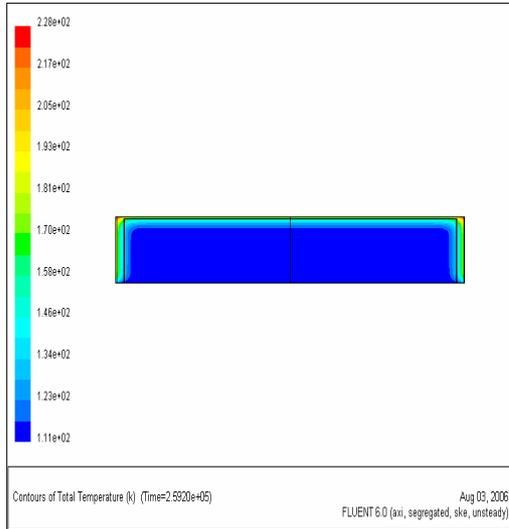


lignes de courant

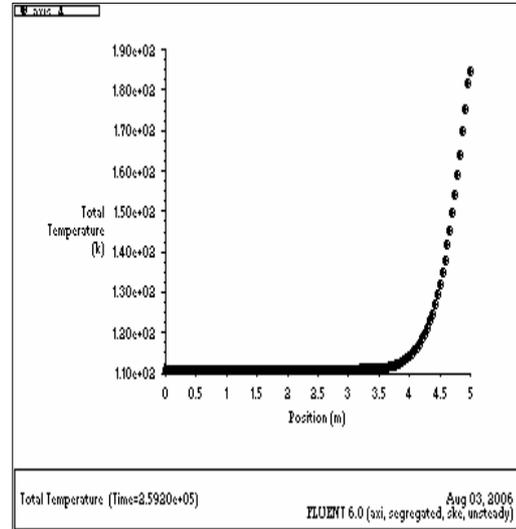


vecteurs des vitesses

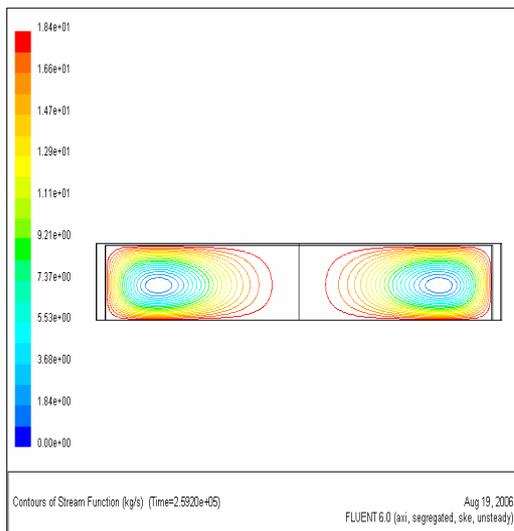
Figure 4.02: c- Résultats obtenus par Fluent pour 10 m de vapeur à $t= 180$ jours



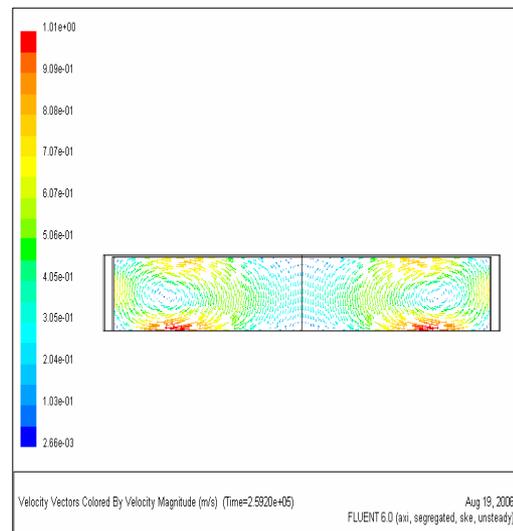
profil de température



température axiale

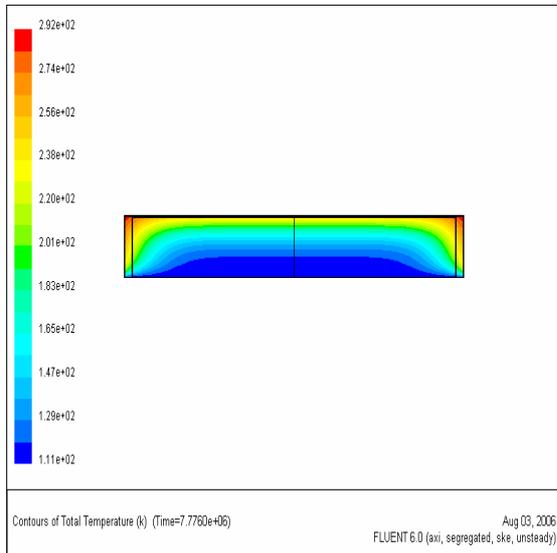


lignes de courant

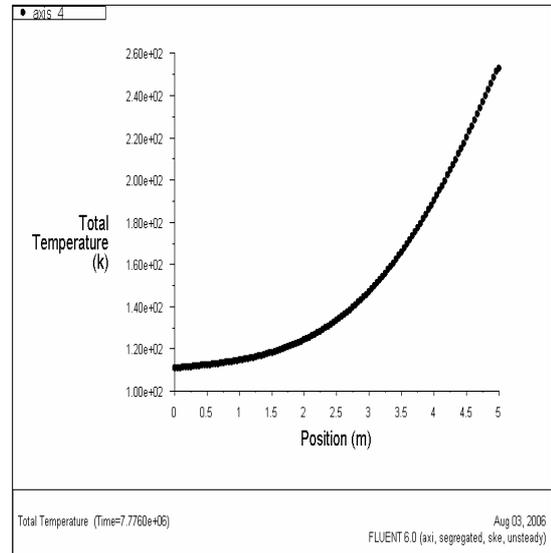


vecteurs des vitesses

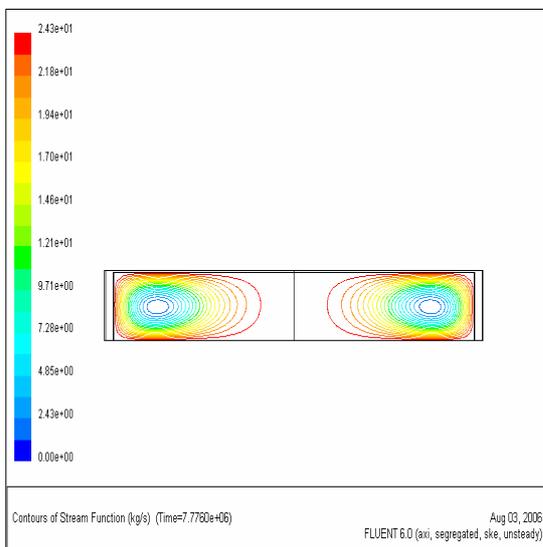
Figure 4.03: a- Résultats obtenus par Fluent pour 5 m de vapeur à $t = 30$ jours



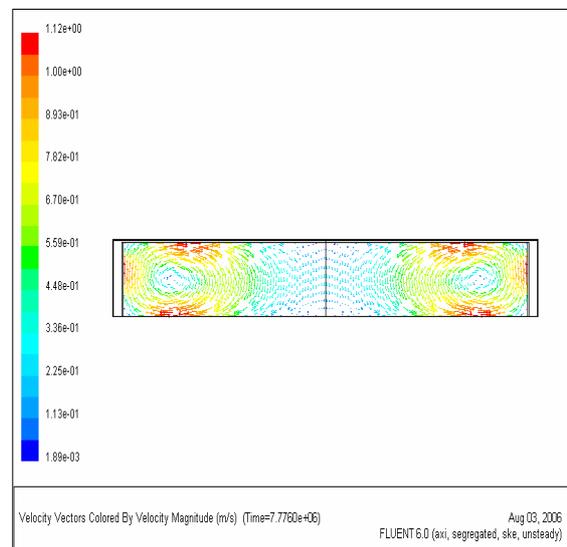
profil de température



température axiale

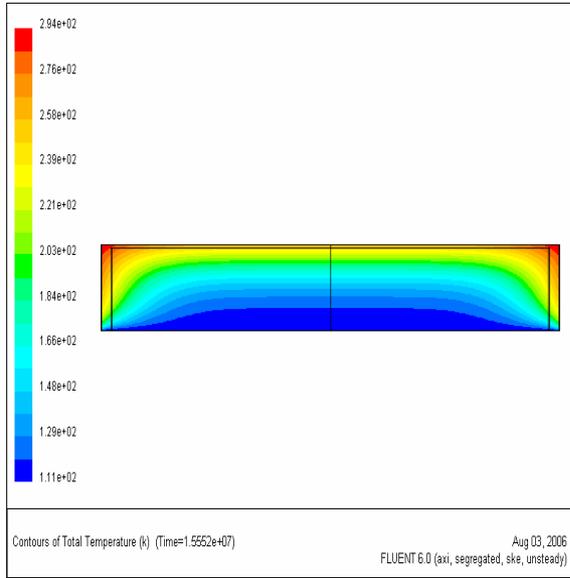


lignes de courant

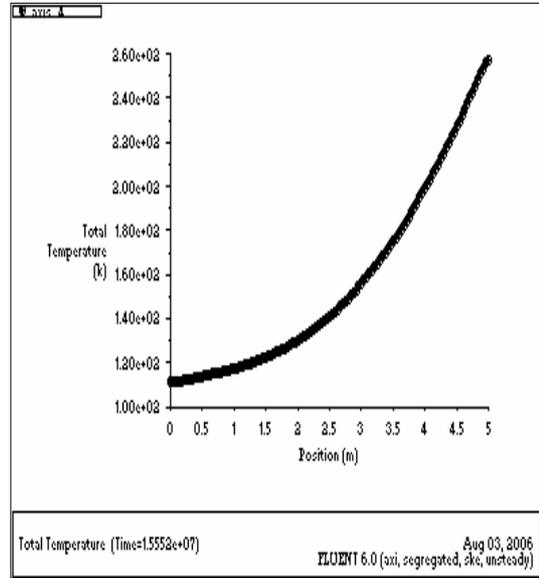


vecteurs des vitesses

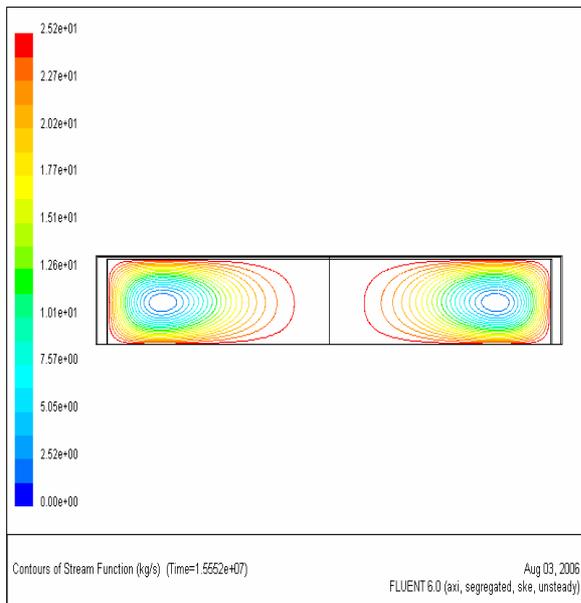
Figure 4.03: b- Résultats obtenus par Fluent pour 5 m de vapeur à t= 90 jours



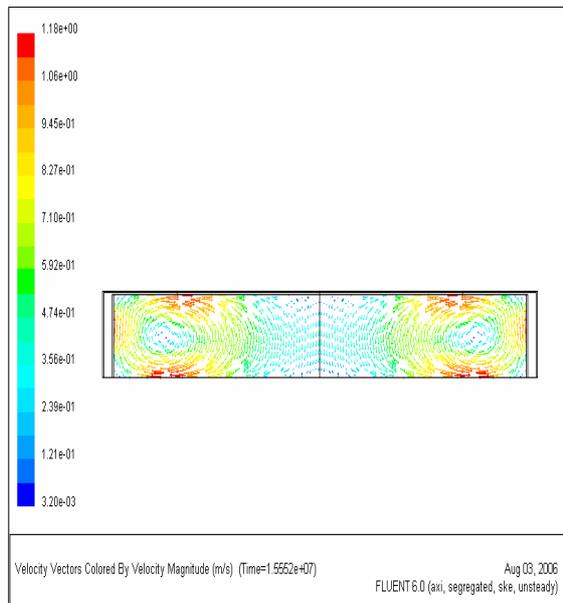
profil de température



température axiale



lignes de courant



vecteurs des vitesses

Figure 4.03 : c- Résultats obtenus par Fluent pour 5 m de vapeur à $t = 180$ jours

4.1.3 Analyse des résultats

Quelle que soit la conception du réservoir de stockage, et la qualité de l'isolation thermique, il se produit nécessairement des infiltrations thermiques entre l'extérieur et l'intérieur du bac.

Au début tout le GNL stocké est encore isotherme, à cause des infiltrations thermiques venant du milieu ambiant vers le GNL stocké, le fluide au contact des parois du bac s'échauffe, ce qui entraîne un mouvement de convection naturelle montant le long des parois.

Pour les résultats obtenus pour les profils de température, vecteurs des vitesses et lignes de courant nous constatons que ce mouvement est considérable surtout lors des premiers jours (jusqu'à 30 jours) où les valeurs des vecteurs vitesses sont de l'ordre de 10m/s à 1m/s. Ce mouvement diminue ensuite légèrement et se stabilise avec le temps.

4.2 Etude du champ de température dans l'ensemble du bac avec un modèle simplifié

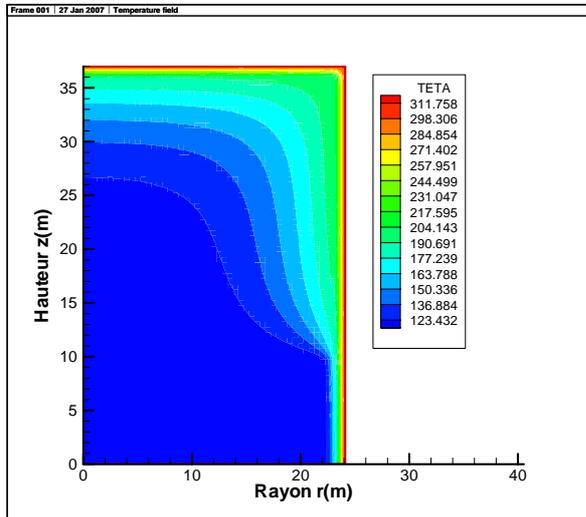
4.2.1 Résultats dans la configuration globale

Dans cette partie, nous présentons les résultats obtenus avec un modèle simplifié, plus compact. Ce modèle suppose que tout le transfert de chaleur à travers la phase vapeur se fait par conduction, il néglige donc la contribution des mouvements de convection. Ce choix est fondé sur l'hypothèse d'une stratification verticale stable du gaz (chaud près du toit, froid près du liquide). Dans ce cas, on peut penser que les mouvements du fluide sont confinés au voisinage des parois et que le reste du volume gazeux est essentiellement au repos. Cette hypothèse semble peu réaliste au vu des résultats obtenus avec Fluent.

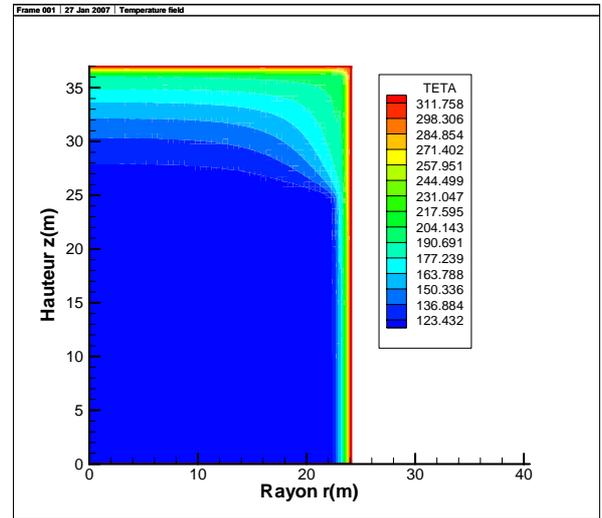
Toutefois, il reste à évaluer l'erreur que cela provoque sur la seule quantité qui nous intéresse vraiment : le taux d'évaporation.

Notons aussi que le modèle compact permet d'observer l'évolution dans le temps de la température dans l'ensemble du bac (liquide, gaz, différents éléments de paroi), ce qui permet de faire des comparaisons avec des mesures faites sur site. De plus, il est possible d'effectuer une étude de sensibilité à différents paramètres tels que le niveau du liquide, la température ambiante et l'ensoleillement.

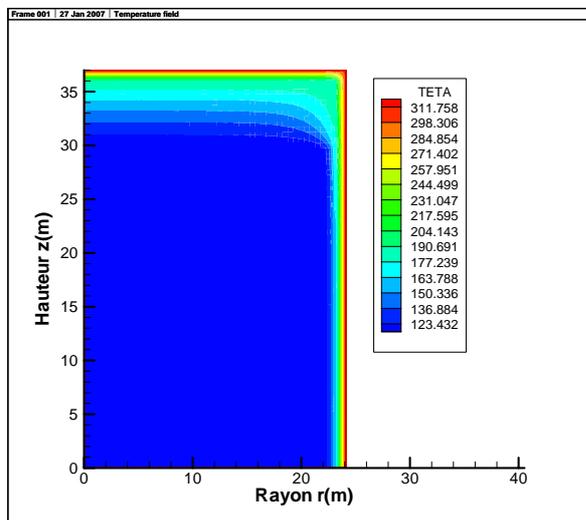
Les résultats obtenus en utilisant le modèle purement conductif sont présentés sur les figures (4.04 ; 4.05 ; 4.06). D'après la figure (4.04) le liquide est toujours isotherme les infiltrations de chaleur arrivant de du milieu ambiant vers le GNL stockés influent sur le GNL vapeur et les différentes couches de la paroi. Selon la figure (4.05) nous remarquons bien que l'écart de température entre les différentes couches est réel, les valeurs du profil de température de l'acier2 sont les plus élevées par rapport à celle de la perlite et l'acier1. Selon la figure (4.06) les valeurs du profil de température de la phase vapeur est plus élevé pour les bas niveaux de liquide.



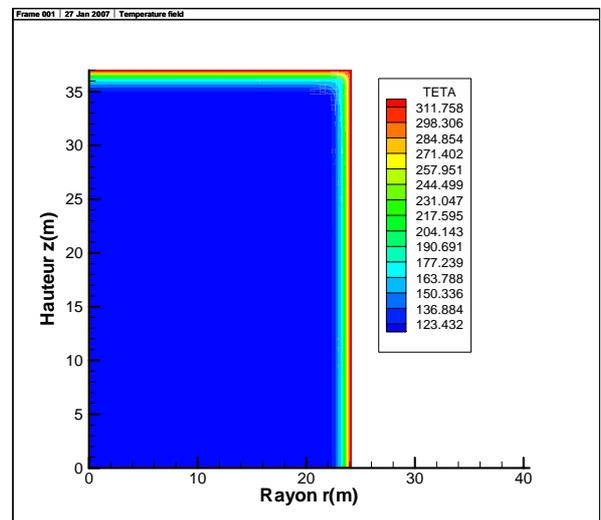
a) 10 m de liquide



b) 25 m de liquide

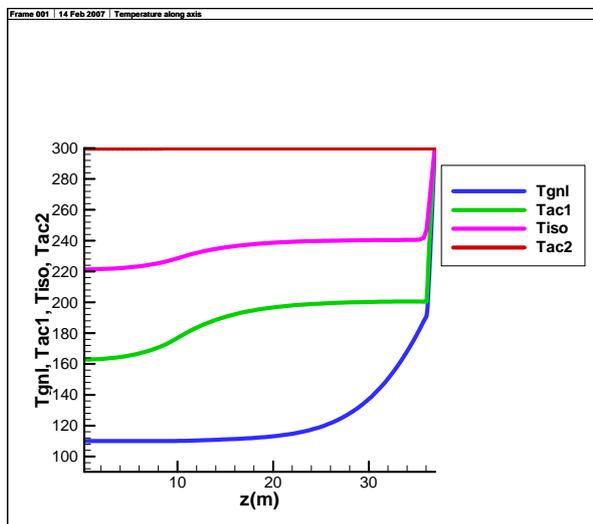


c) 30 m de liquide

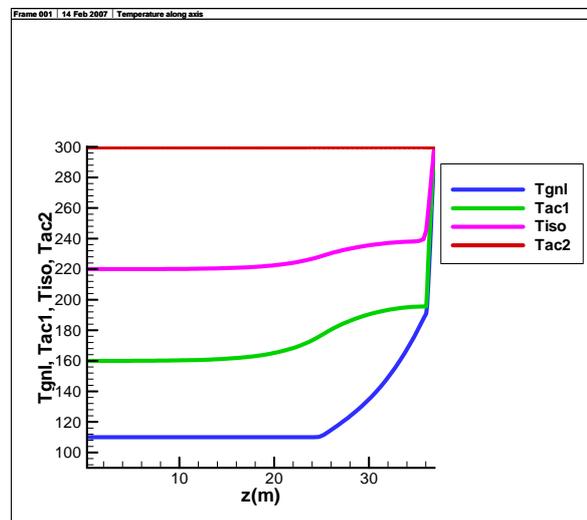


d) 35 m de liquide

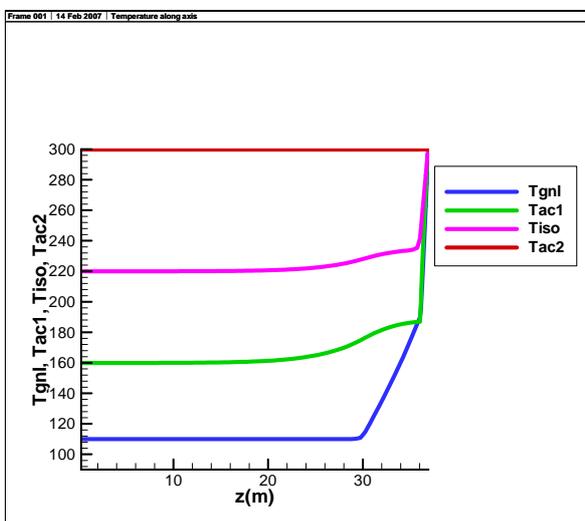
Figure 4.04: Champ de température dans le bac à t=180 jours



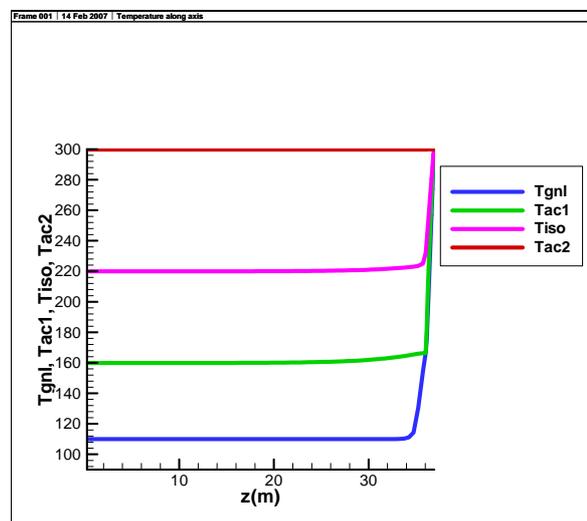
a) 10 m de liquide



b) 25 m de liquide

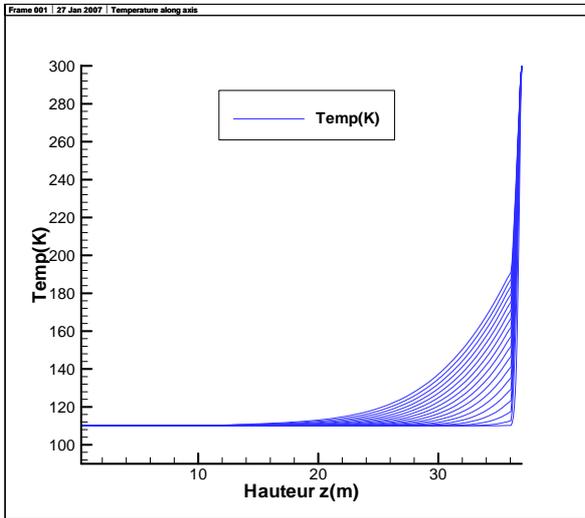


c) 30 m de liquide

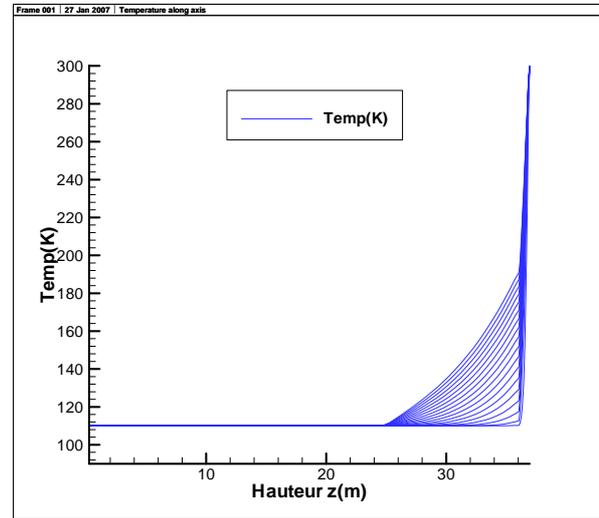


d) 35 m de liquide

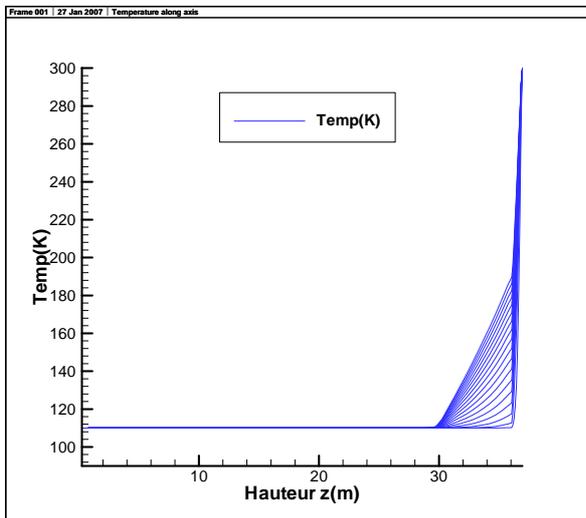
Figure 4.05: Profils verticaux de température dans le GNL (liquide et vapeur) et le long des parois : acier1, isolant, acier2 à t=180 jours



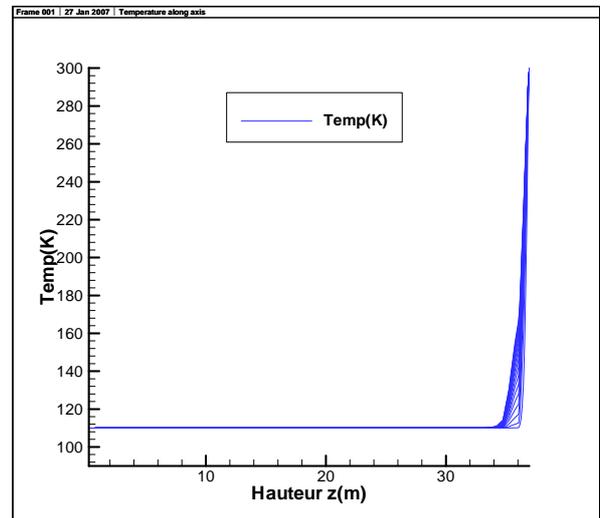
a) 10 m de liquide



b) 25 m de liquide



c) 30 m de liquide



d) 35 m de liquide

Figure 4.06: Evolution dans le temps du profil axial de température du GNL (liquide et vapeur) à $t=180$ jours

4.2.2 Validation des résultats avec l'expérience

Une série de mesures a été réalisées sur un bac de stockage de GNL. Le bac 81 TK 102 est un réservoir cylindrique à double paroi métallique de 36 m de hauteur et de 46 m de diamètre dont la paroi en acier 9 % Ni, a une épaisseur de 0,1 m. L'isolation thermique est assurée par la perlite. Le réservoir est instrumenté par des thermocouples répartis le long de la paroi interne du réservoir MAZERAI [18].

Les résultats présentés sur les figures (4.07 ; 4.08) montrent la comparaison entre les résultats obtenus par le modèle simplifié purement conductif et ceux des mesures expérimentales sur site (complexe de Skikda) pour la configuration réelle suivante :

- Température ambiante : 300 K
- Température du GNL : 111,5 K

Le calcul a été effectué pour différents niveaux de liquide dans le bac de stockage, à savoir : 3,85 m ; 14.05 m (hauteurs réelles sur site).

D'après les figures (4.07 ; 4.08) nous constatons que les valeurs du profil de température sur la paroi interne, en contact de la phase vapeur, sont les plus élevées pour le cas où le bac est rempli à son bas niveau.

Une concordance satisfaisante est observée entre les allures des deux résultats (modèle numérique et expérimental), l'écart maximum calculé est de l'ordre de 10 %. D'après tout cela nous pouvons dire que le modèle purement conductif peut aussi donner des résultats proche aux résultats de l'expérience.

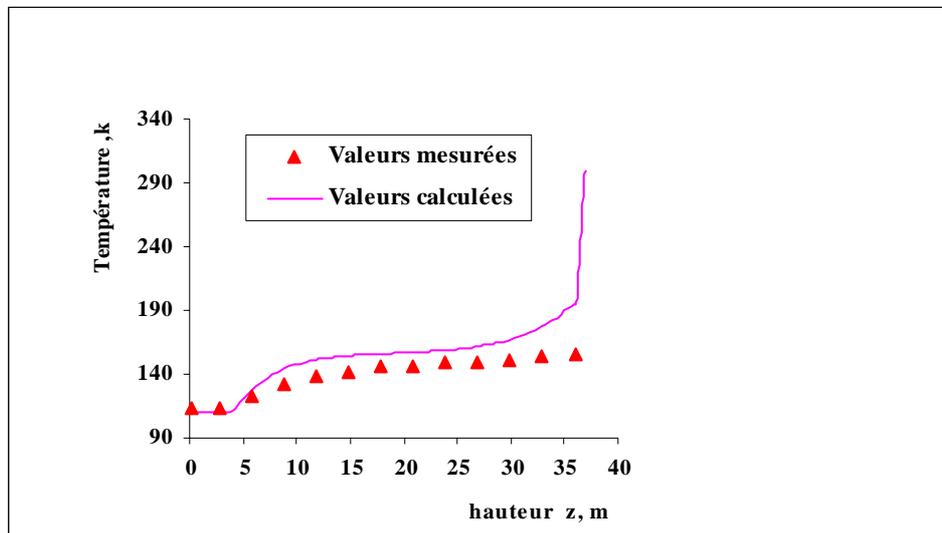


Figure 4.07 : Température calculée et mesurée pour 3.85 m de liquide

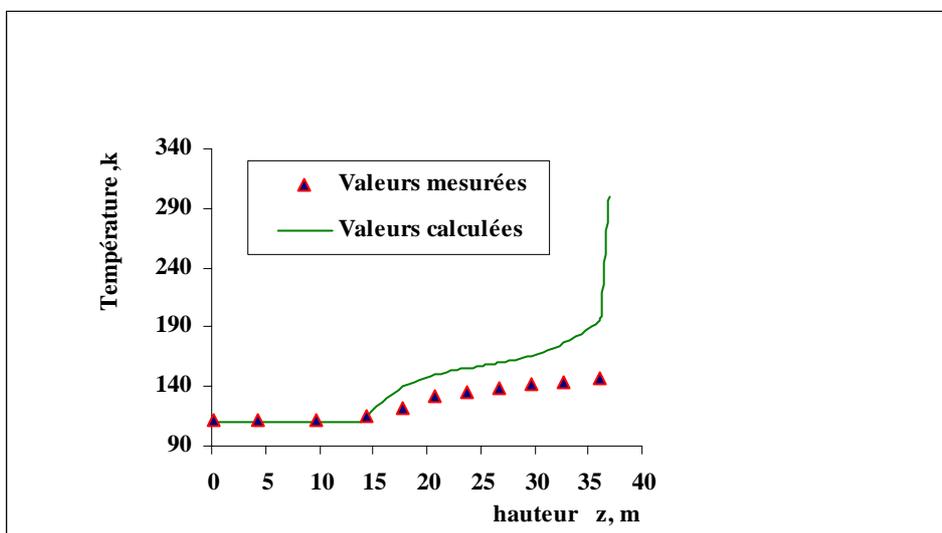


Figure 4.08 : Température calculée et mesurée pour 14.05 m de liquide

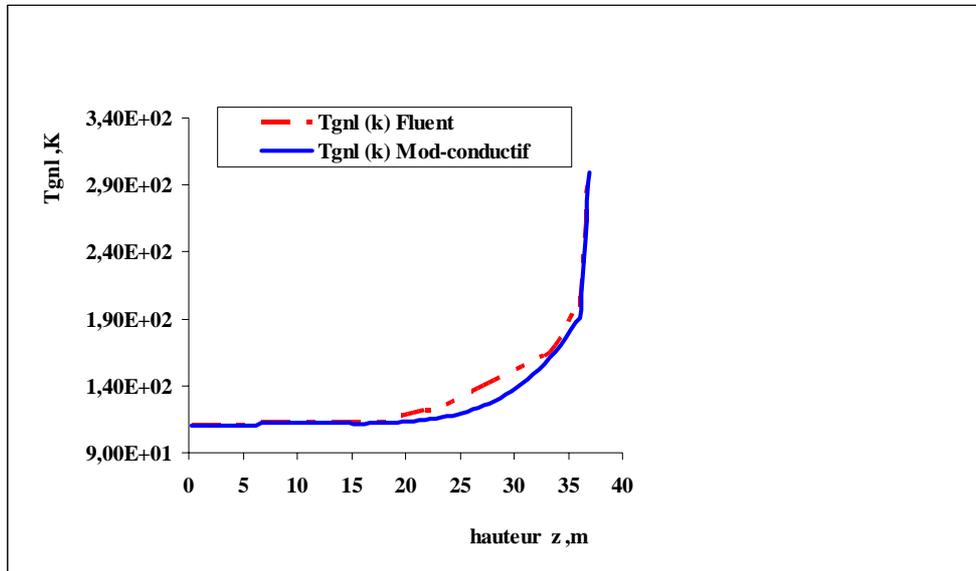
4.2.3 Validation des résultats avec Fluent

Pour valider les résultats obtenus par le modèle purement conductif, concernant les profils de température dans le sous-système de la phase vapeur dans le bac de stockage, nous avons procédé à une simulation par Fluent du même phénomène de propagation de la chaleur du milieu ambiant vers le GNL vapeur à l'intérieur du bac.

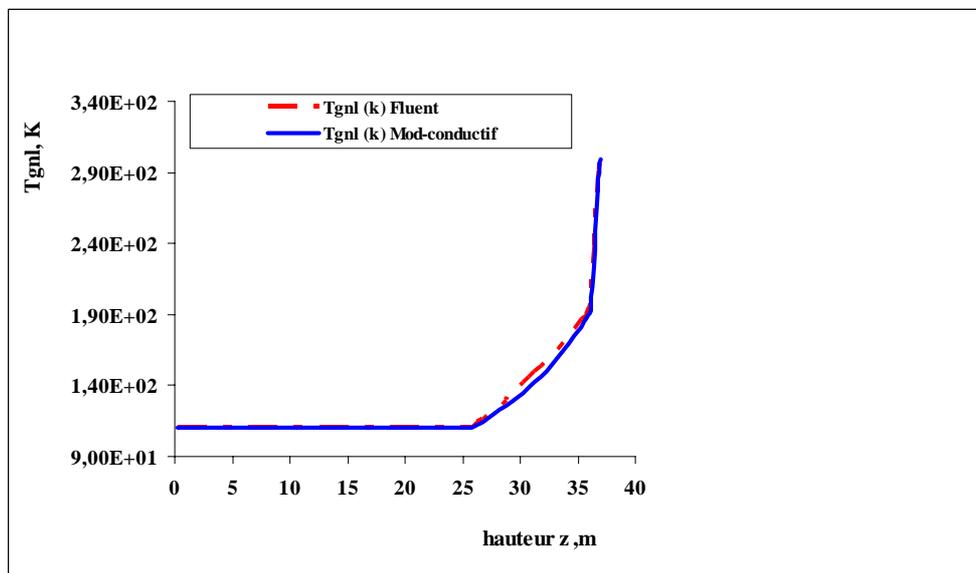
Il convient de mentionner que la simulation par Fluent concernait uniquement le volume de vapeur dans le bac alors que le modèle conductif va plus loin et permet d'obtenir les profils de température aussi bien dans le volume de vapeur que dans la paroi du bac qui se compose de trois couches (acier 1 côté interne en contact de GNL, l'isolation et l'acier 2 côté extérieur en contact du milieu ambiant).

Dans un premier temps, on peut conclure que les profils de température dans le volume de vapeur obtenus par les deux simulations citées ci-dessus ont la même allure : (voir figures 4.09 ; 4.10).

Donc après cela, nous constatons une bonne concordance entre les résultats des deux simulations et nous pouvons dire que le modèle numérique peut aussi donner de bons résultats pour les profils de température que la convection naturelle.

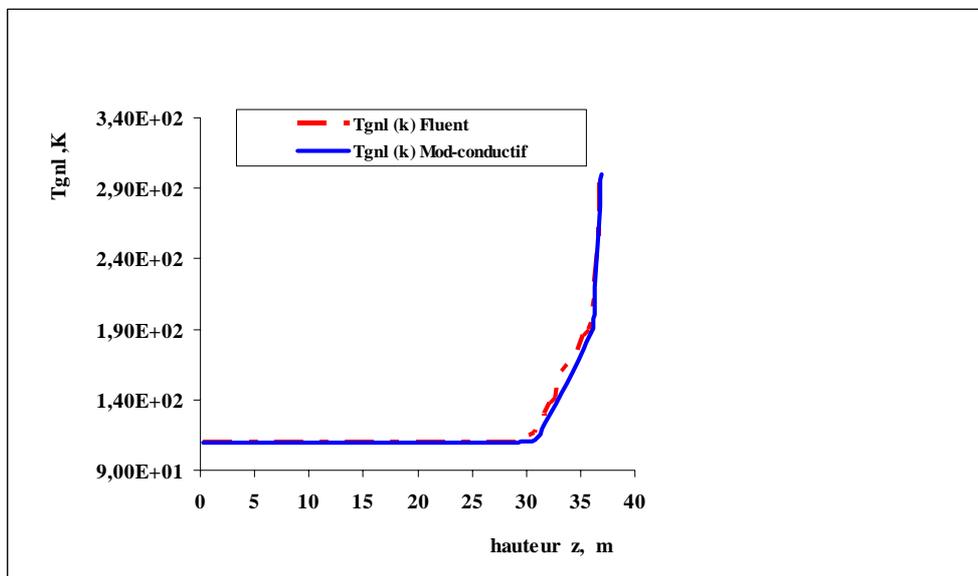


a) 30 m de vapeur

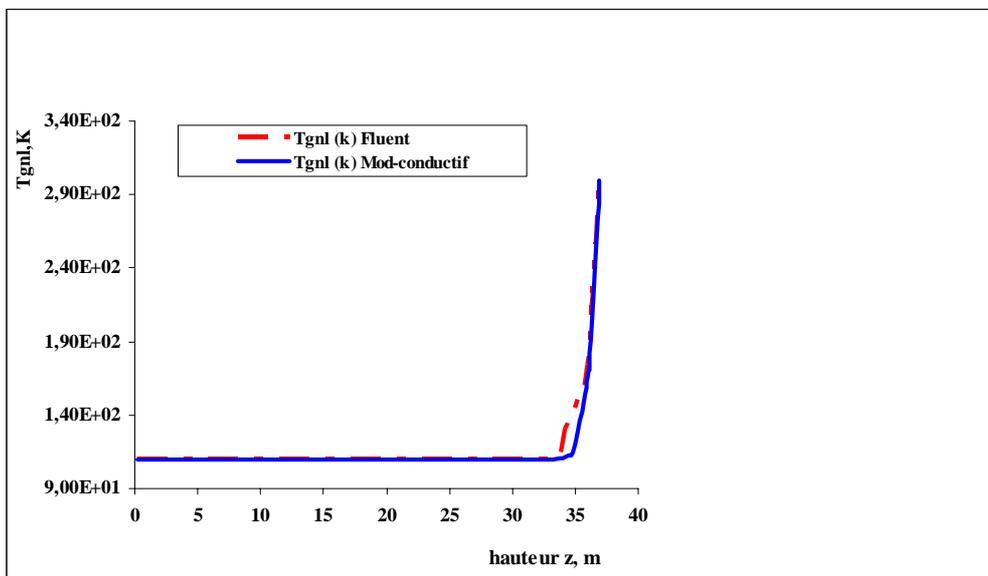


b) 10 m de vapeur

Figure 4.09 : Profils verticaux de température dans le GNL vapeur et liquide obtenus par Fluent et Modèle conductif à $t=180$ jours



c) 5 m de vapeur



d) 1 m de vapeur

Figure 4.10 : Profils verticaux de température dans le GNL vapeur et liquide obtenus par Fluent et Modèle conductif à $t=180$ jours

4.2.4 Effet de la température ambiante sur le profil de température de la phase vapeur, acier1, isolation et acier2

Le GNL stocké dans les réservoirs de stockage est fortement exposé en permanence aux changements du climat extérieur, en particulier à la variation de la température ambiante.

Pour une valeur de la température ambiante maximale en été qui ne dépasse pas 313K (40°C), nous avons remarqué que pour les mêmes niveaux liquide du GNL (10 m, 25 m, 30 m et 35 m), l'augmentation de la température ambiante de 300K à 313K accroît le gradient de température de la phase vapeur situé entre le liquide et le toit, de même que le gradient de température de l'acier1, acier2 et isolation thermique. Les résultats obtenus sont présentés sur les figures (4.11 ; 4.12 ; 4.13 ; 4.14). Selon ces résultats le GNL liquide reste à la température du stockage pour les deux cas, l'influence est marquée surtout sur le côté extérieur du bac. Nous avons remarqué aussi que l'augmentation est beaucoup plus grande pour les bas niveaux de liquide.

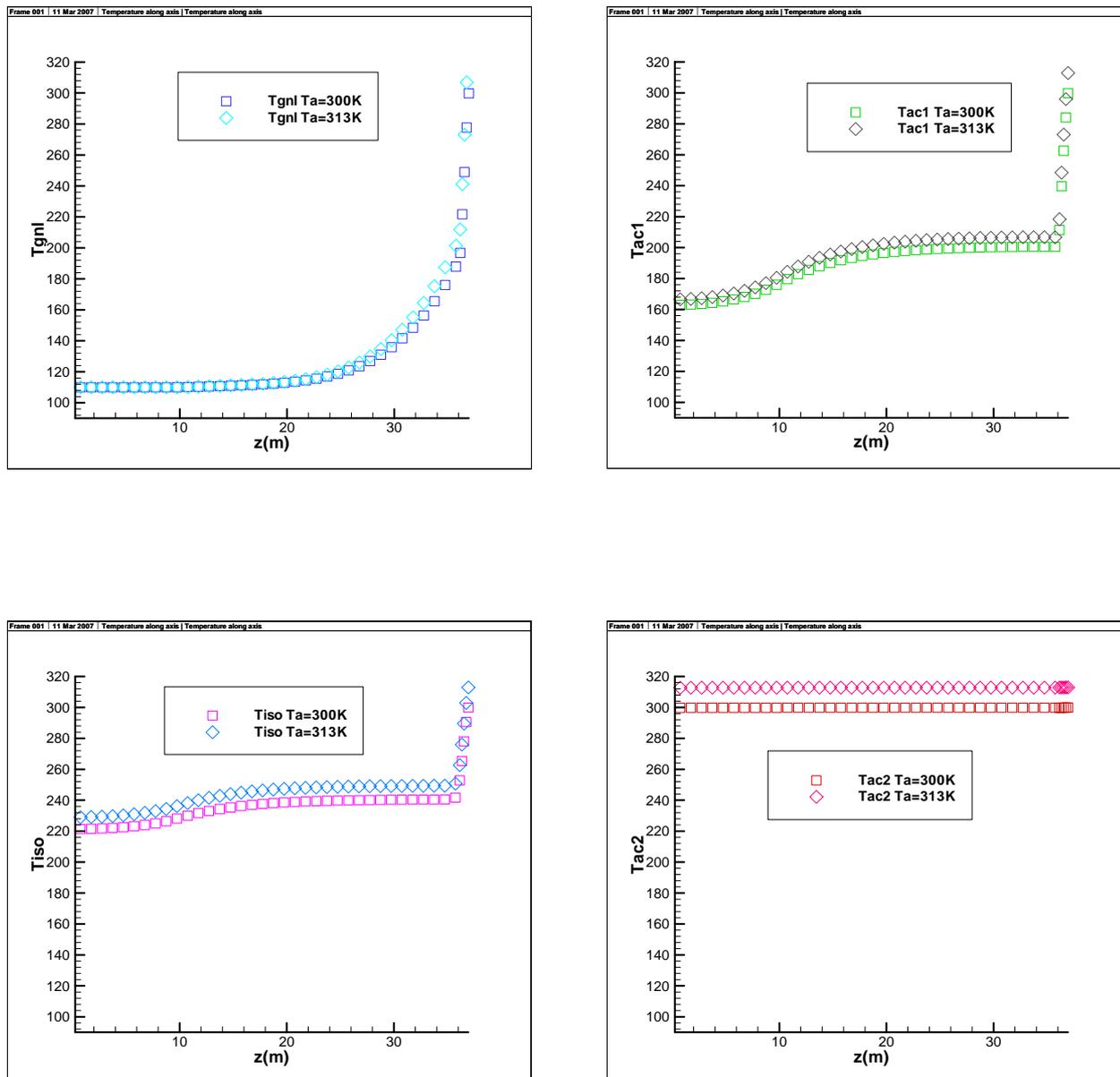


Figure 4.11: Profils verticaux de température dans le GNL (liquide et vapeur) et le long des parois : acier1, isolant, acier2 pour $T_a = 300\text{K}$; $T_a = 313\text{K}$ à $t = 180$ jours pour 10 m de liquide

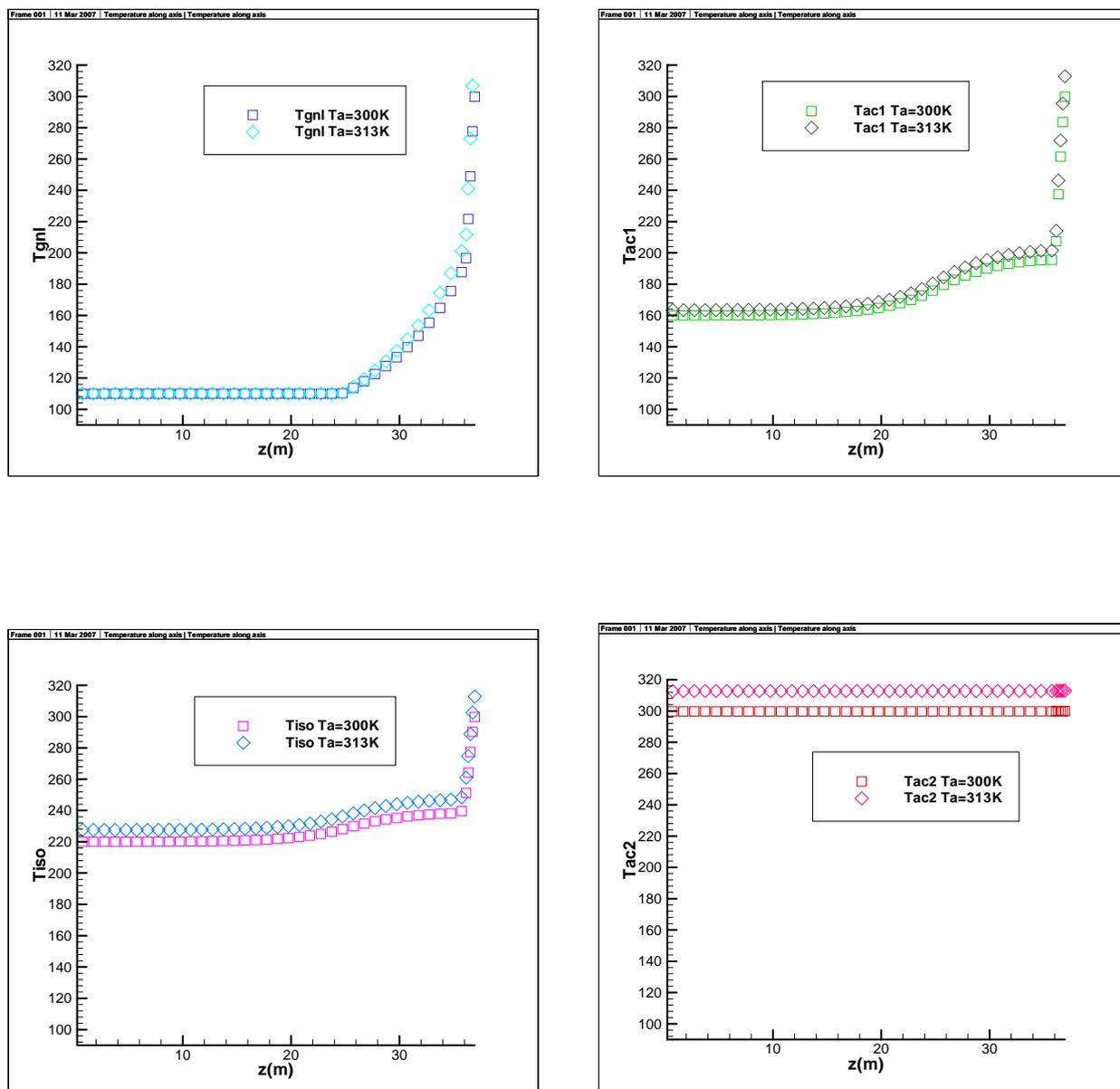


Figure 4.12: Profils verticaux de température dans le GNL (liquide et vapeur) et le long des parois : acier1, isolant, acier2 pour $T_a = 300(K)$; $T_a = 313(K)$ à $t = 180$ jours pour 25 m de liquide

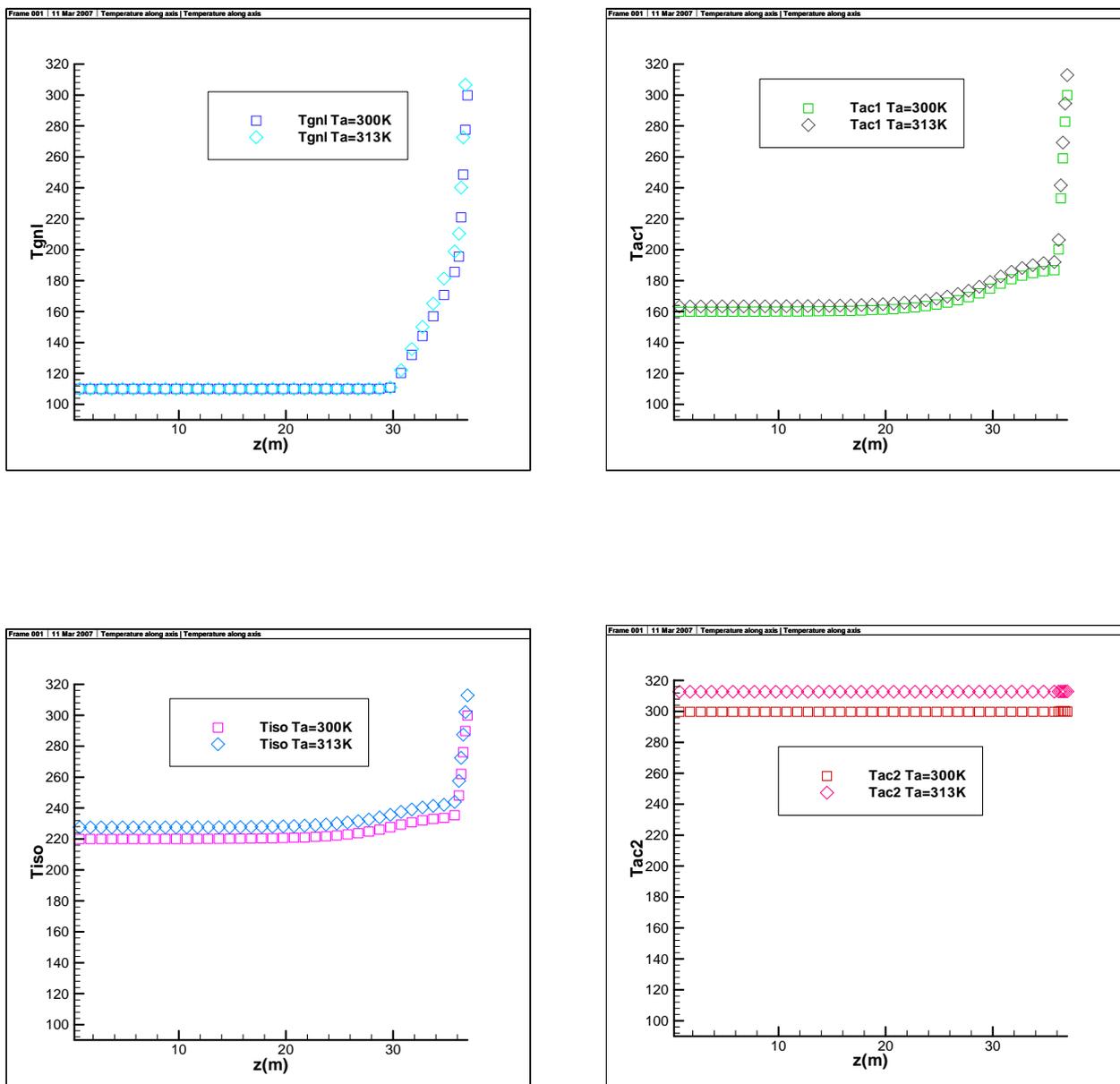


Figure 4.13: Profils verticaux de température dans le GNL (liquide et vapeur) et le long des parois : acier1, isolant, acier2 pour $T_a = 300\text{(K)}$; $T_a = 313\text{(K)}$ à $t = 180$ jours pour 30 m de liquide

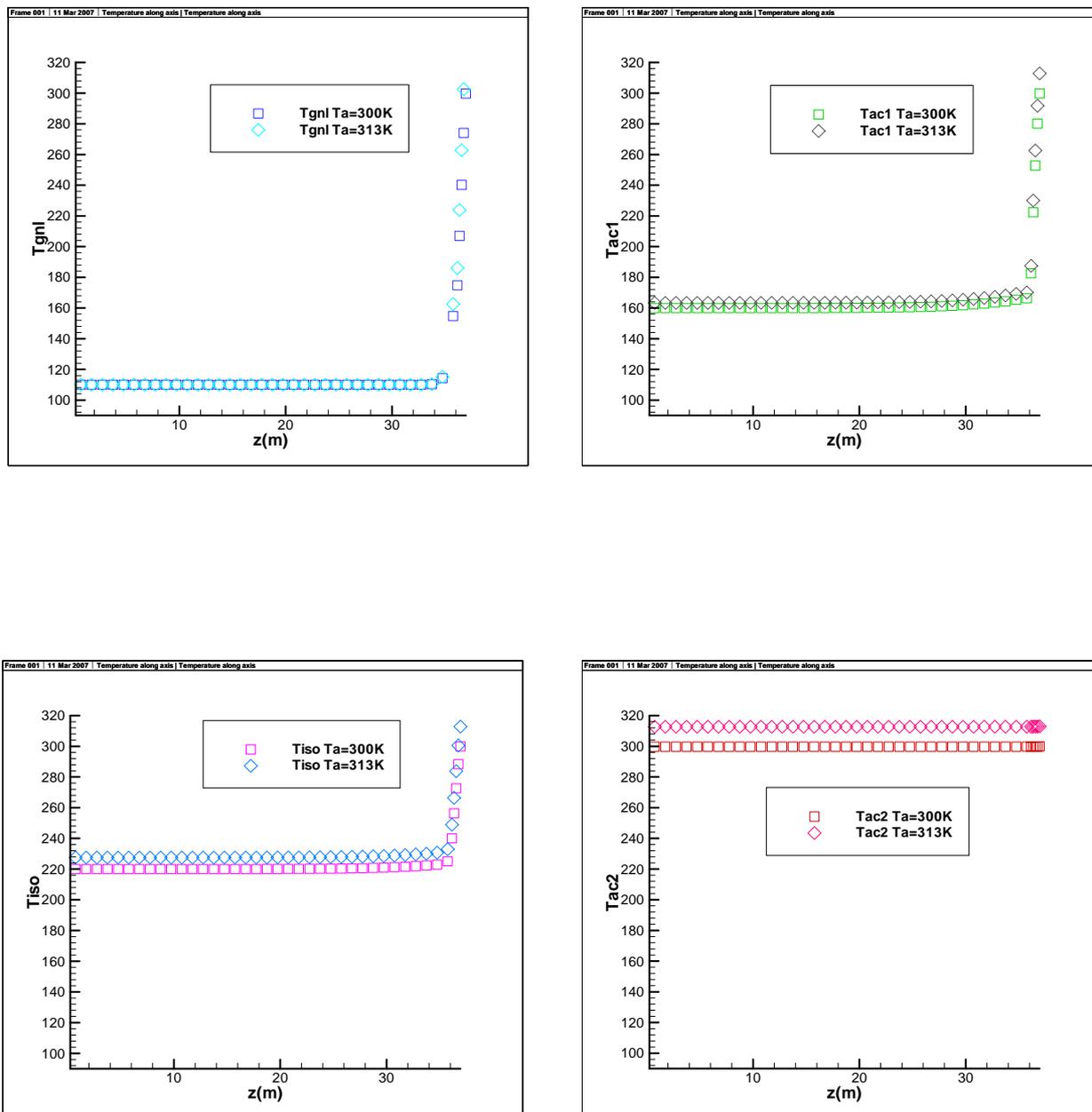


Figure 4.14: Profils verticaux de température dans le GNL (liquide et vapeur) et le long des parois : acier1, isolant, acier2 pour $T_a = 300\text{(K)}$; $T_a = 313\text{(K)}$ à $t = 180$ jours pour 35 m de liquide

4.2.5 Effet de l'ensoleillement sur le profil de température de la phase vapeur, acier1, isolation et acier2

Le flux solaire est aussi un élément dont il faut évaluer l'importance pour en tenir compte, nous avons imposé une valeur élevée de l'ensoleillement pendant l'été qui est égale à $Q=286 \text{ W/m}^2$ comme nous l'avons déjà calculé précédemment pour le site étudié [32]. Sur les figures (4.15 ; 4.16 ; 4.17 ; 4.18), nous avons présenté la variation du profil de température de la phase vapeur, de la paroi latérale et toit du bac pour le cas sans flux solaire et avec flux solaire.

D'après les résultats obtenus nous constatons que le flux solaire influe sur la variation du profil de température de la phase vapeur et les différentes couches de la paroi, la différence entre les deux cas est importante. Nous pouvons aussi conclure que l'influence est très sensible surtout sur le côté extérieur (acier2), la différence relative calculée est de l'ordre de 7% pour les bas niveaux liquide.

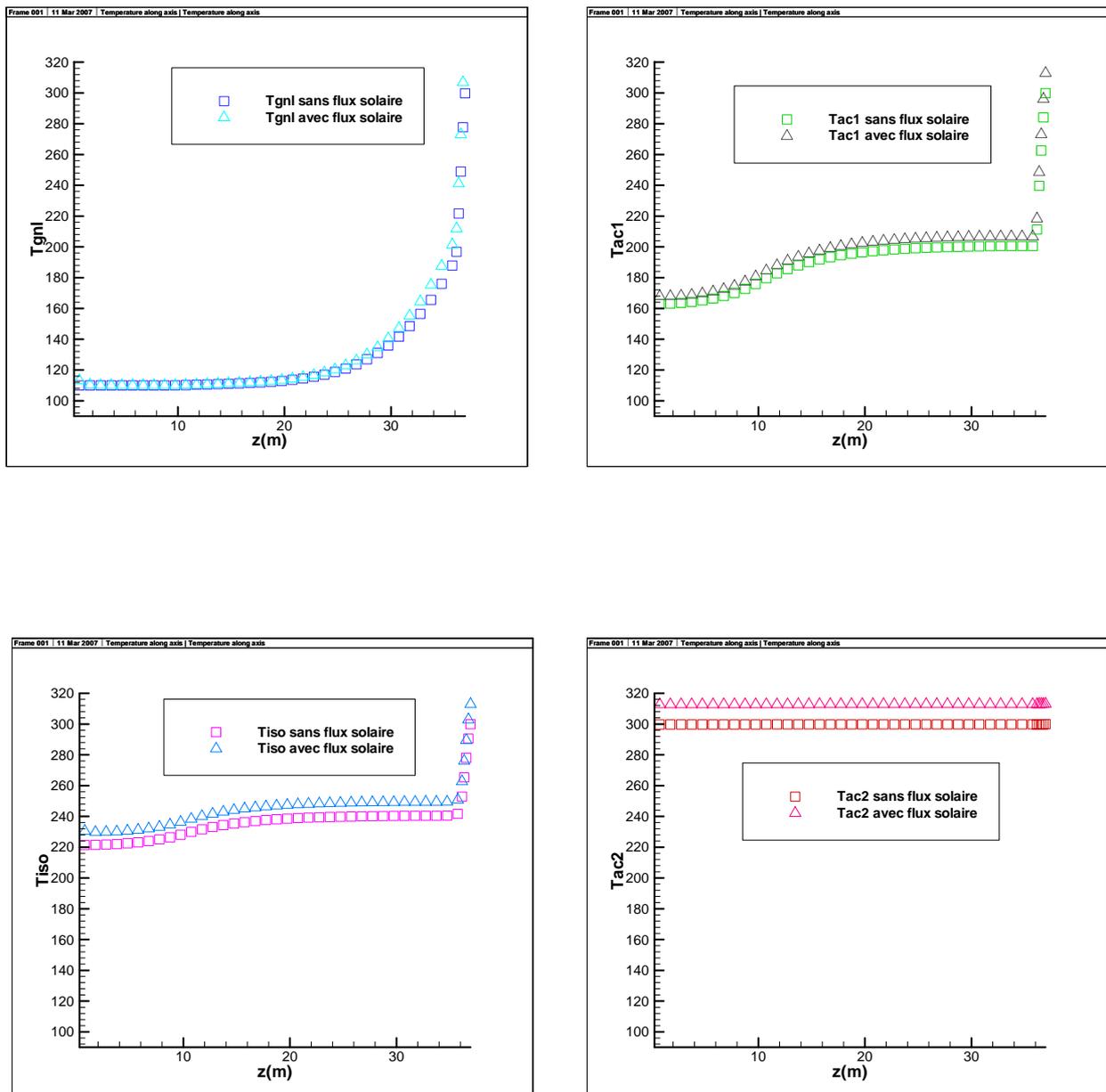


Figure 4.15: Profils verticaux de température dans le GNL (liquide et vapeur) et le long des parois : acier1, isolant, acier2 sans flux solaire et avec flux solaire à t=180 jours pour 10 m de liquide

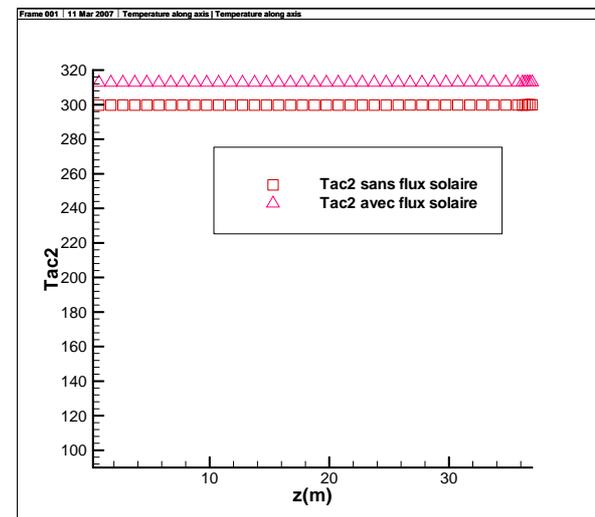
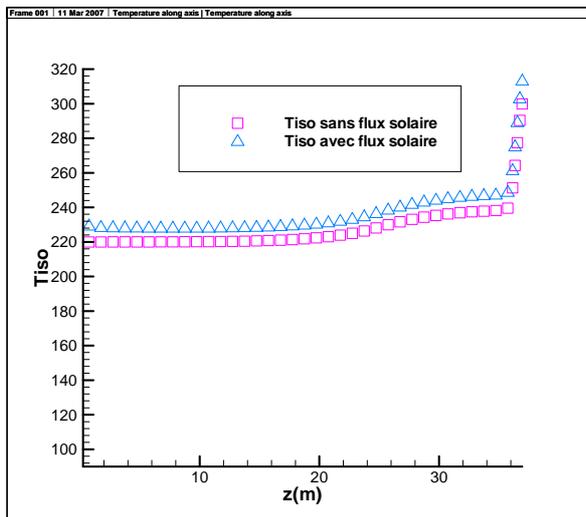
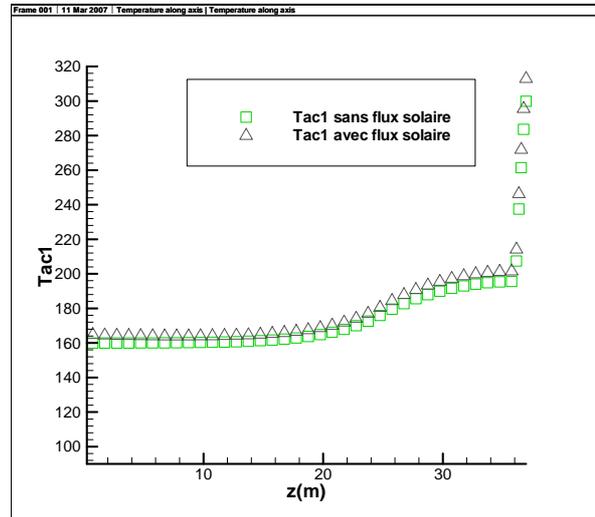
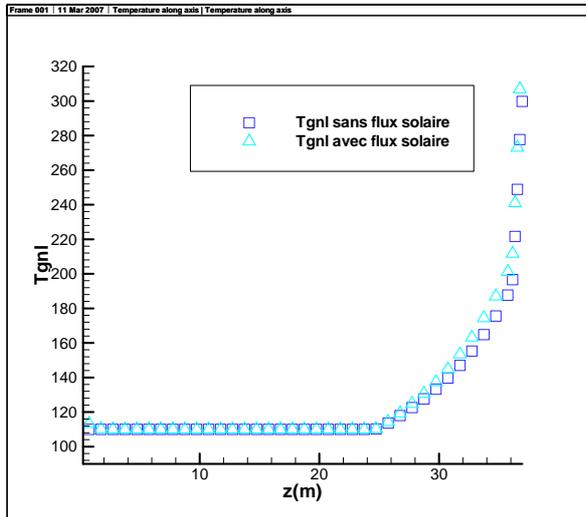


Figure 4.16: Profils verticaux de température dans le GNL (liquide et vapeur) et le long des parois : acier1, isolant, acier2 sans flux solaire et avec flux solaire à $t=180$ jours pour 25 m de liquide

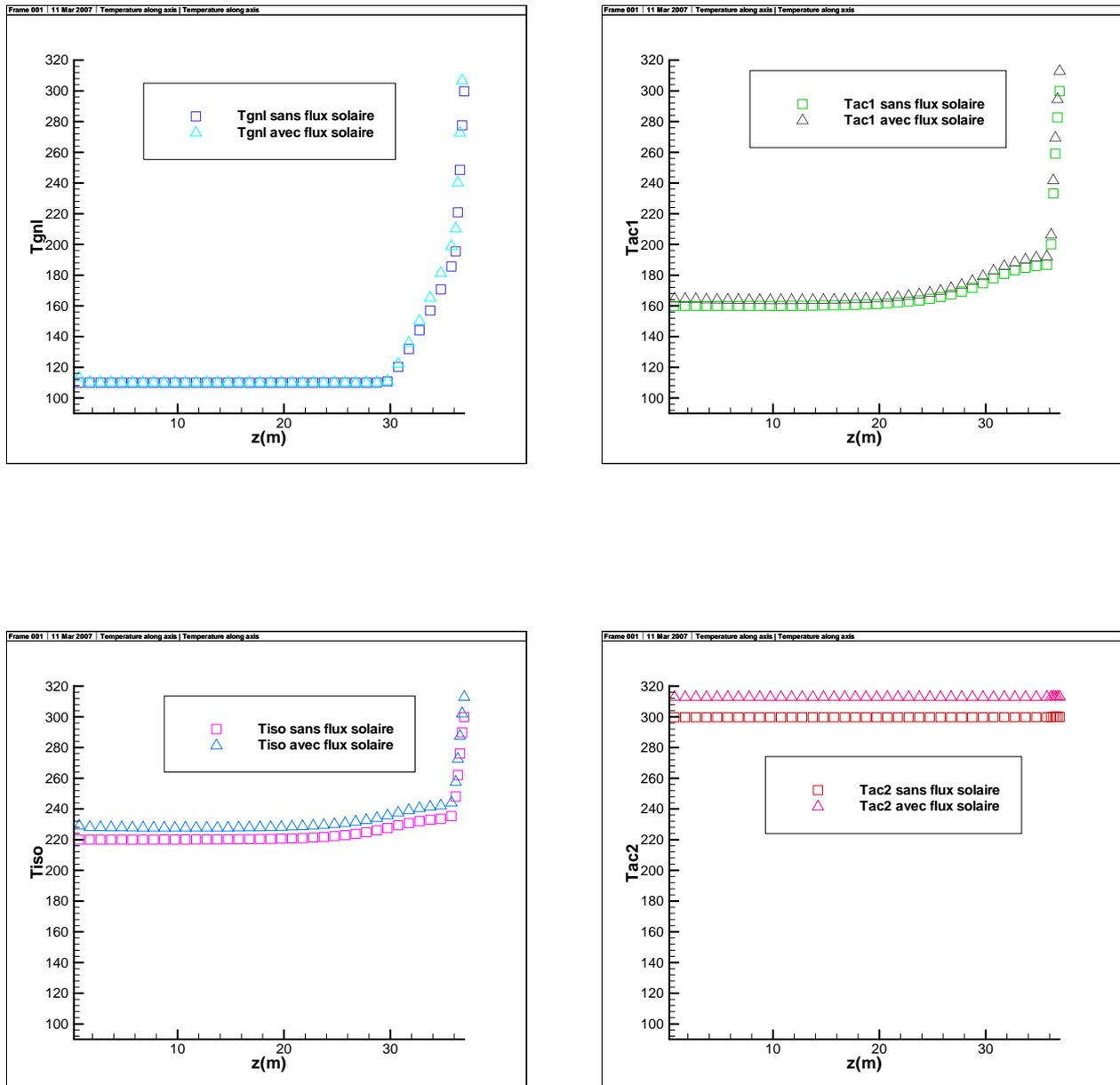


Figure 4.17: Profils verticaux de température dans le GNL (liquide et vapeur) et le long des parois : acier1, isolant, acier2 sans flux solaire et avec flux solaire à $t=180$ jours pour 30 m de liquide

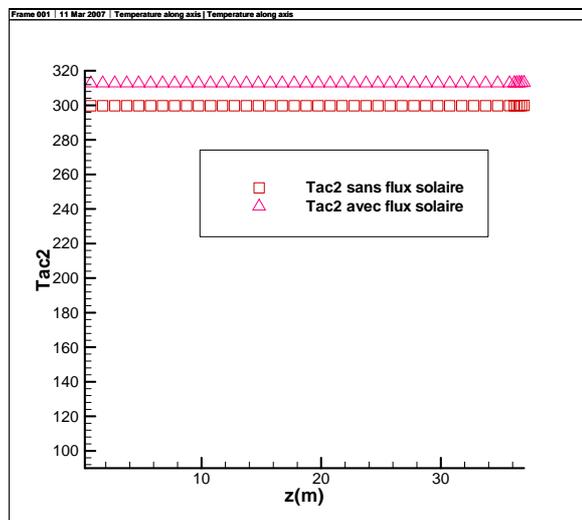
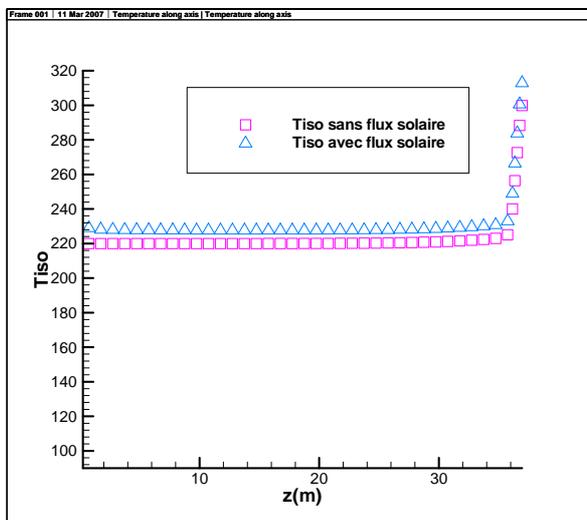
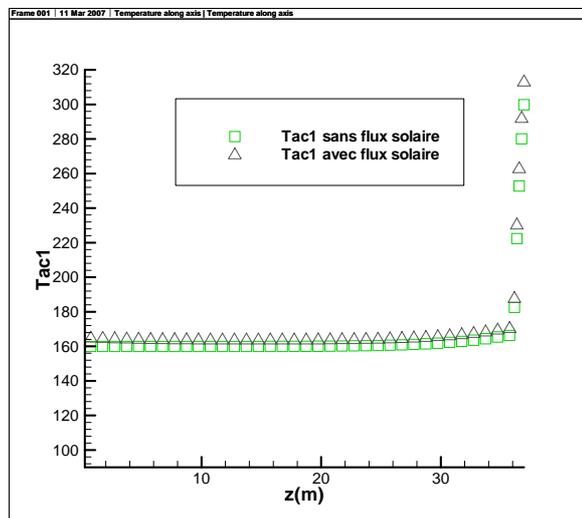
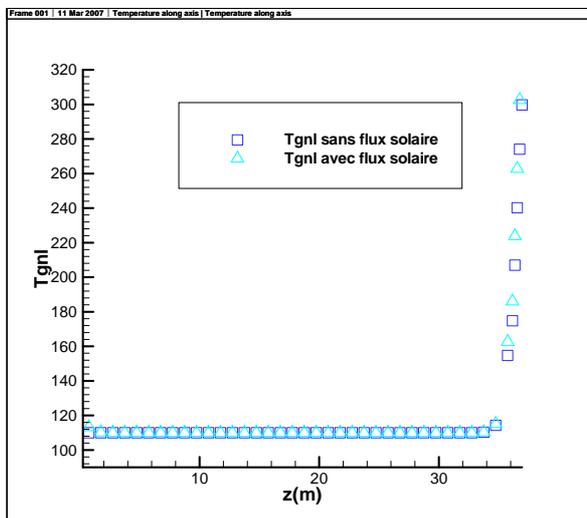


Figure 4.18: Profils verticaux de température dans le GNL (liquide et vapeur) et le long des parois : acier1, isolant, acier2 sans flux solaire et avec flux solaire à $t=180$ jours pour 35 m de liquide

4.3 Variation du taux d'évaporation

Le taux d'évaporation du GNL calculé au cours de notre étude est entièrement dépendant des conditions thermiques dans la couche liquide. L'influence de la couche gazeuse est prise en compte. Toute la chaleur passant d'une couche de liquide située sous la surface à la surface elle-même est utilisée pour évaporer le gaz. En d'autres termes, le liquide est supposé être en surface à la température de saturation et ailleurs dans le gaz à une température légèrement supérieure à T_s . Donc l'interface liquide-vapeur reçoit aussi de la chaleur en provenance de la couche gazeuse, le gaz liquéfié se réchauffe et il se crée un gradient de température entre la surface de liquide et le gaz immédiatement au dessus.

A partir des résultats de l'étude adoptée on comprend bien que la majorité des infiltrations va se produire au niveau de la phase liquide car le fluide impose sa température de 111K sur la face interne du réservoir et l'écart de température de part et d'autre de la paroi est maximal (environ 200K si l'extérieur est à 311K, par exemple). Toutefois, le réchauffement de la phase gazeuse lié aux infiltrations thermiques dans la partie haute du réservoir et à travers le toit se traduit également par un flux thermique allant vers le liquide.

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

Le flux total reçu égal au flux latéral (φ_1) plus le flux arrivant de la phase vapeur vers le GNL liquide (φ_2) à ces deux flux conductifs s'ajoute le rayonnement émis par les parois situées au-dessus de la surface du liquide (φ_3).

4.3.1 Validation des résultats obtenus avec ceux présentés par D.T.Neill et al [25]

Les taux d'évaporation obtenus pour les différentes valeurs du rapport niveau liquide et hauteur totale du bac, concernant un bac de stockage prenant en considération le rayonnement reçu par le GNL liquide sont présentés sur la figure (4.01(c)).

Pour contrôler la validité des résultats, une comparaison a été faite avec les résultats obtenus par les chercheurs Neill [25].

Selon la figure (4.01(c)) les taux d'évaporation calculés par le modèle simplifié prenant en considération le rayonnement reçu par le liquide et ceux donnés par Neill [25] paraissent semblables pour le cas de l'émissivité égale à 0.9, le pourcentage d'erreur relative calculé est de l'ordre de 9 %. D'après les calculs le taux d'évaporation augmente avec l'augmentation du rapport niveau liquide et hauteur totale du bac.

niveau liquide/ hauteur totale du bac	3.6/36	7.2/36	10.8/36	14.4/36	18/36	21.6/36	25.2/36	28.8/36	32.4/36
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
φ_1 [kW]	2.07	3.55	4.98	6.48	7.68	9.26	10.64	12.03	13.27
φ_2 [kW]	0.13	0.15	0.17	0.18	0.20	0.21	0.22	0.25	0.40
φ_3 [kW] $\varepsilon = 0.1$	12.37	11.85	11.30	10.72	10.11	9.46	8.77	8.04	7.26
φ_3 [kW] $\varepsilon = 0.5$	32.97	33.08	33.19	33.29	33.36	33.39	33.34	33.17	32.80
φ_3 [kW] $\varepsilon = 0.9$	40.53	41.50	42.64	43.97	45.53	47.35	49.47	51.93	54.75
φ_{total} $\varepsilon = 0.1$	14.57	15.55	16.45	17.38	17.99	18.93	19.63	20.32	20.93
φ_{total} $\varepsilon = 0.5$	35.17	36.78	38.34	39.95	41.24	42.86	44.20	45.45	46.47
φ_{total} $\varepsilon = 0.9$	42.73	45.20	47.79	50.63	53.41	56.82	60.33	64.21	68.42

Tableau 01: différents flux de chaleur reçu par le liquide

τ [% par jour] $\varepsilon=0.1$	0.0103	0.0110	0.0117	0.0123	0.0128	0.0134	0.0139	0.0144	0.0148
τ [% par jour] $\varepsilon=0.5$	0.025	0.026	0.027	0.028	0.029	0.030	0.031	0.032	0.033
τ [% par jour] $\varepsilon=0.9$	0.030	0.032	0.034	0.036	0.038	0.040	0.042	0.045	0.048
τ [% par jour] $\varepsilon=0.9$ D.T Neill et al	0.035	0.037	0.039	0.040	0.041	0.042	0.043	0.044	0.045

Tableau 02: Taux d'évaporation

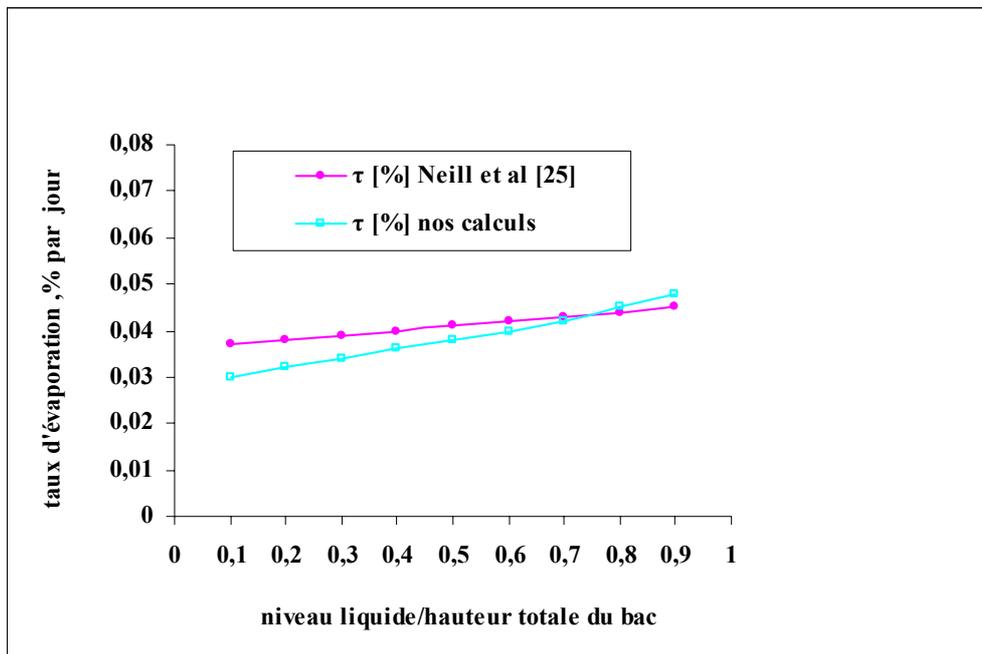


Fig.4.01(c) : Taux d'évaporation calculé et ce de D.T.Neill et al pour l'émissivité ($\varepsilon = 0.9$)

4.3.2 Influence du niveau de GNL liquide sur le taux d'évaporation

D'après les taux d'évaporation calculés au cours de notre étude qui sont présentés sur le tableaux (03) pour différents niveaux de liquide, nous pouvons constater que l'évolution du taux d'évaporation en fonction de la hauteur du liquide, augmente avec l'accroissement du niveau liquide. Ceci s'explique d'une part, par le gradient de température entre le liquide et l'ambient qui est très important et d'autre part, par la surface d'échange en contact avec le liquide qui augmente avec l'augmentation de la hauteur du liquide.

En particulier, dans les configurations proches des conditions réelles de stockage, (30m ,35 m de liquide), le taux d'évaporation ne diffère que d'un peu plus de 10 % pour les hauts niveaux de liquide (voir figure4. 02(c)).

Hauteurs de liquide (m)	10	15	20	25	30	35
φ_1 [kW]	4.59	6.55	8.52	10.49	12.40	13.96
φ_2 [kW]	0.17	0.18	0.19	0.21	0.27	0.76
φ_3 [kW] $\varepsilon = 0.1$	11.43	10.62	9.75	8.81	7.78	6.67
φ_3 [kW] $\varepsilon = 0.9$	42.37	44.21	46.51	49.35	52.83	57.02
φ_{total} $\varepsilon = 0.1$	16.19	17.35	18.46	19.51	20.45	21.39
φ_{total} $\varepsilon = 0.9$	47.13	50.94	55.22	60.05	65.50	71.74
τ [% par jour] $\varepsilon = 0.1$	0.0115	0.0123	0.0131	0.0138	0.0145	0.0152
τ [% par jour] $\varepsilon = 0.9$	0.033	0.036	0.039	0.042	0.046	0.0510

Tableau 03 : Taux d'évaporation pour différents niveaux de liquide

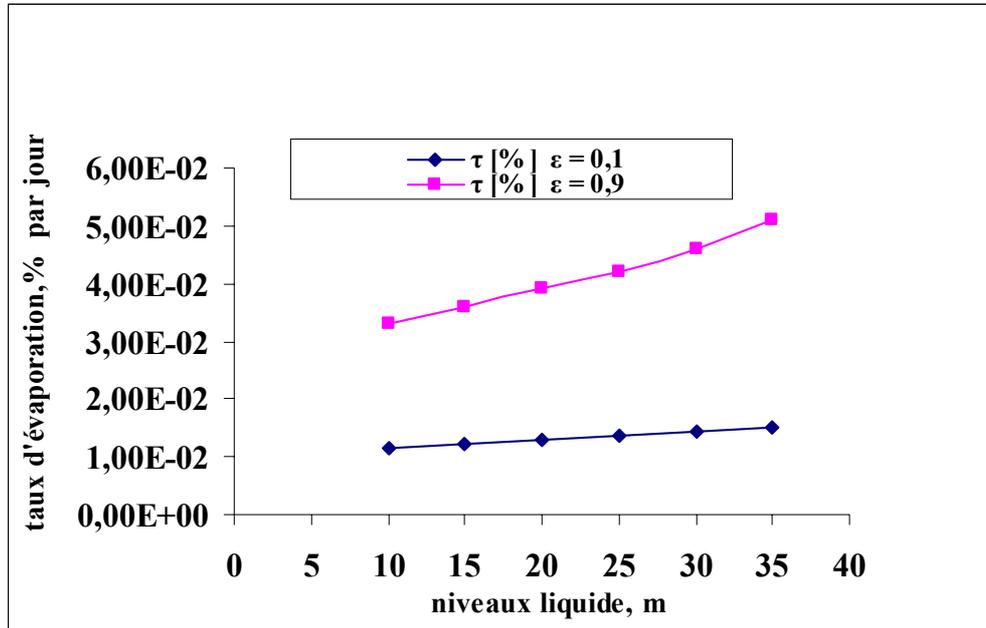


Fig.4.02 (c): Variation du taux d'évaporation pour différents niveaux de liquide

4.3.3 Influence de l'émissivité sur le taux d'évaporation

L'augmentation de l'émissivité du liner, fait augmenter de façon assez importante le flux de chaleur par rayonnement, ce flux reçu par le liquide fait accroître le taux d'évaporation. Sur la figure (4.03(c)) nous observons une différence remarquable entre les taux d'évaporation calculés pour différentes valeurs de l'émissivités. L'écart relatif varie entre 67% ; 57% et 24%.

Donc le rôle du rayonnement est prépondérant pour l'émissivité égale à 0.9 il contribue à l'évaporation du GNL pour un grand pourcentage. Par contre, pour l'émissivité égale à 0.1 le rayonnement n'est important qu'au faible taux de remplissage. Les écarts entre ces valeurs d'émissivité sont plus marqués que dans la publication de Neill et al [25].

τ [% par jour] $\varepsilon=0.1$	τ [% par jour] $\varepsilon=0.5$	τ [% par jour] $\varepsilon=0.9$	Ecart % ($\varepsilon=0.1, \varepsilon=0.5$)	Ecart % ($\varepsilon=0.1, \varepsilon=0.9$)	Ecart % ($\varepsilon=0.5, \varepsilon=0.9$)
0.0103	0.025	0.030	58.80	65.66	16.66
0.0110	0.026	0.032	57.69	65.62	15.75
0.0117	0.027	0.034	56.07	65.58	20.58
0.0123	0.028	0.036	56.66	64.85	20.00
0.0128	0.029	0.038	55.86	66.31	23.68
0.0134	0.030	0.040	55.33	66.50	25.00
0.0139	0.031	0.042	55.16	66.90	26.19
0.0144	0.032	0.045	55.00	68.00	28.88
0.0148	0.033	0.048	55.15	69.16	31.25

Tableau 04 : Taux d'évaporation pour différentes valeurs de l'émissivités

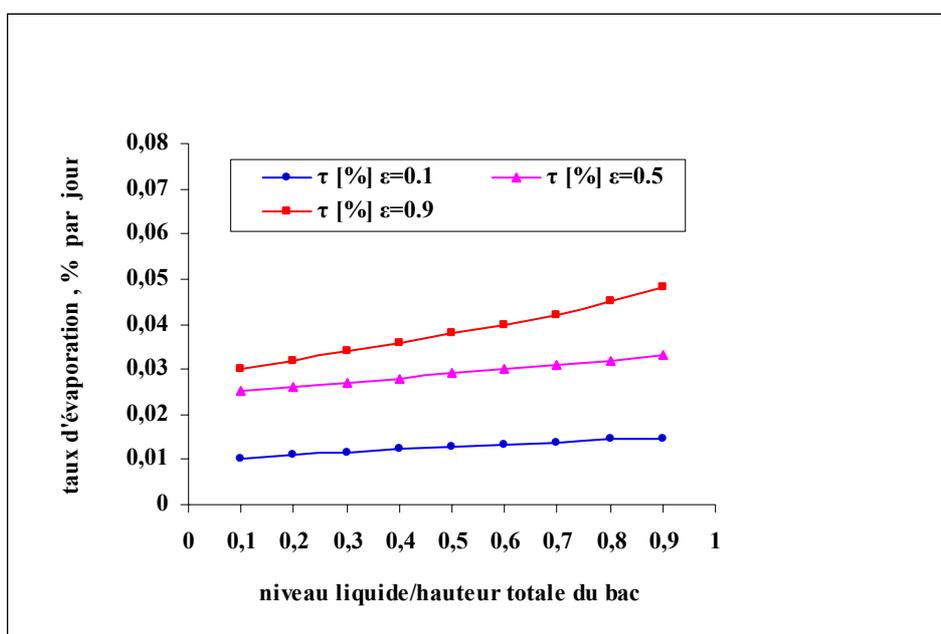


Fig.4.03(c): Taux d'évaporation calculé pour différentes valeurs de l'émissivités ($\varepsilon = 0.1$; $\varepsilon = 0.5$; $\varepsilon = 0.9$)

4.3.4 Influence de la température ambiante sur le Taux d'évaporation

L'augmentation de la température ambiante provoque un accroissement du flux de chaleur venant du milieu extérieur vers le bac de stockage.

Sur la figure (4.04(c)) nous remarquons que la différence entre les taux d'évaporation calculés pour 300K et les taux d'évaporation calculés pour 313K est importante. L'écart relatif calculé qui est présentés sur le tableau (05) est de l'ordre de 12% pour les hauts niveaux de liquide.

Donc la température ambiante influe d'une façon assez importante sur l'évolution du taux d'évaporation, plus la différence de température extérieure entre la phase liquide et l'extérieure est importante et plus la variation du taux d'évaporation est importante.

τ [%] $T_a = 300K$	τ [%] $T_a = 313K$	Ecart %
0.030	0.034	11.76
0.032	0.036	11.11
0.034	0.038	10.52
0.036	0.040	10.00
0.038	0.042	09.52
0.040	0.044	09.09
0.042	0.046	08.69
0.045	0.049	08.16
0.048	0.052	07.69

Tableau 05 : Ecart relatif calculé

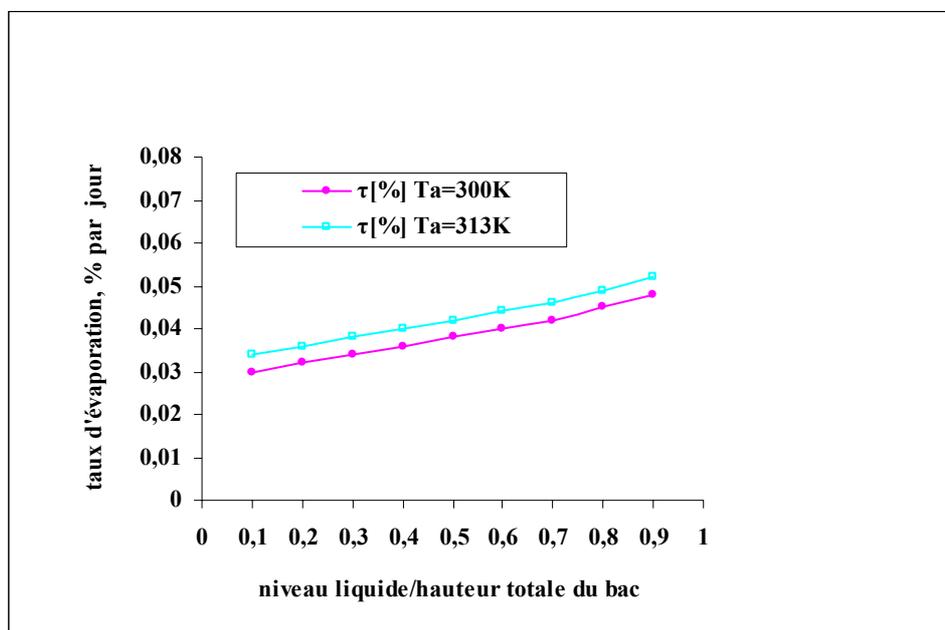


Fig.4.04(c): Variation du taux d'évaporation à $T_a = 300K$ et à $T_a = 313K$

4.3.5 Influence de l'ensoleillement sur le taux d'évaporation

Quelle que soit la structure du réservoir de stockage et la qualité de l'isolation thermique, il se produit nécessairement des infiltrations thermiques entre l'intérieur et l'extérieur du bac par rayonnement solaire. La figure (4.05(c)) présente l'étude de l'effet de l'ensoleillement du bac sur le débit d'évaporation.

Nous remarquons sur le tableau (06) que la différence entre les taux d'évaporation calculés pour le cas avec flux solaire et les taux d'évaporation calculés sans flux solaire est importante, la différence relative calculée est de l'ordre de 8% pour les hauts niveaux de liquide.

Donc la variation réelle saisonnière du flux solaire incident influe linéairement sur le taux d'évaporation.

τ [% par jour] sans ensoleillement	τ [% par jour] avec ensoleillement	Ecart %
0.030	0.033	9.09
0.032	0.035	8.57
0.034	0.037	8.10
0.036	0.039	7.69
0.038	0.041	7.31
0.040	0.043	6.97
0.042	0.045	6.66
0.045	0.048	6.25
0.048	0.051	5.88

Tableau 06 : Ecart relatif calculé

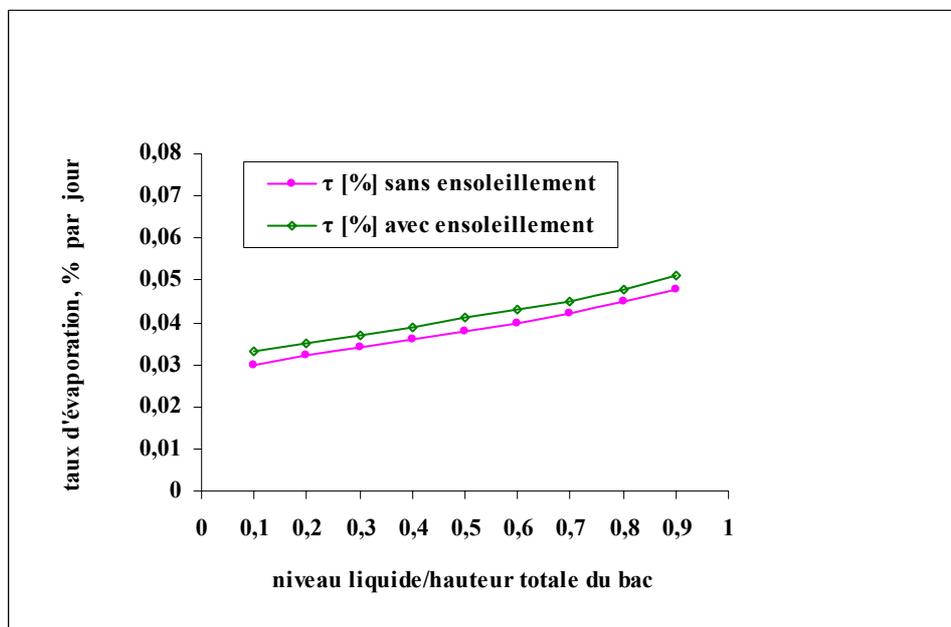


Fig.4.05(c): Variation du taux d'évaporation sans le flux solaire
et avec le flux solaire

4.5 Conclusions

Cette simulation a été réalisée afin d'évaluer l'influence de chaque paramètre de stockage sur les transferts thermiques dans les bacs de stockage du GNL, et minimiser les infiltrations thermiques parvenant du milieu ambiant par convection et rayonnement solaire vers l'intérieur des réservoirs.

D'après les résultats obtenus nous proposons de prendre en compte les conditions suivantes.

- Eviter les bas niveaux liquide pendant le stockage et surtout dans les périodes chaudes.
- Utiliser des supers isolants pour les parois latérales et toit.
- Il est préférable de diminuer le temps de stockage du gaz naturel liquéfié.
- Limiter l'augmentation de la température de la paroi externe (de l'acier²) en utilisant des couleurs de peinture réfléchissantes les rayons solaires.

Conclusions Générales et Perspectives

CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES

CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES

Ce modeste travail nous a permis d'une part, en premier lieu, de traiter par simulation (Fluent) le phénomène de la convection naturelle dans le volume de vapeur de GNL dans le bac de stockage, dont les résultats confirment l'effet négligeable de ce mode de transfert de chaleur, ce qui a justifié notre hypothèse de considérer les mouvements convectifs le long de la paroi interne faibles et que le transfert de chaleur par conduction est prépondérant.

D'autre part, la modélisation des échanges thermiques dans le bac de stockage entre le milieu ambiant et l'ensemble du système global du bac de stockage (paroi, GNL liquide et vapeur) a mis en évidence les différents phénomènes thermiques qui sont à l'origine de l'évaporation du GNL.

Les premiers résultats de simulation obtenus par Fluent et ceux obtenus par le modèle purement conductif donnent une bonne concordance pour les profils des températures dans la phase vapeur.

Une autre comparaison des résultats concernant les profils de température de la phase vapeur avec ceux prélevés sur site (Complexe de GNL, Skikda), a montré une concordance remarquable pour les allures des profils de température.

Par ailleurs, après avoir effectué une comparaison des valeurs du taux d'évaporation obtenues par notre méthode de calcul et ceux de la littérature, nous avons constaté une bonne concordance pour le cas où le coefficient d'émissivité de l'acier 1(liner) est égal à 0.9.

Dans cette étude nous avons aussi fait apparaître l'influence des paramètres tels que : le niveau liquide de GNL, l'émissivité des parois, la température ambiante, l'ensoleillement, et le rapport niveau liquide hauteur totale du bac sur la température dans l'ensembles du bac et le taux d'évaporation.

Enfin, sur la base des résultats obtenus à l'issue de cette étude, nous pouvons confirmer que le modèle numérique (modèle bidimensionnel cylindrique) y compris les hypothèses simplificatrices adoptées sont justifiées. Il apparaît que, même si les mouvements convectifs dans le gaz ne sont pas toujours négligeables, ce modèle minimal permet des prédictions fiables des profils de température, du taux d'évaporation global prenant en considération le rayonnement reçu par le liquide dans la plupart des configurations correspondant aux conditions réelles d'exploitation.

En perspective à ce travail élaboré, nous pensons qu'une étude en tridimensionnel de l'ensemble de système de bac de stockage prendrait bien en compte l'effet d'orientation du soleil autour du réservoir, ainsi que la prise en considération de la réalité de l'existence du trou d'évaporation au niveau du toit du bac de stockage.

Références Bibliographiques



REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES



REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] [http : // www.Cryostar.fr/web/cryogenie.php](http://www.Cryostar.fr/web/cryogenie.php)
- [2] [http: // www. Gaz de France.com](http://www.Gaz de France.com)
- [3] **A. ROJEY, B. DURAND.** Le gaz naturel, production traitement transport, éditions Technique, publication de l'Institut Français du Pétrole, chapitre 8, p. 364-373.
- [4] **C.E. GEBHART, E.I. SHAHEEN.** Storage of LNG, Gas Developments Corporation, Chicago, 1974.
- [5] **H.T. HASHEMI, J.L. LOTT, C.M. SLIEPCEVICH, J.R. WELKER.** Liquefied Natural Gas Technology, Encyclopedia del petrolio del gas natural, Volume. 5, casa editrice Carlo Colombo, Rome-Italy, 1967.
- [6] **AMERICAN GAS ASSOC. INC.** LNG Information Book, catalog n° X-30365, New York, May 1965.
- [7] **R.E. PETSINGER, C.C. HANKE.** Design of 9 % Nickel steel LNG storage tanks, ASME, 1967.
- [8] [http : //www. Energie Cocouna.ca /fr/projet.html](http://www.Energie Cocouna.ca /fr/projet.html)
- [9] **P. LEBRIS.** Le Gaz Naturel Liquéfié, conférence Arts et Métiers du 29 Avril 2002, Paris.
- [10] [http:// www. Gaz de France.fr](http://www.Gaz de France.fr)
- [11] **M.S. LONGUERUE.** Gaz de France, leader européen du Gaz Naturel Liquéfié (GNL), Conférence arts et métiers, Paris 2002.
- [12] **C. BRIDGE, I. COMPANY.** Cryogenic Storage Facilities, Bull. N° 8650, Chicago Bridge and Iron, Company, III. (1967).
- [13] **G. PERINIC.** Sécurité en cryogénie, Raisons d'accidents et des défaillances techniques.
- [14] **H.T. HASHEMI, R. WESSON.** Cut LNG storage costs, Hydrocarbon Processing, Août 1971.

- [15] **M. BELLUS, M. GINESTE.** Etudes et essais sur l'ébullition de GNL au cours de son transfert et de son stockage en grands réservoir, deuxième congrès international et exposition sur le GNL, session 3, 1970.
- [16] **A.E. FINDLATER, L.R. PREW.** Expérience tirée de l'exploitation des navires du GNL, Congrès du GNL n° 5, session IV, Germany, 1977.
- [17] **M. RIGHI.** Etude des phénomènes d'évaporation du GNL, installation et mise en service d'un cryostat au GL1K de Skikda, *Thèse de Magister*, Institut Algérien du Pétrole, Boumerdes, Algérie, 1997.
- [18] **I. MAZERAI.** Simulation d'un bac de stockage aérien à double paroi métallique. Thèse de Magister, Institut Algérien du Pétrole, Boumerdes, Algérie, 1998.
- [19] **S.LARBI, B.BENKOUSSAS, H.BELHANECHÉ.** Analyse et Dimensionnement de Quelques Organes d'un Banc d'Essais de Combustion. Rev. Energ. Ren: 11èmes Journées Internationales de Thermique année (2003) 95-102.
- [20] **Q.S. CHEN, J.WEGRZYN, V.PRASAD** Analysis of temperature and pressure changes in liquefied natural gas (LNG) cryogenic tanks. Cryogenic. Volume .44 (2004) 701-709.
- [21] **C.T. PHAM, S. HARTMANN, J.P. PETIT.** Simultaneous heat and mass transfer in unsteady turbulent natural convection application to liquefied natural gas storage, 10th international heat transfer conference Brighton (UK), 14-18 August 1994.
- [22] **R. REBIAI, M. BELMEDANI.** Modèle théorique appliqué aux liquides cryogéniques en évaporation dans les conditions de stockage, centre de cryotechnologie, USTHB, Algérie.
- [23] **O. KHEMIS, M. BOUMAZA, M. AIT ALI, M. X. FRANCOIS.** Experimental analysis of heat transfers in a cryogenic tank without lateral insulation. Applied Thermal Engineering, May 2003.
- [24] **O.KHEMIS, R.BESSAIH, M. AIT ALI, M.X.FRANCOIS.** Measurement of heat transfers in cryogenic tank with several configurations. Applied Thermal Engineering Volume-24-(2004)2233-2241.
- [25] **D. T. NEILL, H. T. HASHEMI, C. M. SLIEPCEVICH.** Boil-off rate and wall temperatures in aboveground LNG storage tanks, advances in cryogenic heat transfer, chemical engineering progress symposium series, No.87, Volume.64, p.111 à 119, 1968.

- [26] **N. DJELLAS.** Programme de simulation d'un bac de stockage aérien du GNL, modèle mathématique, C.E.R.H.Y.D., Dar-El Beida, 1991.
- [27] **S. AIT FERHAT.** Études thermiques par analyse système de l'ensemble réservoirs-GNL en interaction avec l'environnement.
Mémoire de magister Université M'Hamed BOUGARA de Boumerdes année 2004.
- [28] **S.V. PATANKAR.** Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.
Series in Computational methods in mechanics and thermal sciences.
- [29] **H.K. VERSTEEGE, W. MALALASEKERA.** An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The finite volume Method.
- [30] **F.P. INCROPERA, D.P. DEWITT.** Fundamentals of Heat and Masse Transfer.
John Willey and Sons, USA 2002.
- [31] **J.TAINE, J.P. PETIT.** Transferts thermiques, Introduction aux sciences des transferts, Dunod, Paris, 2003.
- [32] [http://www. YVES JANNOT.](http://www.yvesjannot.com) Octobre 2003.
- [33] [http:// audience.cerma.archi.fr/cerma/page web/outils/info_rs.html](http://audience.cerma.archi.fr/cerma/page_web/outils/info_rs.html)
- [34] **D. BLAY.** Evolution de la stratification thermique dans un accumulateur de chaleur sensible en phase de relaxation. Revue générale de thermique. Tome XXI – N°242, février 1982.
- [35] **H. T. HASHEMI.** Private communication, 1966.
- [36] **F. KREITH, M. S. BOHN.** Principles of heat transfer, sixth edition, brook/cole - Thomson learning, U.S.A, 2001.
- [37] **M.F. MODEST.** Radiative Heat Transfer, second edition, academic press, 2003.
- [38] **J.F. SACADURA.** Initiation aux Transferts Thermiques. Technique et Documentation, Paris ,1980.

Annexes

ANNEXES

ANNEXE 1

*** DONNEES ***

CONFIGURATION ETUDIEE

- Réservoir hors tout

Hauteur hors tout = 37 m

Rayon hors tout = 24 m

Hauteur intérieur = 36 m

Rayon intérieur = 23 m

- Propriétés du fluide

- Phase liquide :

Lambda (λ) = 0.03 W/ (m

rho*cp = 1.46e6 W/ (m3.k)

Densité : $\rho = 420.62 \text{ kg/m}^3$

Chaleur massique : $C_p = 3492 \text{ J/kg.K}$

Viscosité : $\mu = 1.133 \text{ e}^{-04} \text{ kg/ms}$

Coefficient de dilatation thermique : $\beta = 1/k = 0.00312$

- Phase vapeur :

Lambda = 0.01 W/ (m. k)

rho *cp = 3530W/ (m3.k)

Densité: $\rho = 1.73 \text{ kg/m}^3$

Chaleur massique : $C_p = 2040 \text{ J/kg.K}$

Viscosité : $\mu = 1.087 \text{ e}^{-05} \text{ kg/ms}$

Coefficient de dilatation thermique : $\beta = 1/k = 0.009$

- Propriétés du solide

- Acier

Épaisseur: 0.1 m

Lambda = 24 (200K) et 30 (330K) W/ (m. k)

rho*cp = 4.03e6 W/ (m3.k)

Densité : $\rho = 8030 \text{ kg/m}^3$

Chaleur massique : $C_p = 502.48 \text{ J/kg.K}$

- Isolant

Épaisseur: 0.8 m

Lambda = 0.02 W/ (m. k)

rho*cp = 3.87e5 W/ (m3.k)

Densité: $\rho = 103 \text{ kg/m}^3$

Chaleur massique : $C_p = 3757 \text{ J/kg.K}$

- Convection - rayonnement

$h = 10 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$ couches limites internes externes

Température ambiante = 300 K

Emissivité = 0.5 parois extérieures du réservoir

Flux imposé = 286 W/ (m2.K) sur les parois extérieures

Absorptivité des parois par rapport au rayonnement solaire est égale à 0.3

Paramètres du GNL stocké mesurés sur site à GLK de Skikda

Bac 81 TK 102

- Niveau Liquide : 3.85 m
- Température atmosphérique : 24.1°C=297.25K
- Température du GNL : -160.4°C=112.75K
- Pression de stockage effective : 63 mbar

Composition molaire	
Constituant	% molaire
Méthane	91.65
Ethane	7.11
Propane	0.72
I-Butane	0.05
N-Butane	0.05
Azote	0.42

Profil des températures	
Position (%)	Température (K)
0.005	112.75
Interface Liquide -Vapeur	
0.166	122.45
0.249	131.45
0.331	138.95
0.414	141.35
0.497	146.55
0.580	146.65
0.663	148.75
0.746	149.95
0.829	151.35
0.912	154.15
1.000	155.45

Bac 81 TK 102

- Niveau Liquide : 14.05 m
- Température atmosphérique : 20.7 °C=293.85K
- Température du GNL : -162.4°C=110.75K
- Pression de stockage effective : 73 mbar

Composition molaire	
Constituant	% molaire
Méthane	90.93
Ethane	7.46
Propane	0.70
I-Butane	0.04
N-Butane	0.05
Azote	0.82

Profil des températures	
Position (%)	Température (K)
0.005	112.75
0.166	110.35
0.249	/
0.331	110.35
Interface Liquide -Vapeur	
0.414	114.55
0.497	122.45
0.580	131.75
0.663	134.65
0.746	138.15
0.829	141.35
0.912	143.15
1.000	146.85

ANNEXE 2

1) En entrée, l'utilisateur définit, dans la fenêtre les données du temps (date) et du lieu (latitude). Les données horaires sont toujours exprimées en Heures Solaires (TSV). Les calculs solaires seront appliqués à un plan récepteur fictif, dont la situation est déterminée par l'orientation et l'inclinaison de sa normale.

2) Les données solaires de la date étudiée. Des informations complémentaires sont fournies pour le récepteur, exprimant en wh/m² pour la journée considérée les apports solaires, en direct, diffus et global reçus par le plan récepteur suivant ses composantes, absorbée, transmise, réfléchi; le flux incident étant le flux total arrivant sur le plan. La ou les périodes d'insolation du plan récepteur sont également indiquées.

Données du lieu et du temps

Date: - 21 + juin

Latitude: - 36° + 52' + nord

Longitude: - 6° + 57' + est

Méridien: - 0 +

Option: résultat en heure solaire

Données du plan récepteur

Orientation

0 ouest

Inclinaison

+90

-90

0

Coefficients solaires du récepteur (en %)

	absorption	10
	transmission	0
	réflexion	90

calculer Calcul terminé

1)

Données générales

N° Jour	349
Déclinaison	-23°20'
Heure de lever	4h43
Heure de coucher	19h17
Azi mut au lever	-120°5' est
Azi mut au coucher	120°5' ouest
Durée du jour	14h34

Densité de flux solaire global journalier (en Wh/m²)

	DIRECT	DIFFUS	GLOBAL
INCIDENT	1032	1014	2046
ABSORBE	103	101	204
TRANSMIS	0	0	0
REFLECHI	929	913	1842

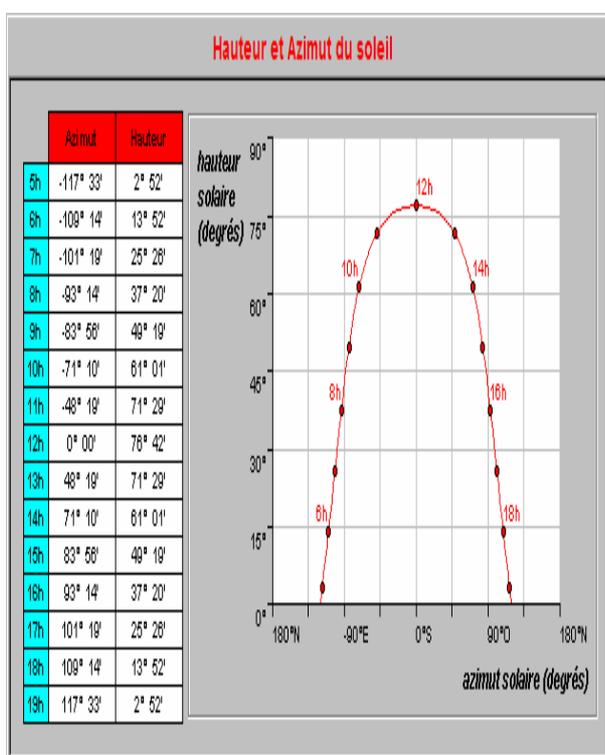
Période d'insolation du récepteur

de 8h24 à 15h39 (durée: 7h15)

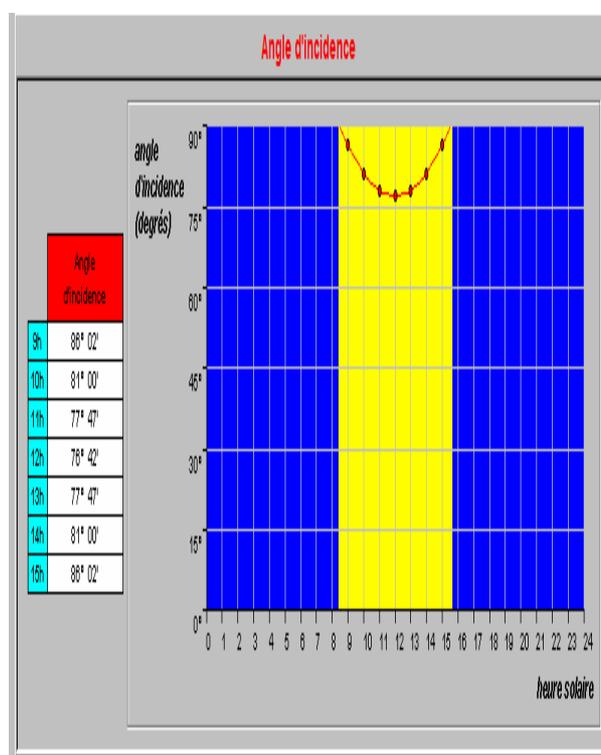
2)

3) La fenêtre Trajectoire solaire présente la hauteur soleil en fonction de l'azimut solaire.

4) La fenêtre Angle d'incidence évalue, au cours du temps de la journée, l'angle entre la normale au plan récepteur telle qu'elle est définie dans les données et le rayon solaire. Cet angle rend compte de la façon dont le soleil frappe le plan récepteur. La partie en jaune du graphique correspond à la période d'ensoleillement du plan.



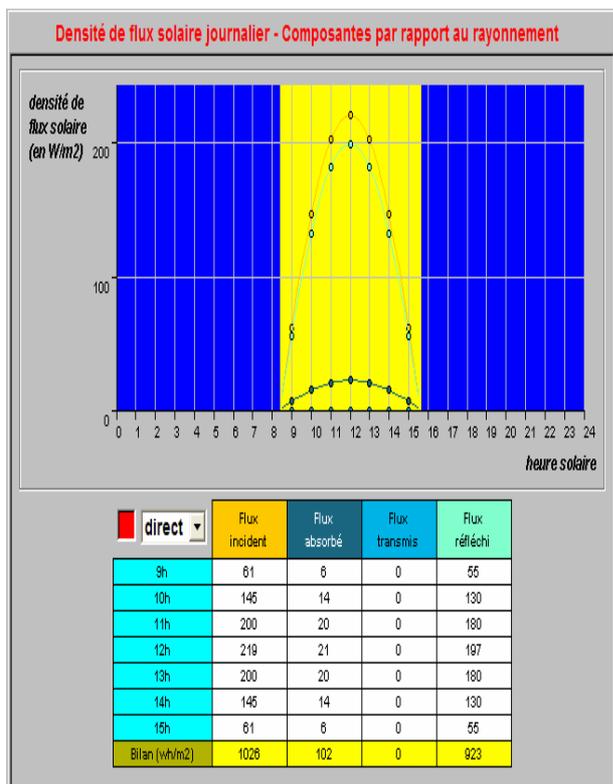
3)



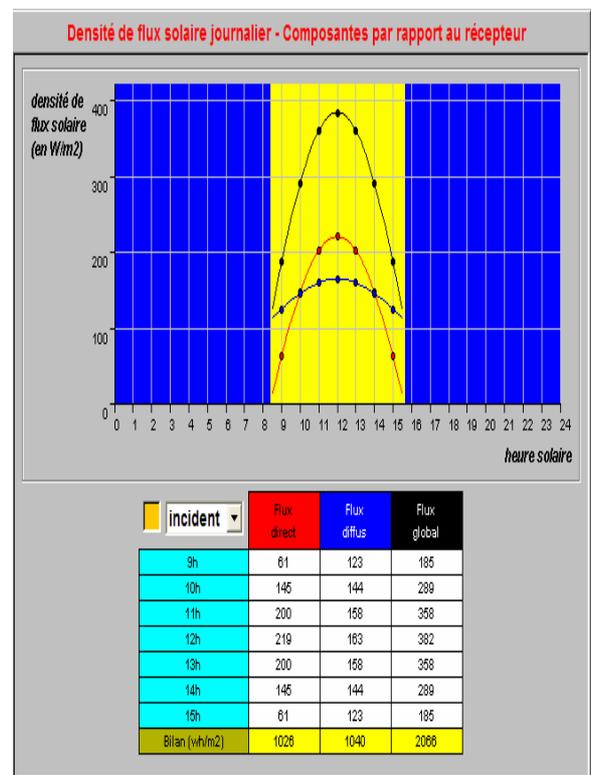
4)

5) La fenêtre Flux solaire (1) indique aux cours du temps les flux reçus par la plan récepteur, suivant ses composantes directe, diffuse et globale (suivant la sélection appliquée dans le bouton "direct" situé dans le coin haut droit de la fenêtre). Le graphique et le tableau expriment la valeur de cette composante, en fonction du temps, pour l'incident, l'absorbé, le réfléchi et le transmis, en relation avec les propriétés solaires de la paroi considérée.

6) La fenêtre Flux solaire (2) inverse la présentation de la fenêtre précédente, en sélectionnant la composante solaire sur le plan récepteur qu'on veut voir analyser (incident, absorbé, réfléchi ou transmis). Les flux suivant cette composante sont alors évalués en flux direct, diffus et global.

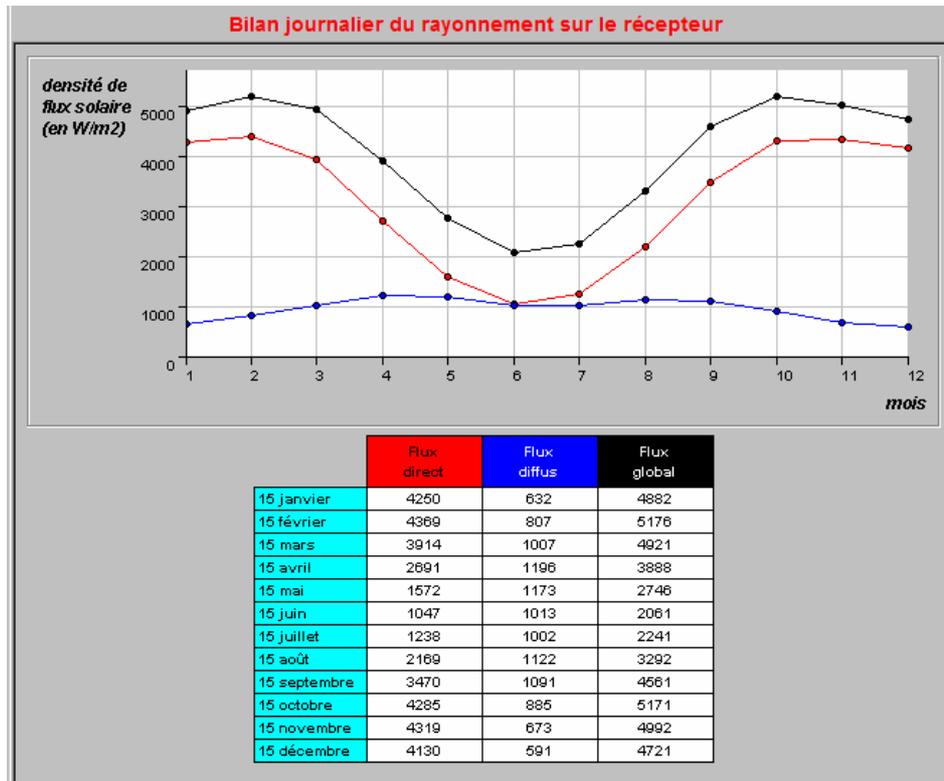


5)



6)

7) La fenêtre Bilan du rayonnement propose un graphique et un tableau des valeurs du flux incident (celui qui atteint la paroi), suivant ses composantes directe, diffuse et globale, pour une journée de chaque mois.



7)

Calcul du flux solaire pour le site étudié (Skikda)

ANNEXE 3

Le schéma des directions alternées (ADI) pour le premier demi pas de temps.

Sous une forme implicite.

1) Suivant r les équations sont comme suit :

$j=1, J_{\max}$

• $i=1$

$$A_E T_{(2,j)}^{n+1/2} + A_P T_{(1,j)}^{n+1/2} = A_S (T_{(1,j-1)}^n - T_{(1,j)}^n) + A_N (T_{(1,j+1)}^n - T_{(1,j)}^n) + A_W T_{(0,j)}^n + T_{(1,j)}^n + SS_{(1,j)}$$

$$A_W(1,j) = \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta r^2} \quad ; \quad A_E(1,j) = \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta r^2}$$

$$D(1) = A_S(1,j)(T_{(1,j-1)}^n - T_{(1,j)}^n) + A_N(1,j)(T_{(1,j+1)}^n - T_{(1,j)}^n) + A_W(1,j)T_{(0,j)}^n + T_{(1,j)}^n + SS_{(1,j)}$$

$$A_P(1,j) = 1 + A_W(1,j) + A_E(1,j) = 1 + \frac{2\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta r^2}$$

• $i=2, I_{\max}-1$

$$A_E T_{(i+1,j)}^{n+1/2} + A_P T_{(i,j)}^{n+1/2} + A_W T_{(i-1,j)}^{n+1/2} = A_S (T_{(i,j-1)}^n - T_{(i,j)}^n) + A_N (T_{(i,j+1)}^n - T_{(i,j)}^n) + T_{(i,j)}^n + SS_{(i,j)}$$

$$A_W(i,j) = \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta r^2} \quad ; \quad A_E(i,j) = \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta r^2}$$

$$D(i) = A_S(i,j)(T_{(i,j-1)}^n - T_{(i,j)}^n) + A_N(i,j)(T_{(i,j+1)}^n - T_{(i,j)}^n) + T_{(i,j)}^n + SS_{(i,j)}$$

$$A_P(i,j) = 1 + A_W(i,j) + A_E(i,j) = 1 + \frac{2\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta r^2}$$

• $i=I_{\max}$

$$A_P T_{(i \max, j)}^{n+1/2} + A_W T_{(i \max -1, j)}^{n+1/2} = A_S (T_{(i \max, j-1)}^n - T_{(i \max, j)}^n) + A_N (T_{(i \max, j+1)}^n - T_{(i \max, j)}^n) + A_E T_{(i \max +1, j)}^n + T_{(i \max, j)}^n + SS_{(i \max, j)}$$

$$A_W(I \max, j) = \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta r^2} \quad ; \quad A_E(I \max, j) = 2 \frac{0.5(h_c + h_r)r\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta r^2 (0.5(h_c + h_r)r + \frac{\lambda r}{\Delta r})}$$

$$D(\text{Imax}) = A_S(\text{Imax}, j)(T_{(\text{Imax}, j-1)}^n - T_{(\text{Imax}, j)}^n) + A_N(\text{Imax}, j)(T_{(\text{Imax}, j+1)}^n - T_{(\text{Imax}, j)}^n) + A_E(\text{Imax}, j)T_{(\text{Imax}+1, j)}^n + T_{(\text{Imax}, j)}^n + SS_{(\text{Imax}, j)}$$

$$A_p(\text{Imax}, j) = 1 + A_w(\text{Imax}, j) + A_E(\text{Imax}, j) = 1 + \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta r^2} + 2 \frac{0.5(h_c + h_r)r\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta r^2 (0.5(h_c + h_r)r + \frac{\lambda r}{\Delta r})}$$

Ci-dessus les températures $T_{(i,j)}^n$ sont connues alors que les températures $T_{(i,j)}^{n+1/2}$ sont inconnues.

Le schéma des directions alternées aussi pour le deuxième demi pas de temps.

Sous une forme implicite.

2) Suivant z les équations sont comme suit :

$$i=1, \text{Imax}$$

- $j=1$

$$A_N T_{(i,2)}^{n+1} + A_P T_{(i,1)}^{n+1} = A_W (T_{(i-1,1)}^{n+1/2} - T_{(i,1)}^{n+1/2}) + A_E (T_{(i+1,1)}^{n+1/2} - T_{(i,1)}^{n+1/2}) + A_S T_{(i,0)}^{n+1/2} + T_{(i,1)}^{n+1/2} + SS_{(i,1)}$$

$$A_S(i,1) = \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta z^2} \quad ; \quad A_N(i,1) = \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta z^2}$$

$$D(1) = A_W(i,1)(T_{(i-1,1)}^{n+1/2} - T_{(i,1)}^{n+1/2}) + A_E(i,1)(T_{(i+1,1)}^{n+1/2} - T_{(i,1)}^{n+1/2}) + A_S(i,1)T_{(i,0)}^{n+1/2} + T_{(i,1)}^{n+1/2} + SS_{(i,1)}$$

$$A_p(i,1) = 1 + A_S(i,1) + A_N(i,1) = 1 + \frac{2\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta z^2}$$

- $j=2, \text{Jmax}-1$

$$A_N T_{(i,j+1)}^{n+1} + A_P T_{(i,j)}^{n+1} + A_S T_{(i,j-1)}^{n+1} = A_W (T_{(i-1,j)}^{n+1/2} - T_{(i,j)}^{n+1/2}) + A_E (T_{(i+1,j)}^{n+1/2} - T_{(i,j)}^{n+1/2}) + T_{(i,j)}^{n+1/2} + SS_{(i,j)}$$

$$A_S(i,j) = \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta z^2} \quad ; \quad A_N(i,j) = \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta z^2}$$

$$D(j) = A_W(i,j)(T_{(i-1,j)}^{n+1/2} - T_{(i,j)}^{n+1/2}) + A_E(i,j)(T_{(i+1,j)}^{n+1/2} - T_{(i,j)}^{n+1/2}) + T_{(i,j)}^{n+1/2} + SS_{(i,j)}$$

$$A_p(i,j) = 1 + A_S(i,j) + A_N(i,j) = 1 + \frac{2\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta z^2}$$

- $j=J_{\max}$

$$A_P T_{(i,J_{\max})}^{n+1} + A_S T_{(i,J_{\max}-1)}^{n+1} = A_W (T_{(i-1,J_{\max})}^{n+1/2} - T_{(i,J_{\max})}^{n+1/2}) + A_E (T_{(i+1,J_{\max})}^{n+1/2} - T_{(i,J_{\max})}^{n+1/2}) \\ + A_N T_{(i,J_{\max}+1)}^{n+1/2} + T_{(i,J_{\max})}^{n+1/2} + SS_{(i,J_{\max})}$$

$$A_S(i, J_{\max}) = \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta z^2} ; \quad A_N(i, J_{\max}) = 2 \frac{0.5(h_c + h_r) \lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta z^2 (0.5(h_c + h_r) + \frac{\lambda}{\Delta z})}$$

$$D(J_{\max}) = A_W(i, J_{\max})(T_{(i-1,J_{\max})}^{n+1/2} - T_{(i,J_{\max})}^{n+1/2}) + A_E(i, J_{\max})(T_{(i+1,J_{\max})}^{n+1/2} - T_{(i,J_{\max})}^{n+1/2}) \\ + A_N(i, J_{\max})T_{(i,J_{\max}+1)}^{n+1/2} + T_{(i,J_{\max})}^{n+1/2} + SS_{(i,J_{\max})}$$

$$A_P(i, J_{\max}) = 1 + A_S(i, J_{\max}) + A_N(i, J_{\max}) = 1 + \frac{\lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta z^2} + 2 \frac{0.5(h_c + h_r) \lambda \Delta t}{\rho c_p \Delta z^2 (0.5(h_c + h_r) + \frac{\lambda}{\Delta z})}$$

Ci-dessus les températures $T_{(i,j)}^{n+1/2}$ sont connues alors que les températures $T_{(i,j)}^{n+1}$ sont inconnues. Les systèmes tridiagonaux sont résolus en utilisant l'algorithme de Thomas.

Le maillage utilisé est non uniforme à l'intérieur du bac ($dr = dz = 0.5$) et dans la paroi et le plafond ($dr = dz = 0.1$).

*****ORGANGRAMME***
DE LA METHODE (ADI)**

