

Optimisation du transfert thermique pour la décarbonation des procédés de liquéfaction du gaz naturel.

Dr. Clément RONGIER¹, Dr. Nicolas RAMBURE^{1*}, Dr. Jean EL HAJAL²

¹Technip Energies, 21-26 Boulevard de la Défense – 92000 Nanterre, France

²Wieland Werke AG – Thermal Solutions, Graf-Arco-Straße 36 – 89079 Ulm, Allemagne

Résumé - La décarbonation de l'industrie passe par l'amélioration de l'efficacité des procédés thermiques, en particulier des échangeurs de chaleur. Cet article présente l'apport des tubes à ébullition améliorée, fondés sur les mécanismes de nucléation à faible écart de température, comme alternative aux technologies Low-Fin. L'apport de la simulation CFD sous FloEFD pour l'optimisation de la séparation liquide-vapeur est également discuté, conduisant à une réduction globale de 40 % de l'empreinte carbone des trains de pré-refroidissement de Gaz Naturel Liquéfié.

1. Introduction

La décarbonation de l'industrie constitue un enjeu majeur de la transition énergétique. Les procédés permettant d'obtenir du gaz naturel liquéfié (GNL) requièrent des consommations énergétiques importantes. L'amélioration de l'efficacité des équipements thermiques apparaît ainsi comme un levier prioritaire pour réduire l'empreinte carbone des installations industrielles. Les échangeurs de chaleur jouent un rôle central dans cette démarche, en conditionnant les performances des cycles thermodynamiques et les besoins en énergie de compression. Dans le procédé C3/MRTM d'AirProducts [1], la boucle propane, assurant le pré-refroidissement du gaz naturel de la température ambiante à $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, représente à elle seule 30 à 35 % de la puissance frigorifique totale du train GNL.

La réduction des écarts de température met cependant en évidence les limites des technologies conventionnelles de type *Low-Fin* (notamment pour des approches thermiques inférieures à 3 K) qui conduisent à des échangeurs volumineux et pénalisants du point de vue environnemental. Les tubes à ébullition améliorée constituent une alternative prometteuse. La structuration fine des surfaces permet de favoriser la nucléation : les transferts thermiques sont intensifiés lorsque pour des différences de température liquide-paroi est supérieur à 0.2K. Cette technologie associée à la simulation numérique CFD permet d'aboutir à une conception optimisée des échangeurs, conciliant ainsi performance thermique, compacité et réduction de l'empreinte carbone. La première partie porte sur l'étude du phénomène de nucléation avec les tubes à surface améliorée. La seconde partie propose une optimisation de la géométrie de l'évaporateur, pour laquelle la génération de vapeur autour des tubes sera prise en compte dans le modèle.

2. Tube à surface doublement améliorée

Dans les échangeurs qui nous intéressent, le tube est plongé dans un bain de propane qu'il fait bouillir et l'intérieur du tube sert à condenser un réfrigérant mixte. L'objectif est d'augmenter le coefficient d'échange extérieur et intérieur du tube. Pour cela, nous avons développé avec la société Wieland le tube *GEWA-PB* [2]. Ce tube est à surface doublement améliorée (Figure 3-a), dans lequel les améliorations internes et externes sont formées directement dans le métal par laminage à froid (Figure 3-b). De plus, la nervure réduit

*(auteur correspondant : nicolas.rambure@ten.com)

l'épaisseur du film de condensat (qui constitue une résistance thermique majeure) en facilitant son drainage gravitaire. L'ensemble de ces mécanismes contribue à une augmentation globale du coefficient d'échange thermique interne.



Figure 3-a : Tube
GEWA-PB

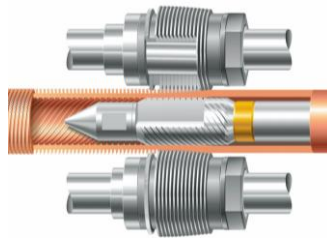


Figure 3-b : Laminage à
froid du GEWA-PB

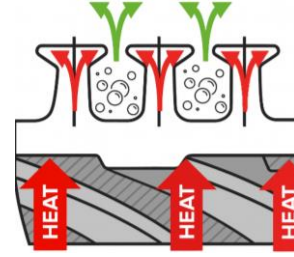


Figure 3-c : Représentation de
la section transverse du tube.

Cette nervure peut ainsi doubler le coefficient d'échange thermique interne par rapport à un tube lisse. L'amélioration externe consiste en un réseau de microcavités interconnectées. La figure 3-c met en évidence la structure typique d'une surface améliorée, composée de cavités rentrantes, de pores et de micro-rainures. Le flux thermique provenant de l'intérieur du tube (représenté par des flèches rouges) montre comment la chaleur est transmise vers ces microstructures, où les phénomènes d'ébullition nucléée sont alors déclenchés. Nous expliquerons ici, sur la base de la théorie classique de la nucléation hétérogène les règles de formation d'une bulle de vapeur et comment augmenter la performance.

2.1. Taille des sites de nucléation.

Dans notre contexte, l'approche entre la température du fluide interne et la température de saturation du fluide externe est faible ($<3K$), une augmentation de la surface du tube par une ailette n'est pas efficace pour augmenter l'ébullition. Travailler sur les sites de nucléation est plus intéressant. Nous souhaitons qu'à la surface externe du tube GEWA-PB, l'ébullition se produise principalement en régime nucléé. Ce régime implique la formation, la croissance et le détachement de bulles de vapeur au niveau de sites de nucléation discrets. L'activité thermique de ces sites dépend fortement de la micro-géométrie de la surface. Selon la théorie de la nucléation hétérogène, une cavité de rayon r_c devient active lorsque la surchauffe pariétale satisfait la condition donnée par l'équation (1). Le modèle de Hsu [3] montre que seules les cavités dont le rayon est compris entre deux valeurs limites (eq. 2 & 3) deviennent actives. Pour de faible surchauffe ΔT_w , seules des cavités très spécifiques peuvent être actives. Les surfaces lisses ou *Low-Fin*, pauvres en cavités optimales, présentent donc une faible densité de sites nucléants, contrairement aux surfaces améliorées.

$$\Delta T_w \geq \frac{2 \sigma T_{sat}}{r_c \rho_v h_{lv}} \quad (1) ; \quad r_{min} \leq r_c \leq r_{max} \quad (2) ; \quad r_{min,max} = \frac{2 \sigma T_{sat}}{\rho_v h_{lv} \Delta T_w} \cdot f(\theta) \quad (3)$$

où T_{sat} est la température de saturation, σ est la tension de surface liquide-vapeur, ρ_v est la masse volumique de la vapeur, h_{lv} est la chaleur latente de vaporisation et $f(\theta)$ dépend de l'angle de mouillage du fluide sur la surface.

2.2. Transport capillaire et maintien du mouillage

La structure que nous avons choisie qui a été décrite par Nakayama [4] optimise également le transport liquide-vapeur. Le transport liquide dans les microstructures poreuses est gouverné par la pression capillaire, avec r_{eff} le rayon hydraulique effectif des pores :

$$\Delta P_c = 2\sigma/r_{eff} \quad (4)$$

Cette microstructure poreuse génère un pompage capillaire naturel, qui alimente rapidement la surface chauffée en liquide froid et favorise le ré-humectage rapide des zones précédemment occupées par des bulles détachées. Ce transport capillaire retarde l'apparition de zones sèches locales et permet de maintenir un régime d'ébullition nucléée hautement performant. Par ailleurs, la texture tridimensionnelle de la surface facilite l'évacuation de la vapeur loin de la paroi, limitant les interactions défavorables entre bulles, telles que la coalescence, et permettant un renouvellement plus rapide du liquide. Ce mécanisme est détaillé par Dietl [5] dans sa thèse.

2.3. Résultats

Notre surface améliorée est conçue pour intégrer un grand nombre de microcrêtes, pores rentrants, cavités sous-coupées et réseaux poreux interconnectés. Les cavités rentrantes sont particulièrement efficaces, car elles peuvent retenir de manière stable de petits embryons de vapeur, même en présence de conditions thermiques fluctuantes ou après le détachement des bulles. Cela abaisse la barrière énergétique nécessaire à l'activation de la nucléation, conformément à la théorie de la nucléation hétérogène. En conséquence, de nombreuses cavités restent en permanence « pré-chargées » en vapeur, permettant un déclenchement quasi instantané de la nucléation pour des surchauffes pariétales très faibles (0,16 K).



Figure 4-a : Low-Fin pour un ΔT de 2K



Figure 4-b : GEWA-PB pour un ΔT de 2K

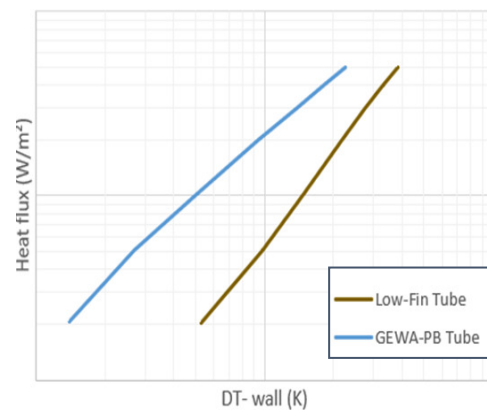


Figure 4-c : Flux de chaleur du Low-Fin vs GEWA-PB dans un bain de C3

La Figure 4-a et 4-b illustre l'écart d'ébullition que nous pouvons constater entre un tube Low-Fin et un Tube GEWA-PB pour un même écart de température. Une augmentation du nombre de bulles générées se traduit par une intensification du flux de chaleur dissipé. Ce comportement a été mis en évidence expérimentalement lors d'essais en laboratoire et est illustré sur la Figure 4-c, qui montre l'augmentation du flux thermique associée à l'activité accrue de l'ébullition nucléée. La combinaison d'une forte densité de sites actifs, d'une fréquence élevée de détachement des bulles, d'un transport liquide-vapeur optimisé et d'une activation de la nucléation à très faible surchauffe conduit à une augmentation substantielle des performances thermiques. Notre surface améliorée atteint couramment des coefficients d'échange thermique jusqu'à cinq fois supérieurs à ceux des surfaces lisses ou Low-Fin dans des conditions opératoires comparables.

3. Optimisation d'un évaporateur de propane par simulation CFD

Outre l'utilisation des tubes à surface améliorée, l'optimisation de la géométrie de l'évaporateur permettrait de gagner en compacité et par conséquent de réduire l'empreinte carbone de l'équipement. Dans le procédé de liquéfaction du gaz naturel, les évaporateurs de

propane jouent un rôle crucial : ils opèrent simultanément comme échangeurs de chaleur et séparateurs de phase liquide-vapeur [6]. Ce deuxième point est crucial puisqu'un emport significatif de liquide peut endommager les pâles du compresseur situé en aval de l'équipement et/ou réduire son efficacité. Dans le cas d'un évaporateur conventionnel, la séparation de phase se produit uniquement lorsque la vitesse des gouttes est inférieure à une vitesse critique. Dans le cas des évaporateurs améliorés, la séparation est possible grâce à un système d'élimination, le *mist eliminator* (également appelé *mesh*), qui permet de capturer efficacement les gouttes tout en réduisant la taille de l'équipement [7]. Nous allons nous intéresser dans la suite à la comparaison des performances de ces deux évaporateurs au moyen d'une étude CFD.

3.1. Description du modèle

3.1.1. Géométrie

La figure 5 propose une vue à la même échelle de la géométrie des deux évaporateurs présentés précédemment. Une première visualisation permet de voir que l'évaporateur amélioré conduit à une compacité plus élevée (50% de gain). Nous noterons également la diminution du nombre d'entrée et sortie ce qui *in fine* permet de réduire significativement la perte de charge de l'équipement. Enfin, nous noterons que la géométrie conventionnelle requiert la présence d'un distributeur permettant de distribuer le gaz dans tout l'équipement, élément qui n'est plus indispensable dans le cas de la géométrie améliorée.

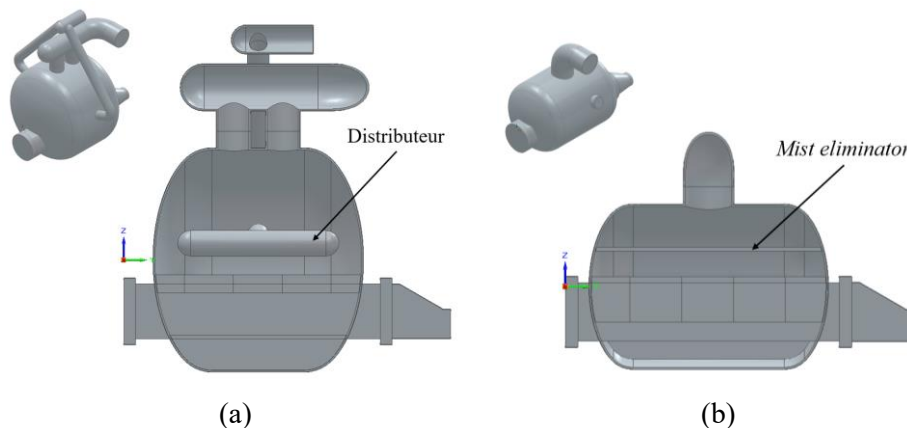


Figure 5 : Géométrie conventionnelle (a) et améliorée (b) d'un évaporateur de propane.

3.1.2. Modélisation, hypothèses et conditions aux limites

Les simulations CFD par volumes finis sont réalisées avec le logiciel commercial *FloEFD*. Les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement sont résolues pour un écoulement stationnaire interne. Les écoulements laminaires et turbulents sont prédits par un seul système d'équations basé sur les équations FANS (*Favre-averaged Navier-Stokes equations*) [8]. Les écoulements turbulents sont résolus à l'aide d'un modèle **k-ε** amélioré (modèle LB **k-ε**) et la couche limite est résolue à l'aide de lois de parois (*Two-Scale Swall functions*) [9]. Le couplage entre la vitesse et la pression est assuré à l'aide de l'algorithme SIMPLE. Les dérivées spatiales sont approximées par des opérateurs différentiels implicites de 2nd ordre. Les conditions aux limites sont détaillées ci-après et illustrées sur la figure 6.

- Une condition en débit est appliquée à l'entrée de l'évaporateur
- Une ouverture en pression est appliquée en sortie de l'évaporateur
- La gravité est appliquée suivant la direction $-\vec{e}_z$.

Etant donnée que notre intérêt porte sur l'étude de l'écoulement gazeux en sortie d'évaporateur, nous considérons un écoulement monophasique en phase gazeuse. Les débits mentionnés ci-après sont les débits de gaz. Par ailleurs, lors du fonctionnement, l'évaporateur est alimenté par un mélange liquide – vapeur. La vapeur se dirigera vers la sortie de manière privilégiée tandis que le liquide va « tomber » au fond de l'évaporateur. Au contact du faisceau de tube chaud, ce liquide s'évapore et génère une quantité supplémentaire de vapeur. Comme le faisceau de tube se refroidit, il est important de noter que la quantité de vapeur générée ne sera pas uniforme entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur (le flux de chaleur à l'entrée du faisceau est plus élevé que celui au niveau de la sortie). Pour modéliser cette génération de vapeur non uniforme, nous avons décomposé la longueur du faisceau en 5 zones, représentée par les rectangles en nuances de rouge (plus le rectangle est foncé, plus le débit de vapeur est élevé) et nous appliquons le débit de vapeur correspondant à chacune de ces zones (tableau 1). Notons que ces débits sont calculés par le logiciel de conception d'échangeurs de chaleur HTRI [10]). Notons que dans le cas de la géométrie améliorée, l'alimentation du mélange se fait par le côté.

Zone	Entrée	1	2	3	4	5
Débit (kg/h)	34356	139422	88171	52754	29147	14953

Tableau 1 : Débits de vapeur appliqués sur les différentes zones du modèle.

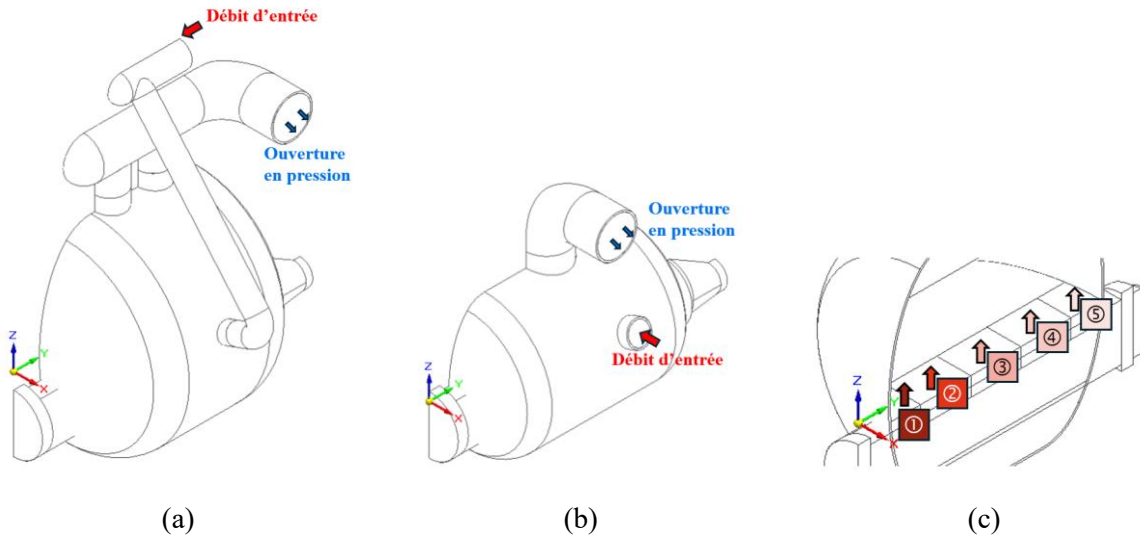


Figure 6 : Conditions aux limites entrée-sortie de la géométrie conventionnelle (a) et améliorée (b) et débit de vapeur appliqué au niveau du faisceau (c).

Dans le cas des évaporateurs améliorés, le système d'élimination atteint son efficacité optimale lorsque le diamètre des gouttes est supérieur à $7.5\mu\text{m}$ [11] (fig. 7-a). Cela correspond à une vitesse de charge vapeur K de 0.13m/s . Notons que ce système ne sera pas modélisé de manière explicite : un modèle de milieu poreux unidirectionnel sera considéré. Dans le logiciel *FloEFD*, le calcul de la résistance à l'écoulement est défini par l'équation (6). Les caractéristiques de notre milieu poreux seront régies par l'évolution de la perte de charge en fonction de la vitesse (eq. (7)). Connaissant la vitesse de charge vapeur optimale, il nous est possible de déterminer la vitesse du fluide (eq. 8), et ainsi de calculer la perte de charge du système d'élimination (fig. 7-b).

$$k = -\frac{\nabla P}{\rho U} \quad (6) \quad ; \quad k_L = \frac{\Delta P}{\rho U L} \quad (7) \quad ; \quad U = K \cdot \left(\frac{\rho_{liq} - \rho_g}{\rho_g} \right)^{1/2} \quad (8)$$

où P , ρ , U et L représentent respectivement la pression, la densité, la vitesse du fluide et l'épaisseur du milieu poreux et ρ_{liq} et ρ_g représentent les densités liquides et vapeur du fluide

considéré. Une étape de conversion est donc nécessaire pour déterminer l'évolution de la perte de charge en fonction de la vitesse (figure 7-b).

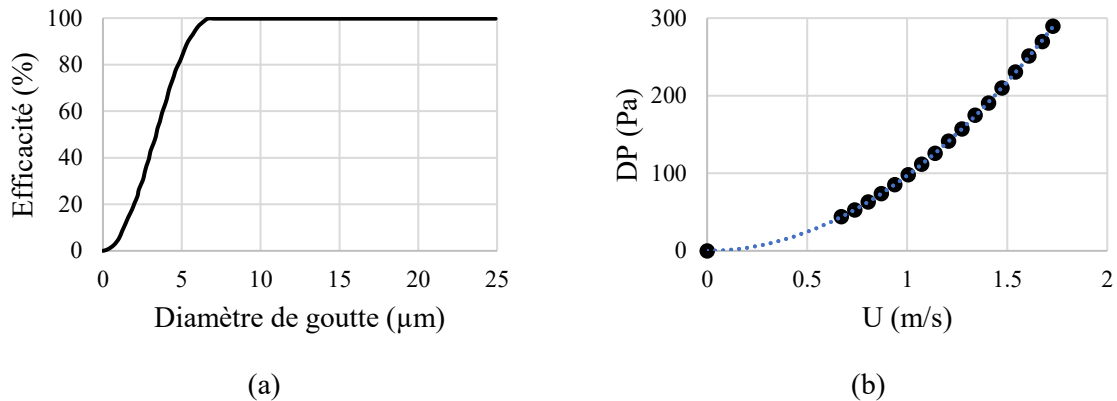


Figure 7 : Efficacité du système d'élimination d'après [11] (a) et perte de charge associée (b).

3.1.3. Maillage

La technique de maillage utilisée est appelée *Immersed Boundary Meshing* [12]. Cette technique permet de créer un maillage cartésien (figure 8-a) dans lequel intervient des cellules particulières, les *Smart Cells*. Elles sont présentes à l'interface fluide-solide et peuvent contenir à la fois des domaines fluides et solides. Ces cellules permettent d'éviter le raffinement du maillage aux zones d'interfaces. En outre, un raffinement automatique est utilisé, le *Solution Adaptive Refinement (SAR)*. Cette technique permet d'optimiser la distribution du maillage en vue de minimiser les erreurs spatiales induites par la discrétisation des équations de conservations. Comme précisé dans [12], deux paramètres sont calculés à partir des conditions locales de l'écoulement et contrôlent l'action du SAR en une cellule particulière du maillage. Ces paramètres sont déterminés à partir des gradients de vitesse et de pression présents dans une cellule donnée et ses cellules voisines, ce qui permet d'augmenter le nombre de cellules pour capter ces gradients ou de le diminuer. La figure 8-b propose de visualiser le maillage obtenu.

3.2. Résultats et discussions : comparaison des performances

La figure 8 propose également de visualiser les champs de vitesse obtenus pour les deux géométries suivant la direction y . Dans le cas de la géométrie conventionnelle (figure 8-c), nous pouvons clairement noter la présence de deux zones de recirculation, localisée proche des distributeurs. Nous noterons également la présence d'une zone située juste au-dessus du faisceau de tube, pour laquelle le champ de vitesse semble être unidirectionnel. Cette zone s'explique par la génération de la vapeur discutée précédemment dans le paragraphe 3.1.2. Les éléments précédents mettent en évidence la non-uniformité de l'écoulement dans l'évaporateur, point qui est notamment renforcé lorsqu'on s'intéresse à la partie haute de l'évaporateur. En outre et en première approche, un diamètre réduit de l'évaporateur renforcerait ce caractère non-uniforme par le fait qu'une variation du champ de vitesse dans le bas de l'évaporateur impacterait directement la structure de l'écoulement en partie haute. Cependant, nous noterons que le champ de vitesse au niveau du dessus du *mesh* semble uniforme, bien que sous celui-ci nous pouvons constater la présence d'importantes variations sur le champ de vitesse. Pour justifier le point précédent, la figure 9 montre le champ de vitesse situés à 1000mm sous la sortie (soit juste au-dessus du *mesh* dans le cas de la géométrie améliorée). Comme discuté précédemment, nous noterons une différence importante entre les géométrie conventionnelle et

améliorée, puisque la figure 9-b met en évidence la présence d'un champ de vitesse qui semble être quasi uniforme.

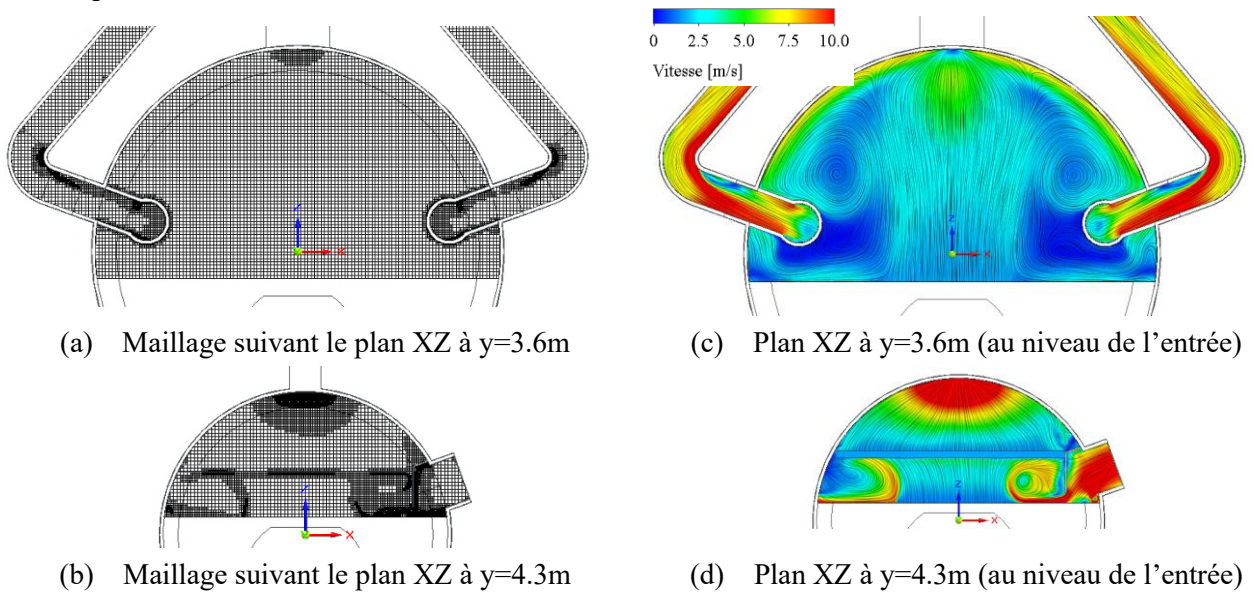


Figure 8 : Résultats de simulation pour la géométrie conventionnelle (a) et améliorée (b).

Pour quantifier ce point, intéressons-nous à l'indice d'uniformité, paramètre calculé par simulation et défini comme :

$$\gamma = 1 - \frac{1}{2VS} \int \sqrt{(v_x - V_x)^2 + (v_y - V_y)^2 + (v_z - V_z)^2} ds \quad (9)$$

où V représente la vitesse moyenne de l'écoulement, S est la zone fluide, v_i et V_i sont les composantes de la vitesse locale et de la vitesse moyenne. Dans le cas d'un écoulement parfaitement uniforme, l'indice d'uniformité est égal à 1 et tend vers 0 si l'uniformité n'est plus respectée.

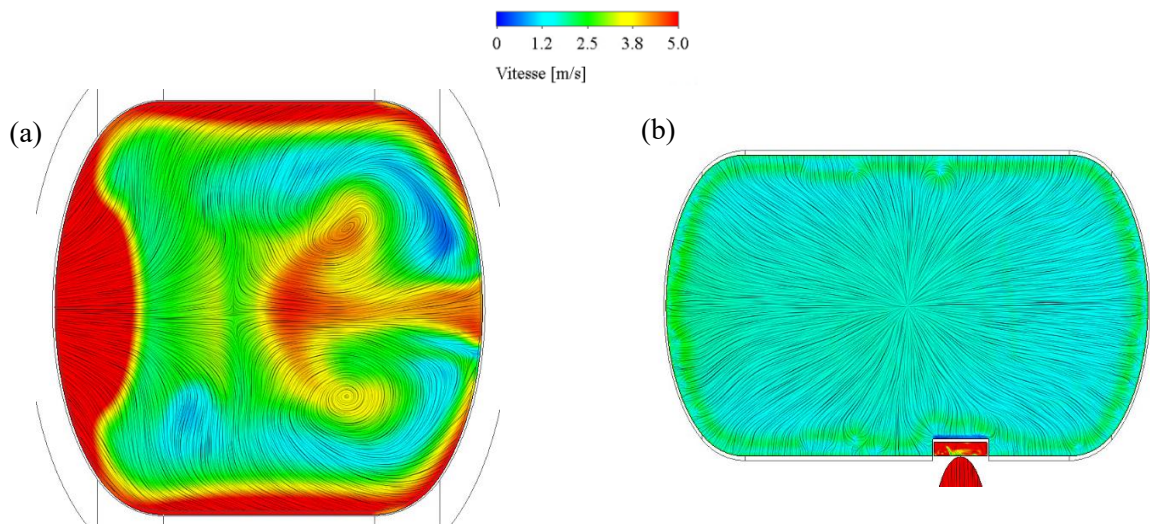


Figure 9 : Champ de vitesse situé à 1000mm sous la sortie, géométrie conventionnelle (a) et améliorée (b).

Géométrie	Conventionnelle	Améliorée
Indice d'uniformité	0.565	0.98

Tableau 2 : Indice d'uniformité obtenu pour les deux géométries.

Ainsi, nous noterons que le système d'élimination joue parfaitement son rôle et permet de diminuer drastiquement les dimensions des évaporateurs nouvelle génération tout en maintenant leur niveau de performance.

4. Conclusion

La décarbonation des procédés de liquéfaction du gaz naturel repose en grande partie sur l'amélioration de l'efficacité des équipements thermiques, en particulier dans les cycles de pré-refroidissement. La réduction des écarts de température, nécessaire pour limiter les pertes énergétiques, met toutefois en évidence les limites des technologies d'échange conventionnelles de type *Low-Fin*.

Les résultats présentés dans cet article montrent que l'utilisation de tubes à surface doublement améliorée permet de dépasser ces limitations. En s'appuyant sur une structuration fine des surfaces externes favorise l'activation d'un grand nombre de sites de nucléation à très faible surchauffe pariétale. Combinée à une amélioration interne par nervure hélicoïdale, cette approche conduit à une intensification marquée des transferts thermiques, avec des coefficients d'échange pouvant atteindre jusqu'à cinq fois ceux obtenus avec des tubes *Low-Fin*.

L'étude CFD menée sous FloEFD met par ailleurs en évidence l'apport d'une conception géométrique optimisée des évaporateurs. L'intégration d'un système d'élimination des gouttelettes permet de réduire significativement la taille des équipements tout en maintenant leur niveau de performances.

La combinaison des surfaces à ébullition améliorée et de la conception assistée par CFD constitue ainsi un levier majeur pour réduire simultanément la consommation énergétique ainsi que la masse des équipements. En outre, l'empreinte carbone des trains de pré-refroidissement est réduite de 40% grâce à cette approche (cf. article [6]-[7]).

Références

- [1] Method of operating a natural gas liquefaction facility, Brevet EP3 255 364B1
- [2] GEWA-PB enhanced nucleate boiling tubes, Wieland.
- [3] Y. Y. Hsu, "On the size range of active nucleation cavities on a heating surface", *Journal of Heat Transfer*, ASME, Vol. 84, pp. 207–216, 1962.
- [4] W. Nakayama, dynamic model of enhanced boiling heat transfer on porous surfaces—part I: experimental investigation. *Journal of Heat Transfer*, 102(3):445–450, 1980.
- [5] J. Dietl, Numerical simulation of pool boiling from reentrant type structured surfaces, *Thesis*, April 2015.
- [6] Knoepfler, A., A cooler approach: part one, *LNG Industry*, September 2025.
- [7] Redjem Saad, L., A cooler approach: part two, *LNG Industry*, October 2025.
- [8] Siemens, Technical Reference, *Simcenter FloEFD for SolidEdge* (2023).
- [9] Mentor Graphics, Enhanced turbulence modeling in FloEFD (2011).
- [10] HTRI®, BK1-2 Report Analysis and Prediction of Entrainment and its Application to Kettle Reboiler.
- [11] Mist elimination and phase separations, Koch-Glitsch.
- [12] Mentor Graphics, Advanced immersed boundary cartesian meshing technology in FloEFD (2011).