

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



THESE

Présentée pour l'obtention du **grade** de **DOCTEUR EN SCIENCES**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Génie Mécanique

Par : GUENDOUZ Bouhelal

Sujet

IMPACT DE LA PRESENCE DES NANO FLUIDES DANS UN ECHANGEUR DE CHALEUR A FAISCEAU ET CALANDRE -ETUDE NUMERIQUE-

Soutenue publiquement, le 02 / 11 / 2025, devant le jury composé de :

Mr KORTI Abdelilah Nabil	Prof	Univ de Tlemcen	Président
Mr BENZENINE Hamidou	Prof	Univ d'Ain Temouchent	Directeur
Mr SAIM Rachid	Prof	Univ de Tlemcen	Co- Directeur
Mr DRAOUI Belkacem	Prof	Univ de Bechar	Examineur
Mr SARI HASSOUN Zakaria	Prof	Univ de Tlemcen	Examineur
Mr GUEMOU Bouabdellah	MCA	Univ d'Ain Temouchent	Examineur

NB : les membres du jury doivent être classés conformément au P.V de l'autorisation de soutenance

Dédicaces

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à :

Mes chers parents,

Mes frères et sœurs,

Ma chère épouse, pour son soutien indéfectible et sa patience infinie,

Ma précieuse fille,

Tous mes amis qui m'ont encouragé,

Tous les enseignants de Génie Mécanique des universités d'Aïn Témouchent et de
Tlemcen,

L'ensemble de l'équipe technique - ingénieurs et techniciens - des laboratoires de
Génie Mécanique, d'Aïn Témouchent

Toutes les personnes qui ont manifesté de l'intérêt pour ce sujet.

GUENDOUZ BOUHELAL

Remerciements

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde reconnaissance à mon directeur de thèse, le Professeur **BENZENINE Hamidou**, enseignant à l'Université de Aïn Témouchent, pour ses conseils avisés, sa disponibilité constante et son précieux accompagnement tout au long de la réalisation de cette thèse.

J'adresse également mes plus vifs remerciements à mon co-encadreur, le Professeur **SAIM Rachid**, enseignant à l'Université de Tlemcen, pour son accueil chaleureux, ses orientations pertinentes, sa grande disponibilité et ses encouragements déterminants dans l'aboutissement de ce travail.

Ma gratitude va également au Président du jury, le Professeur **KORTI Abdelilah Nabil**, enseignant à l'Université de Tlemcen, qui m'a fait l'honneur de présider cette soutenance. Je remercie enfin l'ensemble des membres du jury, le Professeur **DRAOUI Belkacem**, enseignant à l'Université de Bechar, le Professeur **SARI HASSOUN Zakaria**, enseignant à l'Université de Tlemcen, et le Docteur **GUEMOU Bouabdellah**, enseignant à l'Université de Aïn Témouchent, pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail et leur participation à l'évaluation de cette thèse.

Résumé

Cette étude explore la performance thermique d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire et calandre en optimisant son efficacité grâce à l'utilisation d'un nanofluide Cu-eau circulant côté calandre. Une approche expérimentale et numérique a été adoptée pour analyser et comparer l'influence de différentes concentrations volumiques de nanofluide (2% - 6%) et de divers débits côté froid (0,047 - 4 l/min).

L'analyse expérimentale s'est d'abord concentrée sur le transfert de chaleur entre deux fluides de même nature afin d'établir une référence de comparaison. Des simulations numériques ont ensuite été réalisées pour étudier l'impact du nanofluide sur la performance de l'échangeur.

Les résultats ont montré qu'à une concentration de 6 %, le transfert de chaleur est significativement amélioré, avec une augmentation de l'écart de température atteignant 6,86 °C sur la calandre et 3,9 °C dans les tubes, un gain d'efficacité thermique de 11,33 % et un coefficient global de transfert de chaleur pouvant atteindre 8 516,87 W pour un débit de 4 l/min, comparativement à des essais réalisés uniquement avec de l'eau.

Les simulations numériques indiquent que les nanofluides MWCNT/eau et TiO₂/eau améliorent l'efficacité thermique par rapport au Cu/eau, les gains les plus élevés étant obtenus avec le MWCNT. Pour une concentration de 6%, l'efficacité augmente de 3,3% à 5,0% pour le MWCNT, contre seulement 0,9% à 2,0% pour le TiO₂.

Mots-clés : Nanofluides (suspensions de nanoparticules), Echangeur tubulaire (type STHE), Simulation numérique par CFD, Performance thermique (coefficient global), Nanoparticules de Cuivre.

Abstract

This study explores the thermal performance of a shell-and-tube heat exchanger by optimizing its efficiency using a Cu-water nanofluid circulating on the shell side. An experimental and numerical approach was adopted to analyze and compare the influence of different nanofluid volume concentrations (2% - 6%) and various cold-side flow rates (0.047 - 4 l/min).

The experimental analysis first focused on heat transfer between two fluids of the same nature to establish a reference for comparison. Then, numerical simulations were conducted to investigate the impact of the nanofluid on the heat exchanger's performance.

The results revealed that a 6% concentration significantly enhances heat transfer, with a maximum temperature difference increase of 6.86°C on the shell side and 3.9°C on the tube side, an 11.33% improvement in thermal efficiency, and a rise in the overall heat transfer coefficient up to 8516.87 W for a flow rate of 4 l/min, compared to experimental results obtained with water alone.

Numerical simulations indicate that both MWCNT/water and TiO₂/water nanofluids enhance thermal efficiency compared to Cu/water, with the highest gains obtained using MWCNT. For a 6% concentration, efficiency increases by 3.3% to 5.0% for MWCNT, compared to only 0.9% to 2.0% for TiO₂.

Keywords: Nanofluids, STHE (Shell-and-Tube Heat Exchanger), CFD Numerical Simulation, Global Heat Transfer Coefficient, Copper.

ملخص

تستكشف هذه الدراسة الأداء الحراري لمبادل حراري صدفي وأنبوبي من خلال تحسين كفاءته باستخدام سائل نانوي من النحاس والماء يدور على جانب الصدفة. وقد اعتمدنا نهجًا تجريبيًا وعدديًا لتحليل ومقارنة تأثير تراكيز مختلفة من حجم السائل النانوي (2% - 6%) ومعدلات تدفق مختلفة على الجانب البارد (0.047 - 4 لتر/دقيقة) ركز التحليل التجريبي في البداية على انتقال الحرارة بين سائلين من نفس الطبيعة لوضع معيار للمقارنة. ثم أُجريت عمليات محاكاة عددية لدراسة تأثير السائل النانوي على أداء المبادل.

وأظهرت النتائج أن تركيز 6% يعزز بشكل كبير انتقال الحرارة، مع زيادة في فرق درجة الحرارة القصوى بمقدار 6.86 درجة مئوية على جانب الغلاف و 3.9 درجة مئوية على جانب الأنبوب، وتحسن في الكفاءة الحرارية بنسبة 11.33%، وارتفاع في معامل انتقال الحرارة الكلي حتى 8516.87 واط لمعدل تدفق 4 لتر / دقيقة، مقارنة بالنتائج التجريبية التي تم الحصول عليها بالماء وحده.

تشير المحاكاة العددية إلى أن كلاً من سوائل النانو MWCNT/الماء و TiO₂/الماء تُحسن الكفاءة الحرارية مقارنةً بـ Cu/الماء، مع تحقيق أعلى المكاسب باستخدام MWCNT. عند تركيز 6%، تزداد الكفاءة بنسبة 3.3% إلى 5.0% في MWCNT، مقارنةً بنسبة 0.9% إلى 2.0% فقط في حالة TiO₂.

الكلمات المفتاحية: سوائل نانوية (معلقات جسيمات نانوية)، المبادل الحراري على شكل صدفة وأنبوب (STHE)، محاكاة عددية باستخدام ديناميكيات الموائع الحسابية، الأداء الحراري (المعامل الكلي)، جسيمات نانوية من النحاس.

Table de Matières

Dédicaces.....	I
Remerciements	II
Résumé	III
Abstract.....	IV
ملخص	V
Table de Matières	VI
Liste des Figures.....	IX
Liste des Tableaux.....	XI
Nomenclature	XII
Introduction générale.....	1
Chapitre I : Etude Bibliographique	4
I.1. Introduction	5
I.2. Prospection bibliographique	6
I.3. Conclusion.....	25
Chapitre II : Etat de l'art sur les nanofluides.....	27
II.1. Introduction.....	28
II.2. Définition	28
II.3. Mécanismes influençant les paramètres thermophysiques :.....	29
II.3.1. Conduction renforcée par les nanoparticules	29
II.3.2. Couche Limite Solide-Liquide (Nanocouche)	30
II.3.3. Mouvement brownien et micro-convection	31
II.4. Facteurs influençant les paramètres thermophysiques.....	32
II.4.1. Fraction volumique	32
II.4.2. Température	33
II.4.3. Morphologie et taille des particules.....	33
II.4.4. Stabilité colloïdale.....	34
II.5. Description du modèle Mathématique :	37

II.5.1. Modèle monophasé :	37
II.5.2. Modèle biphasé :	37
II.6. Les paramètres thermophysiques des nanofluides	40
II.6.1. La conductivité thermique	40
II.6.2. Viscosité dynamique	47
II.6.3. Masse volumique	49
II.6.4. Capacité calorifiques.....	50
II.7. Préparation des nanofluides.....	51
II.7.1. La méthode en une étape	51
II.7.2. La méthode en une étape	52
II.8. Conclusion	53
Chapitre III : Modélisation Mathématique et Résolution Numérique.	54
III.1. Introduction :	55
III.2. Les équations de conservation	55
III.3. Présentation de la méthode des volumes finis	58
III.3.1. Maillage	58
III.3.2. Discrétisation :	61
III.3.3. Schémas de discrétisation.....	63
III.3.4. Couplage Vitesse-Pression :	69
III.3.5. Contrôle de convergence :	71
III.3.6. Critère de convergence :	72
III.4. Présentation du logiciel ANSYS FLUENT :	72
III.5. Conclusion :.....	75
Chapitre IV : Partie Expérimentale.....	77
IV.1. Introduction	78
IV.2. Dispositif expérimental	78
IV.3. Description générale de la procédure expérimentale.....	80
IV.4. Méthode et instrumentations de mesure	80
IV.4.1. Mesure des températures.....	81
IV.4.2. Mesures du débit.....	82
IV.4.3. Acquisition des résultats.....	83

IV.4.4. Caméra thermique	84
IV.5. Paramètres caractéristiques	86
IV.6. Paramètre statistique	87
IV.7. Etalonnages des capteurs	88
IV.7.1. Etalonnage des débitmètres	89
IV.7.2. Etalonnage des Thermocouples.....	92
IV.8. Résultats et discussion.....	96
IV.9. Conclusion.....	100
Chapitre V : Partie Numérique.....	102
V.1. Introduction.....	103
V.2. Description géométrique de STHE	103
V.3. Simulation numérique CFD.....	104
V.3.1. Équations gouvernantes	104
V.3.2. Hypothèses simplificatrices	107
V.3.3. Propriétés thermophysiques des nanofluides :.....	107
V.3.4. Conditions aux limites :.....	108
V.4. Etude de sensibilité du maillage.....	109
V.5. Validation du modèle :	112
V.6. Résultats et interprétations :	113
V.7. Conclusion :	123
Conclusion générale	125
Références	127

Liste des Figures

Figure I.1 : Schéma du dispositif expérimental d’ A.Ghozatloo et al. [12]	11
Figure I.2 : Schéma de principe du dispositif expérimental de M. Fares et al. [21]	15
Figure I.3 : Le schéma de STHE et des déflecteurs trapézoïdaux obliques. [22]	16
Figure I.4 : Configuration géométrique étudié par M. Bahiraei et al. [23]	17
Figure I.5 : Diapositive expérimentale de M.S. Yilmaz et al. [29]	21
Figure I.6 : Les différents types des échangeurs utilisés dans la simulation de V. Ghazanfari et al. [34]	24
Figure II.1 : La conductivité thermique de différents matériaux [37]	30
Figure II.2 : Une nanoparticule et sa nanocouche [35]	31
Figure II.3 : Différentes formes de nanoparticules.	33
Figure III.1 : Description du Volume de contrôle typique bidimensionnel.	59
Figure III.2 : Types de mailles 3D utilisées en Volumes Finis.	60
Figure III.3 : Le schéma amont (upwind) du second ordre.	68
Figure III.4 : Le schéma QUICK.....	68
Figure IV.1 : Schéma du dispositif expérimental.....	79
Figure IV.2 : L’unité de service de l’échangeur.....	81
Figure IV.3 : Thermocouples type K.	82
Figure IV.4 : Un capteur de débit à turbine à effet Hall (Gems Sensors FT-110)	83
Figure IV.5 : Le branchement de l’unité de service TD360.	84
Figure IV.6 : Ecran typique du logiciel VDAS.	84
Figure IV.7 : Caméra thermique infrarouge Testo 875-1i.	85
Figure IV.8 : Le débit de référence par rapport au débit mesuré.	91
Figure IV.9 : La température de référence par rapport à la température mesurée.....	95
Figure IV.10 : Températures de sortie côté Tube et côté Calandre.	97
Figure IV.11 : Efficacité et le coefficient global d’échange thermique en fonction de débit.	98

Figure IV.12 : Image thermique de l'échangeur.	99
Figure IV.13 : Le profil de température sur les deux lignes P1 et P2.....	100
Figure V.1 : Configuration de l'échangeur expérimenté.	103
Figure V.2 : Variation des températures de sortie de l'échangeur STHE en fonction du nombre de mailles.	110
Figure V.3 : Maillage sélectionné pour la simulation STHE.	111
Figure V.4 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux.....	112
Figure V.5 : Champ de température dans l'échangeur STHE.....	113
Figure V.6 : Variation des températures de sortie du STHE en fonction de la concentration volumique et de débits du nanofluide (A) Côté calandre. (B) Côté tube.....	114
Figure V.7 : Évolution de la température de sortie du nanofluide en fonction de son débit volumique.....	115
Figure V.8 : Évolution de la température de sortie de l'eau chaude (côté tube) en fonction du débit volumique du nanofluide.....	116
Figure V.9 : Relation entre l'efficacité thermique de l'échangeur STHE et le débit volumique du fluide froid pour différentes concentrations du nanofluide.....	118
Figure V.10 : Évolution du coefficient de transfert thermique global en fonction du débit volumique du nanofluide côté calandre.....	119
Figure V.11 : L'efficacité thermique de l'échangeur STHE pour plusieurs types du nanofluides.	120
Figure V.12 : La variation du coefficient de transfert thermique global pour plusieurs types du nanofluides.....	122

Liste des Tableaux

Tableau II-1 : Exemple de la fonction β	44
Tableau II-2 : Les valeurs des coefficients de l'équation (II-27) [43].....	45
Tableau II-3 : Coefficient de la courbe de l'équation (II-37) [57].....	51
Tableau III-1 : Expressions de ϕ , Γ , $S\phi$ (Différents termes de l'équation de transport.).....	56
Tableau IV-1 : Paramètre statistique des débits mesurés.	91
Tableau IV-2 : Paramètre statistique des températures mesurées.	94
Tableau V-1 : Propriétés thermophysiques de l'eau et des nanoparticules de Cu, TiO ₂ et MWCNT.	108

Nomenclature

Lettres

<i>A</i>	La surface de transfert thermique	m^2
<i>C_p</i>	La capacité thermique massique	J/kg.K
<i>C_v</i>	L'écart type relatif	%
<i>D</i>	Distance entre deux nanoparticules	m
<i>D_B</i>	Le coefficient de diffusion Brownian	m^2/s
<i>D_T</i>	Le coefficient de diffusion thermophorestique	m^2/s
<i>DTLM</i>	La différence de la température logarithmique moyenne	K
<i>d</i>	Le diamètre	m
<i>E</i>	L'efficacité de l'échangeur thermique	%
<i>g</i>	L'accélération de la pesanteur (9,81 m/s ²)	m/s^2
<i>H</i>	La constante de Hamaker	J
<i>h</i>	La hauteur de la nanocouche	nm
<i>k</i>	L'énergie cinétique turbulente	J/kg
<i>k_B</i>	Le coefficient de Boltzmann ($k_B = 1,385 \times 10^{-23}$)	J/K
<i>kk</i>	Le facteur d'élargissement	
<i>m</i>	Le nombre de pas de temps	
<i>ṁ</i>	Le débit massique	kg/s
<i>N</i>	Le nombre de nanoparticule dans une unité de volume.	m^{-1}
<i>n</i>	Le nombre de mesure	
<i>P</i>	L'énergie d'interaction	
<i>p</i>	La pression	Pa
<i>Q</i>	La quantité de chaleur	W
<i>q_v</i>	Le débit volumique	m^3/s
<i>R_φ</i>	Le résidu adimensionnel relatif	
<i>r</i>	Le rayon de la nanoparticule	nm
<i>S_φ</i>	Le terme source	
<i>T</i>	La température	K
<i>TC</i>	La température en °C	°C
<i>t</i>	Le temps	s
<i>U</i>	Le coefficient de transfert de chaleur global	$W/m^2.K$
<i>U(x)</i>	L'incertitude de répétabilité	
<i>u, v, w</i>	Les composant de vitesse selon x, y, z.	m/s
<i>V</i>	Le volume	m^3

wt	Fraction massique en nanoparticules	%
x, y, z	Les composants de direction	m

Lettres grecques

α	La diffusivité thermique	m^2/s
α_ϕ	Le paramètre de relaxation	
Γ	Le coefficient de diffusion générale	
γ	Le coefficient de Laplace	
Δ	La différence	
δ	L'éventuel écart	
ε	Le taux de dissipation de turbulence	m^2/s^3
ζ	Le potentiel Zêta	V
κ	La longueur de Debye	
λ	La conductivité thermique	W/m.K
μ	La viscosité dynamique	Pa.s
ν	La viscosité cinématique	m^2/s
ξ	Le taux de l'épaisseur de la nanocouche sur le rayon de la nanoparticule.	
ϖ	La vitesse de chute stabilisée d'une sphère	m/s
ρ	La masse volumique	kg/m^3
σ	L'écart-type	
φ	La fraction volumique en nanoparticules	%
ϕ	Une grandeur physique caractéristique du système	
χ	Le taux de la conductivité thermique de la nanocouche sur celle de la nanoparticule.	
ψ	Le coefficient de sphéricité	

Nombres sans dimension

Be	Le nombre de Bejan
Pe	Le nombre de Péclet
Pr	Le nombre de Prandtl
Re	Le nombre de Reynolds

Indices

C	Fluide froid
e	Equivalent
eff	Effective
fb	Fluide de base
H	Fluide chaud
i	Component

<i>in</i>	Entré
<i>max</i>	Valeur maximal
<i>min</i>	Valeur minimal
<i>nf</i>	Nanofluides
<i>np</i>	Nanoparticule
<i>out</i>	Sortie
<i>pc</i>	Point de congélation du fluide de base
<i>r</i>	Valeur de référence
<i>t</i>	Turbulent

Exposants

T	Le transposé d'une matrice
x^*	La valeur de l'itération précédente
\bar{x}	La moyenne du variable de x
\acute{x}	La valeur de correction de x

Abréviations

CAO	La C onception A ssistée par O rdinateur
CFD	Dynamique des fluides numérique (C omputational F luid D ynamic)
DRNN	Réseau neuronal récurrent profond (D eep R ecurrent N eural N etwork)
EG	E thylene G lycol
FEG	Génération d'entropie par friction (F rictional E ntropy G eneration)
MWCNT	Nanotubes de carbone à parois multiples (M ulti- W alled C arbone N anotube)
Os	Sphéroïde aplati (O blate S pheroid)
RANS	Les équations de Navier-Stokes moyennées par Reynolds (The R eynolds- A veraged N avier- S tokes equation)
STHE	Echangeur à faisceau et calandre (S hell and T ube H eat E xchanger)
TEG	Génération d'entropie thermique (T hermal E ntropy G eneration)
VDAS	Système d'acquisition de données polyvalent (V ersatile D ata A cquisition S ystem)
W	L'Eau (W ater)

Introduction générale

Les processus d'amélioration du transfert de chaleur sont l'une des sources qui sont continuellement étudiées en raison de leur importance dans les processus d'économie d'énergie dans divers domaines. L'un des dispositifs les plus importants utilisés dans les processus d'économie d'énergie thermique est l'échangeur de chaleur, en particulier, les échangeurs de chaleur à faisceaux et calandre. Plus de 35 à 40 % des échangeurs de chaleur utilisés dans les processus de transfert de chaleur mondiaux sont des échangeurs de chaleur à calandre et à tubes (STHE). Cela est principalement dû à la géométrie de construction robuste ainsi qu'à la facilité d'entretien et aux mises à niveau possibles avec les échangeurs de chaleur à calandre et à tubes [1].

Cependant, leur efficacité thermique est souvent limitée par la faiblesse inhérente des propriétés thermiques des fluides caloporteurs classiques tels que l'eau, l'éthylène glycol et l'huile. Les nanofluides ont émergé comme une solution innovante pour améliorer les performances thermiques des échangeurs de chaleur.

Le terme nanofluide a été introduit pour la première fois par S.U.S.Choi et J.A.Eastman [2] comme une variante actuelle du fluide de transfert de chaleur qui est très utile dans de nombreux types d'applications de transfert de chaleur telles que les échangeurs de chaleur.

Les nanofluides sont des suspensions liquides diluées de nanoparticules dont au moins une dimension critique est inférieure à 100 nm en suspension de manière stable et uniforme dans un liquide de base dans le but d'améliorer ces propriétés thermiques à savoir la conductivité thermique.

Grâce aux nanoparticules à haute conductivité thermique, les propriétés thermophysiques de fluide caloporteur sont améliorées, et par conséquent, le nanofluide

engendré permet d'optimiser le transfert de chaleur, réduisant ainsi la taille des équipements, les coûts énergétiques et les pertes de charge.

Cette thèse se concentre principalement sur l'étude du comportement thermique et dynamique d'un écoulement thermo-convectif d'un nanofluide à l'intérieur d'un échangeur de chaleur de type STHE. Cette étude sera réalisée à la fois numériquement et expérimentalement. Afin de mieux comprendre l'étendue du sujet abordé, cette thèse est organisée en cinq chapitres.

Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique qui retrace les recherches menées dans le domaine de l'amélioration du transfert de chaleur dans les échangeurs STHE en utilisant un nanofluides de différent type de la nanoparticule, fluides de base et de géomètre.

Le deuxième chapitre est consacré à introduire les nanofluides, des suspensions nanostructurées aux propriétés thermophysiques remarquables. Leurs méthodes de préparation, leurs comportements (agitation brownienne, effet de la taille des particules) et leurs applications potentielles ont été analysés, mettant en lumière leur potentiel pour révolutionner la gestion thermique.

Le troisième chapitre est consacré à l'analyse approfondie de la méthode numérique utilisée dans le problème physique étudié, incluant sa modélisation mathématique, la résolution numérique réalisée et la présentation du logiciel de simulation ANSYS-Fluent. Une attention particulière est portée sur les lois et relations mathématiques qui décrivent les transferts de chaleur au sein de l'échangeur thermique, ainsi que sur les équations de bilan thermique régissant le fonctionnement du système.

Le quatrième chapitre est consacré à l'étude expérimentale menée dans le laboratoire d'énergétique de l'université d'Ain Temouchent sur un échangeur thermique à fiscaux et calandre.

Dans le cinquième et dernier chapitre, les résultats numériques issus des simulations sont comparés avec les résultats expérimentaux obtenus dans le laboratoire dans le cas de l'utilisation de l'eau comme fluides caloporteur. Ensuite les résultats de transfert thermique entre un nanofluide de type Cu/W et l'eau sont présentés et

discutés. L'étude comprenait également une comparaison entre l'efficacité de trois types de nanofluides (Cu/Eau, TiO₂/Eau et MWCNT/Eau).

Pour conclure, cette étude a démontré de manière probante le potentiel des nanofluides comme fluides caloporteurs dans les échangeurs de chaleur de type STHE (Shell and Tube Heat Exchanger). Nous proposons également des perspectives de recherche pour améliorer les performances de ce type d'échangeur.

Chapitre I : Etude Bibliographique

I.1. Introduction

Ces dernières années, l'optimisation des performances des échangeurs de chaleur est devenue un enjeu majeur dans les secteurs industriels et énergétiques, où l'efficacité thermique et la réduction des coûts sont des impératifs. Dans ce contexte, les nanofluides ont émergé comme une solution innovante pour améliorer significativement le transfert de chaleur.

Contrairement aux fluides conventionnels, les nanofluides présentent une conductivité thermique supérieure, une meilleure stabilité thermique et des propriétés de convection accrues, ce qui en fait des candidats idéaux pour les applications dans les échangeurs thermiques (à plaques, à faisceau et calandre, à tubes concentriques, etc.). De nombreuses études expérimentales et numériques ont démontré leur potentiel pour augmenter le coefficient d'échange thermique, réduire les pertes d'énergie et minimiser l'encombrement des systèmes.

Ce chapitre propose une revue critique de la littérature portant sur l'emploi des nanofluides dans les échangeurs à faisceau et calandre, en examinant systématiquement l'impact de leurs propriétés (forme, concentration, nature des nanoparticules et fluide de base) sur l'efficacité thermique.

I.2. Prospection bibliographique

Ces dernières années, l'utilisation de nanofluides (suspensions de nanoparticules) a suscité un intérêt croissant en tant que solution prometteuse pour améliorer les performances thermiques des installations industrielles.

L'impact du remplacement des fluides conventionnels par des nanofluides sur le transfert de chaleur et les propriétés hydrodynamiques a fait l'objet de nombreuses recherches, tant expérimentales que numériques, dans diverses configurations géométriques. Parmi celles-ci, les échangeurs de chaleur à faisceau et calandre (STHE) ont été particulièrement étudiés en raison de leur large utilisation dans les procédés industriels. Ces travaux de recherche s'appuient sur des approches expérimentales et des simulations numériques, notamment :

Une investigation expérimentale du comportement du transfert de chaleur des nanofluides $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3/\text{W}$ (Oxyde d'aluminium/eau) et TiO_2/W (oxyde de titane/eau) dans un échangeur de chaleur à calandre et à tubes (STHE) a été menée par **B. Farajollahi et al. 2010** [3]. L'écoulement des nanofluides se réalise à l'intérieur du tube sous un régime turbulent afin de refroidir l'eau qui traverse la calandre. Les résultats expérimentaux indiquent que les deux nanofluides ont une concentration volumique optimale différente dans laquelle les caractéristiques de transfert de chaleur montrent l'amélioration maximale. La nanoparticule avec un diamètre moyen plus petit (nanoparticule TiO_2) a une concentration volumique optimale plus faible. L'ajout des nanoparticules au fluide de base améliore les performances de transfert de chaleur et entraîne un coefficient de transfert de chaleur plus élevé que celui du fluide de base au même nombre de Peclet. La compétition de conductivité thermique et de taille des particules des deux nanoparticules peut être la source de ces différences de performances de transfert de chaleur.

K. Y. Leong et al.^a. 2012 [4] ont modélisé numériquement le phénomène de récupération de la chaleur des gaz de combustion produits par une centrale de chauffage à biomasse en utilisant un échangeur de chaleur à faisceau et calandre fonctionnant avec un nanofluide de refroidissement contenant des nanoparticules de Cu (cuivre). L'écoulement de ce dernier se fait à l'intérieur du tube avec un régime

laminaire sous des différentes concentrations volumique (de 0 à 1% et de 0 à 2% pour les nanofluides à base EG (éthylène glycol) et W (eau) respectivement). Les auteurs ont noté que environ 16,9% et 9,5% d'améliorations de coefficient de transfert de chaleur convectif nanofluide et de coefficient de transfert de chaleur globaux ont été enregistrées pour l'éthylène glycol avec 1% de nanoparticules de cuivre par rapport au fluide de base. Pareillement, une amélioration du transfert de chaleur d'environ 15,97% a été observée pour les nanoparticules de cuivre à 1% à base d'éthylène glycol lorsque le débit massique des gaz de combustion est passé de 26,3 à 42 kg/s.

K.Y. Leong et al^b. 2012 [5] ont modélisé numériquement le comportement de transfert thermique et d'écoulement d'un nanofluide Cu/EG dans un échangeur de chaleur à fiscaux et calandre de manière à récupérer l'énergie thermique d'un gaz d'échappement circulé dans le côté calandre. Les fractions volumiques des nanoparticules Cu sont considérées dans la marge de 0 et 2 % et l'échangeur de chaleur a des trois configurations selon le type de chicanes (chicanes segmentaires et hélicoïdales à 25° et 50°). Les résultats communiqués noté que le coefficient de transfert de chaleur global augmente avec l'ajout de nanoparticules quel que soit le type d'échangeur de chaleur. Tout comme le taux de transfert de chaleur, l'échangeur de chaleur à calandre et à tubes avec des chicanes hélicoïdales de 25° présente le meilleur coefficient de transfert de chaleur global suivi de segmentaire et hélicoïdal 50°. La génération d'entropie est minimisée pour l'échangeur hélicoïdal à 50° en raison de sa chute de pression totale la plus faible.

R. Lotfi et al. 2012 [6] ont présenté une étude expérimentale sur les caractéristiques de transfert de chaleur des nanofluides MWCNT/W (Nanotubes de Carbone Multi-Parois/eau) dans un échangeur de chaleur à fiscaux et calandre. Après la préparation du nanofluide avec une concentration de 0,015 % en poids, les tests de mesure du transfert de chaleur ont été effectués. Notant que le nanofluide a été chauffé sous deux différentes puissances (280W et 630W) avant d'injecté dans le coté tube de l'échangeur. Les résultats montrent une amélioration significative du coefficient de transfert de chaleur globale d'échangeur de chaleur en présence du nanofluide par rapport au fluide de base.

M. Akhtari et al. 2013 [7] ont réalisé une investigation numérique étayée par l'expérimentation du transfert de chaleur dans deux types d'échangeur de chaleur (à double tube et coque et tube) en utilisant un nanofluide $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3/\text{W}$ dans des conditions d'écoulement laminaire. L'écoulement du nanofluide a traversé le coté calandre à haute température afin de chauffer l'eau de deuxième coté. Les effets de paramètres importants tels que les débits volumiques chauds et froids, la température des nanofluides et la concentration des nanoparticules sur les coefficients de transfert de chaleur du nanofluide, la performance de transfert de chaleur des échangeurs de chaleur et les coefficients de transfert de chaleur globaux sont étudiés. Les résultats ont indiqué que les coefficients de transfert de chaleur du nanofluide dans les deux échangeurs sont supérieurs à ceux de l'eau de 13,2% et 21,3%, respectivement. De plus, les performances de transfert de chaleur du nanofluide dans un échangeur de chaleur à calandre et à tubes sont 26,2% plus élevées que celles de l'échangeur de chaleur à double tube. Les performances de transfert de chaleur de 0,5% et 0,2% de nanofluides dans un échangeur de chaleur à calandre et à tubes sont de 26,2% et 17,1% qui sont supérieures à celles de l'échangeur de chaleur à double tube (13,2% et 4,3%, respectivement).

Dans le travail de **J. Albadr et al. 2013** [8], des expériences ont été réalisées sur les caractéristiques d'écoulement et le transfert de chaleur d'un nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{W}$ dans un échangeur de chaleur à fiscaux et calandre à différentes concentrations (0,3–2%). Dans des conditions d'écoulement turbulent, le nanofluide circule dans les tubes de l'échangeur avec une haute température afin de dégager la chaleur vers le fluide froid de la calandre à savoir l'eau. Les conclusions observées dans cette étude est que la conductivité thermique et la viscosité du nanofluide ont augmenté chaque fois la dispersion des nanoparticules dans l'eau accrois. De plus, à la concentration volumique en particules de 2%, le coefficient de transfert de chaleur global et le nombre de Nusselt sont respectivement $700,242 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ et 587 comparant avec de l'eau ($399,15 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ et 367,759) le rapport d'amélioration du coefficient de transfert de chaleur global et le nombre de Nusselt du nanofluide sont 57% et 62,6% respectivement.

M. M. Elias et al. 2013 [9] ont analysé numériquement l'effet de différentes formes des nanoparticules γ -AlOOH (cylindriques, briques, lames, plaquettes et sphériques) dans un fluide de base de W/EG (50/50) ainsi que leur concentration sur le transfert de chaleur et les performances thermodynamiques d'un échangeur de chaleur à calandre et à tubes. Dans cette investigation, le nanofluide sous un régime laminaire (coté tube) est utilisé pour récupérer la chaleur perdue par les gaz d'échappement (coté calandre). Les résultats montrent une augmentation du transfert de chaleur et des performances thermodynamiques du système avec l'accroissement de la concentration volumique des nanoparticules. Cependant, parmi les cinq formes de nanoparticules, la forme cylindrique présentait de meilleures caractéristiques de transfert de chaleur et un meilleur taux de transfert de chaleur, suivies des briques, des lames, des plaquettes et des nanoparticules de forme sphérique, respectivement. D'autre part, la génération d'entropie pour les nanofluides contenant des nanoparticules de forme cylindrique était plus élevée par rapport aux autres formes de nanoparticules. Cependant, le pourcentage accru d'entropie ne dépasse pas le 1 %.

L. Godson et al 2014 [10] ont mené une étude expérimentale sur les caractéristiques de transfert de chaleur des nanofluides Ag/W dans un échangeur de chaleur à calandre et à tubes. Le nanofluide qui est chauffé par un capteur solaire, est dirigé vers le coté tube de l'échangeur de chaleur sous un régime turbulent afin d'augmenter la température de l'eau qui se trouve dans le deuxième coté. L'étude est concentrée sur l'effet de variation du débit massique, de la température d'entrée et de la concentration volumique sur le DTLM, l'efficacité, le coefficient de transfert de chaleur par convection et la perte de charge. Les remarques soulevées dans ce travail est que l'augmentation en pourcentage du coefficient de transfert de chaleur de 0,01 %, 0,03 % et 0,04 % est respectivement de 9,2 %, 10,87 % et 12,4 %. Une amélioration maximale du coefficient de transfert de chaleur par convection de 12,4 % et une efficacité de 6,14 % sont enregistrées. Enfin, l'augmentation en pourcentage de la perte de charge pour un nanofluide Ag/W à 0,04 % est observée à 16,22 % pour $Re = 25\ 000$ par rapport à celle de l'eau pure.

M. M. Elias et al. 2014 [11] ont modélisé numérique le comportement de transfert d'énergie dans un échangeur de chaleur tubulaire utilisant différents angles de déflecteur (20°, 30°, 40°, 50° et le déflecteur segmentaire) et fonctionnant avec un nanofluide à base W/EG (50/50) et γ -AlOOH de plusieurs formes (cylindriques, briques, lames et plaquettes) et sous une large gamme de concentrations volumiques (de 0 à 1%). Le gaz d'échappement et le nanofluide sont respectivement le fluides froid coté calandre et le fluide chaud coté tube. Les résultats prouvé que la forme cylindrique des nanoparticules donne les meilleures performances en ce qui concerne le coefficient de transfert de chaleurs globales et le taux de transfert de chaleur parmi les autres formes quel que soit la concentration ou angles de déflecteur. Une amélioration de 12 %, 19,9 %, 28,23 % et 17,85 % a été trouvée pour les nanoparticules de forme cylindrique à un angle de déflecteur de 20° par rapport aux angles de déflecteur de 30°, 40°, 50° et au déflecteur segmentaire, respectivement, correspondant à une concentration de 1 % en volume de nanoparticules γ -AlOOH. De même, les nanofluides ayant des formes de lames et de plaquettes de nanoparticules ont montré un taux de transfert de chaleur plus faible.

A. Ghozatloo et al. 2014 [12] ont utilisé les nanofluides de graphène à base d'eau comme fluide de travail dans leurs expériences mené sur un l'échangeur de chaleur à calandre et à tubes dans le but développer un comportement de transfert de chaleur convectif plus élevé (voir **Figure I.1**). Le travail suggère l'étude de l'effet de la température et de la concentration du nanofluides sous un régime laminaire sur les coefficients de transfert de chaleur par convection de l'échangeur. Selon les résultats, la conductivité thermique des nanofluides de graphène à 25 °C a augmenté de 15,0%, 29,2% et 12,6% à 0,05, 0,075 et 0,1% en poids, respectivement. Le coefficient de transfert de chaleur convectif des nanofluides de graphène à 38°C a augmenté jusqu'à 35,6% à une concentration de 0,1% en poids par rapport à l'eau pure. En augmentant la température de 25 à 38 °C, une augmentation de 13,1% du transfert de chaleur par convection de nanofluides de graphène à 0,1% en poids a été observée. En augmentant la concentration de graphène de 0,025% en poids à 0,1% en poids, le coefficient de transfert de chaleur des nanofluides de graphène a augmenté de 15,3% à 25°C, tandis qu'à 38°C, l'amélioration est de 23,9%.

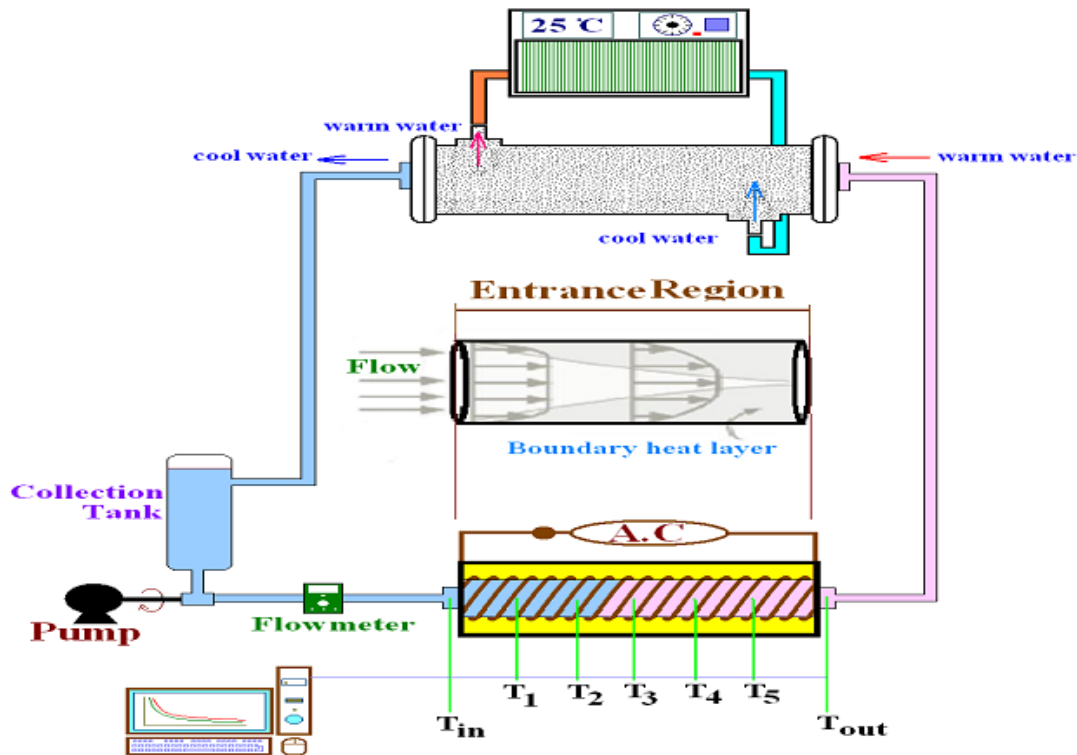


Figure I.1 : Schéma du dispositif expérimental d'A.Ghozatloo et al. [12]

M. Bahiraei et al. 2015 [13] ont optimisé l'efficacité énergétique un échangeur de chaleur à calandre et à tubes équipé de chicanes hélicoïdales au moyen d'un algorithme génétique couplé à une technique de programmation de compromis sur le modèle développé à partir du réseau neuronal. Les caractéristiques thermo-hydrauliques du nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{W}$ sont évaluées numériquement à l'aide du modèle de mélange biphasique à l'intérieur de la calandre de ce dispositif. L'effet de paramètres tels que la concentration de nanofluides, l'angle d'hélice et le chevauchement entre les déflecteurs sur le transfert de chaleur par convection et la perte de pression est étudié. Les résultats obtenus à partir de la simulation numérique montrée que l'augmentation de la concentration des nanoparticules, l'augmentation chevauchement des chicanes et la réduction de l'angle d'hélice ont toutes conduit à de plus grandes valeurs de transfert de chaleur et de perte de charge. L'effet de la modification du chevauchement sur le coefficient de transfert de chaleur convectif et la chute de pression est plus significatif à des angles d'hélice plus petits. Les résultats obtenus à partir de l'optimisation ont révélé qu'en raison de l'effet plus important du chevauchement sur la chute de pression

par rapport à son effet sur le transfert de chaleur, l'utilisation de grandes valeurs de chevauchement n'est suggérée que lorsque l'amélioration du transfert de chaleur est significativement plus importante que la réduction de la chute de pression.

N. Kumar et al. 2016 [14] ont réalisé une étude expérimentale sur l'amélioration du transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à calandre et à tubes en utilisant les nanoparticules de Fe_2O_3 à base d'eau et d'éthylène glycol avec différente fraction volumique (de 0.02 à 0.08%) et pour les deux régimes, laminaire et turbulent (nombre de Reynolds de 1000 à 7000). Le nanofluides est joué le rôle d'un refroidisseur utilisé dans le côté tube afin d'extraire de la chaleur au fluide chaud (eau) de côté calandre. L'étude expérimentale a montré que la conductivité thermique des deux nanofluides s'améliorait avec l'augmentation de la concentration volumique et de la température de fonctionnement. De plus, le coefficient de transfert de chaleur global et Nombre de Nusselt des deux nanofluides se perfectionné avec l'augmentation du nombre de Reynolds, de concentration volumique et de la température de fonctionnement. Les mesures ont également montré que la chute de pression du nanofluide était supérieure à celle du fluide de base dans un régime d'écoulement turbulent. Cependant, il n'y avait pas d'augmentation significative de la chute de pression à écoulement laminaire.

I. M. Shahrul et al. 2016 [15] ont été préparés expérimentation trois types des nanofluides $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{W}$, SiO_2/W et ZnO/W sous les fractions volumiques 0.5, 0.5, 0.3 respectivement, dans l'intention de comparer l'influence de ceux-ci sur les performances globales d'un échangeur de chaleur à calandre et à tubes. Le fluide chaud est l'eau, qui est celui-ci écoulé dans la calandre et le nanofluide qui joue le rôle d'un refroidisseur se trouve dans le côté tube ainsi que les régimes d'écoulement dans les deux côté sont laminaire. Selon les résultats expérimentaux obtenus dans ce travail, une amélioration d'environ 35 %, 26 % et 12 % du coefficient global de transfert de chaleur a été observée pour les nanofluides ZnO/W (avec l'utilisation de PVP comme tensioactif), $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{W}$ et SiO_2/W par rapport à l'eau, respectivement. De même, une amélioration d'environ 50 %, 15 % et 9 % du coefficient de transfert de chaleur et d'environ 51 %, 32 % et 26 % du transfert de chaleur réel a été constatée pour les nanofluides expérimentaux ci-dessus, respectivement.

A. V. Azad et al. 2016 [16] ont suggérée d'optimisé la conception d'un échangeur de chaleur à calandre et à tubes en utilisant un nanofluide de Al_2O_3 à base d'eau à l'aide d'un algorithme génétique. Le coût total résultant de la surface de l'échangeur et de la chute de pression, est employé en tant que fonction objectif d'optimisation. Le nanofluide s'écoulé à l'intérieur des tubes sous le régime turbulent (17 000 à 50 000) avec différente concentration volumique (0.01 à 0.07%). Les résultats indiquent qu'une augmentation de plus de 185% du coefficient de transfert de chaleur côté tube permet de réduire la longueur et la vitesse d'écoulement de l'échangeur de chaleur et ainsi de réduire la perte de charge jusqu'à 94%. Par conséquent, le coût global de l'échangeur de chaleur a été réduit de plus de 55%. Par conséquence, l'échangeur tubulaire en présence de nanofluide offre des coefficients de transfert de chaleur plus élevés, une surface de transfert de chaleur plus faible et des coûts d'investissement et d'exploitation inférieurs par rapport à un fluide conventionnels.

R. Barzegarian et al. 2017 [17] ont menu un travail expérimental dans le but d'intensification les performances thermiques d'un échangeur de chaleur horizontal à calandre et à tubes à l'aide d'un nanofluide $\gamma-Al_2O_3$ à base d'eau. L'effet du nombre de Reynolds et de la concentration volumique de nanoparticules qui est écoulé à l'intérieur du tube, sur les caractéristiques de transfert de chaleur, le facteur de frottement et le facteur de performance thermique sous un régime d'écoulement laminaire sont étudié. Les résultats de l'évaluation du transfert de chaleur démontrent que l'application de nanofluides au lieu du fluide de base entraîne une augmentation du nombre de Nusselt jusqu'à 9,7, 20,9 et 29,8% à 0,03, 0,14 et 0,3% en volume, respectivement. De même, le coefficient de transfert de chaleur global de l'échangeur de chaleur augmente d'environ 5,4, 10,3 et 19,1%, respectivement avec les mêmes concentrations mentionnées ci-avant. Finalement, une amélioration maximale de facteur de performance thermique d'environ 21,5% à un nanofluide de concentration de 0,3% vol a été enregistrée par rapport à l'eau.

K. Somasekhar et al. 2018 [18] ont étudié numériquement l'amélioration du transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à calandre et à tubes multi passes à l'aide d'un nanofluide Al_2O_3/W . Les simulations ont été effectuées à l'aide du logiciel

CFD-FLUENT dont laquelle le nanofluide à basse température s'écoulé à l'intérieur des tubes afin de refroidi l'eau chaude qu'il travers la calandre. Les résultats montrés que, pour un régime turbulent avec un nombre de Peclet égale à 60000, Le coefficient global de transfert de chaleur augmente de 0.28% à 2.6% par rapport à l'eau pure pour des concentrations volumiques de nanofluide entre 0.3% à 2%. Pour les mêmes concentrations, le nombre de Nusselt s'améliore de 0.55% à 7,54% par rapport à l'eau pure.

Z. Said et al. 2019 [19] ont développé un modèle théorique parallèlement à l'étude expérimentale qu'ils ont fait sur un échangeur de chaleur à calandre et à tubes utilisant un nanofluide CuO/DW (Oxyde de cuivre/eau distillée). Le nanofluide avec différentes concentrations (0.05, 0.1, 0.3%) a refroidi le fluide chaud qui est de l'eau. Le nanofluide et l'eau sont écoulés dans le côté tube et côté calandre respectivement. L'utilisation de nanoparticules CuO/DW augmente l'efficacité de l'échangeur de chaleur, diminue la consommation d'énergie ainsi que le coût global. Le coefficient global de transfert de chaleur a augmenté de 7 %, le transfert de chaleur par convection a augmenté de 11,39 % et une réduction de la surface de 6,81 % a été obtenue. L'analyse du cycle de vie menée dans ce travail a démontré que le coût total du système prototype de base est de 32 200 \$, composé de 23 % pour le matériau, 2 % pour la fabrication, 3 % pour le transport et 72,3 % pendant l'utilisation.

S. V. Sridhar et al. 2019 [20] ont fait une tentative d'utiliser les nanofluides SnO₂/W et Ag/W dans un échangeur de chaleur à calandre et à tubes dans l'intention d'analyser ses performances pour différentes concentrations volumiques de nanoparticules (de 0.05 à 0.15%). Le nanofluide et l'eau sont respectivement le fluide chaud côté tube et le fluide froid côté calandre. Une analyse détaillée a été menée à propos l'effet des concentrations volumiques de nanoparticules sur la conductivité thermique, la viscosité, le coefficient de transfert de chaleur, le facteur friction, le nombre de Nusselt et la chute de pression. Les résultats ont montré que la conductivité thermique, la viscosité et de la densité des nanofluides augmentaient avec le grossissement de la concentration du nanofluide. Prenant un exemple de l'augmentation de la conductivité thermique de 29% et 39% tout en ajoutant 0,1% en

pois de nanoparticules SnO_2 et Ag respectivement. Le coefficient de transfert de chaleur convectif des nanofluides SnO_2/W et Ag/W s'est amélioré de 23% et 41%, respectivement, par rapport à l'eau distillée. De plus, le facteur de frottement a été amélioré de 4% et 9% tout en incluant respectivement 0,1% en poids de nanoparticules de SnO_2 et d'Ag.

M. Fares et al. 2020 [21] ont expérimenté l'effet de la concentration massique (de 0.01 à 0.2%) d'un nanofluide à base d'eau et de nanoparticule de Graphène sur le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur à calandre et à tubes. Le nanofluide qui est le fluide chaud, s'écoulé à l'intérieur des tubes à fin de chouffé le deuxième fluide (l'eau) celui qui traversé la calandre.

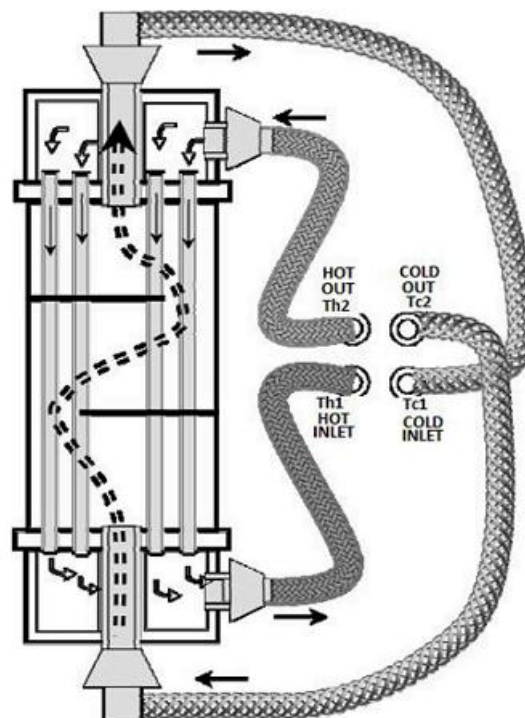


Figure I.2 : Schéma de principe du dispositif expérimental de **M. Fares et al. [21]**

Les résultats montrent que l'aggravation de la concentration du nanofluides Graphène/W intensifie les performances thermiques de l'échangeur de chaleur à calandre et à tubes verticaux. En utilisant du nanofluide graphène/eau à 0,2 % de concentration massique, l'efficacité thermique moyenne de l'échangeur et le coefficient de transfert de chaleur ont été améliorée respectivement de 13.7% et 29% par rapport

à celle de l'eau. De même, l'efficacité thermique des côtés chaud (tube) et froid (coque) ont augmenté de 24,4 et 7,3 % respectivement en comparaison avec le cas d'utilisation de l'eau dans les deux côtés.

M.Bahiraei et al^a. 2021 [22] ont examinées l'influence de différente forme de particules d'un nanofluide de boehmite/(W/EG)(50/50) sur les caractéristiques d'irréversibilité d'un échangeur de chaleur à calandre et à tubes équipé d'un déflecteurs obliques trapézoïdaux illustré dans la **Figure I.3**. Le fluide chaud est le nanofluide avec cinq formes de particules (à savoir, plaquette, cylindre, lame, brique et sphéroïde aplati) et il s'écoule du côté du tube, tandis que le fluide froid est choisi pour être de l'eau et s'écoule du côté de la calandre.

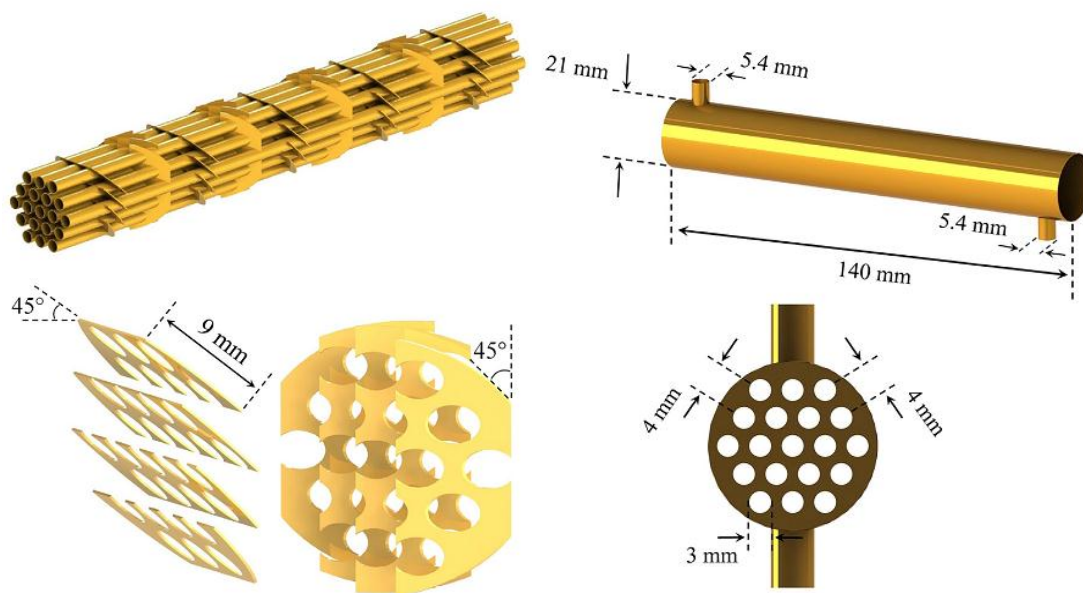


Figure I.3 : Le schéma de STHE et des déflecteurs trapézoïdaux obliques. [22]

De plus, les régimes turbulents sont considérés pour les deux fluides. Les résultats montrés que si en augmentant le nombre de Reynolds dans le fluide froid, l'EGR (taux de génération d'entropie) thermique diminue et l'EGR de friction augmente. Dans ce cas, le nanofluide avec des particules en forme d'Os montre les productions d'entropie thermique et de friction les plus élevées dans le fluide froid. Cependant, Par l'élévation du nombre de Reynolds (Re), dans le fluide chaud, les productions d'entropie thermique et de friction augmentent, tandis que le nombre de Bejan

diminue. Le nanofluid avec des nanoparticules en forme de plaquette entraîne la plus grande EGR de friction et EGR thermique dans le fluide chaud, suivi par les suspensions avec les nanoparticules en forme de cylindre, de lame, de brique et d'Os, respectivement.

M. Bahiraei et al. 2021^b [23] ont appliqué la dynamique des fluides numérique (CFD) sur un échangeur de chaleur tubulaire équipé d'un déflecteur hélicoïdal de type échelle unilatérale (voir la **Figure I.4**) de manière à trouver l'effet de formes de nanoparticules de boehmite sur les caractéristiques d'irréversibilité de celui-ci. Le nanofluid ayant cinq différentes formes de nanoparticules est utilisé comme fluide chaud du côté du tube avec un régime turbulent du nombre de Reynolds constant. Cependant, l'eau pure est utilisée pour le fluide froid, qui passe à l'intérieur de la calandre sous un régime turbulent avec différents nombres de Reynolds. Selon les résultats obtenus, les productions d'entropie thermique et de friction des deux fluides s'intensifient par l'amplification du nombre de Reynolds.

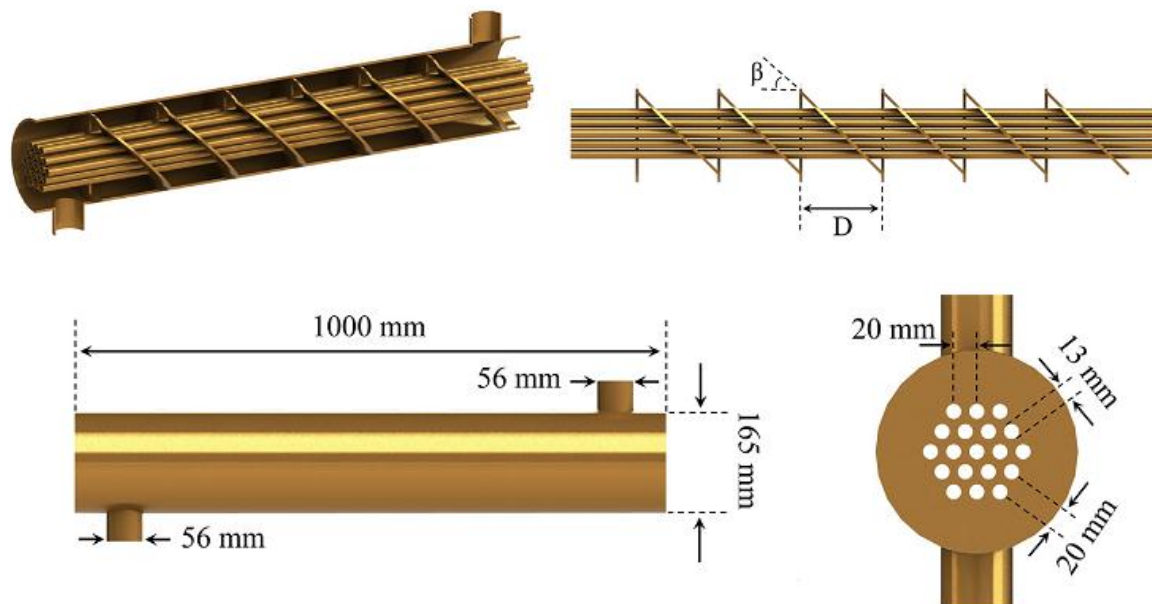


Figure I.4 : Configuration géométrique étudiée par **M. Bahiraei et al.** [23]

Le taux de production d'entropie thermique (TEPR), le taux de production d'entropie de friction (FEPR) et le taux de production d'entropie plurielle (PEPR) des fluides chauds sont augmentés avec la croissance du nombre de Reynolds. Ces facteurs

sont maximaux dans le cas d'un nanofluide avec les particules de PLA, poursuivi par les nanofluides avec les particules CYL, BLA, BRI et Os, respectivement. Dans le cas des fluides froids, Le TEPR et le FEPR sont maximaux respectivement pour les forme PLA et Os.

P.A.D.Cruz et al. 2022 [24], ont réalisé une analyse numérique CFD du comportement thermique et d'écoulement du nanofluide CuO/W pour des régions turbulentes dans un échangeur de chaleur à faisceau et calandre à l'aide d'ANSYS Fluent. L'analyse s'est limitée uniquement au côté calandre, où le nanofluide s'écoulera en tant que fluide de refroidissement.

Le but de ce travail est d'étudier les effets globaux de changement de charges de particules et de régime d'écoulement sur le coefficient de transfert de chaleur, la chute de pression et le comportement thermique et hydrodynamique du nanofluide. Par conséquent, La fraction volumique a été modifiée (de 0,1 à 1 %) et a été soumise individuellement à différentes valeurs du nombre de Reynolds (allant de 17 000 à 71 000). Les résultats de cette étude indiquent que l'augmentation de la charge de particules et du nombre de Reynolds améliorerait le taux de transfert de chaleur et aggravait la chute de pression. Pour une concentration aussi faible que 0,1 % peut augmenter le transfert de chaleur de 9 à 12 %, et la plus élevée (1 %) produisant une amélioration de 41 à 48 %. Des indices de performance supérieurs à 1 ont été obtenus pour une fraction volumique inférieure à 0,25 %, quel que soit le nombre de Reynolds. Les conditions qui ont produit l'indice le plus élevé étaient celles où la charge particulaire et le nombre de Reynolds étaient les plus faibles. Aucune différence significative dans le comportement de l'écoulement entre l'eau et le nanofluide n'a été observée. Cependant, les profils thermiques pour le nanofluide à 0,1 % vol ont mis en évidence les améliorations du transfert de chaleur le long de l'échangeur de chaleur à calandre et à tubes.

M. Bahiraei et al^a. 2022 [25], ont présenté une analysée numérique de l'influence des formes de nanoparticules de boehmite (cinq différentes formes), avec un mélange de l'eau et d'éthylène glycol (50 /50) comme fluide de base, sur l'efficacité thermo-hydraulique d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre (STHE). Le nanofluide

utilisé comme liquide chaud du côté tube, tandis que l'eau pure est adoptée comme liquide froid du côté calandre qui est équipé de nouveaux déflecteurs inclinés trapézoïdaux. Selon les résultats de ce travail, lorsque le nombre de Reynolds du fluide froid est augmenté, la perte de pression, le coefficient global de transfert de chaleur, le taux de transfert de chaleur, l'efficacité et le nombre d'unités de transfert (NTU) augmentent, tandis que l'indice de performance diminue. Le nanofluide avec des particules plaquettaires provoque le plus grand coefficient global de transfert de chaleur, tandis que celui avec les nanoparticules d'Os présente la plus petite perte de pression. De plus, le nanofluide avec les nanoparticules d'Os présente la plus grande efficacité, poursuivi par les suspensions de nanoparticules avec les particules en forme de brique, de lame, de cylindre et de plaquette, respectivement.

M. Bahiraei et al^o. 2022 [26] ont évalué la caractéristiques d'irréversibilité en appliquant le deuxième principe de la thermodynamique sur un mini-échangeur de chaleur à calandre et à tubes fonctionnant avec un nanofluide (boehmite/'W/EG') en tenant compte des effets des ailettes et de la forme des nanoparticules (cinq formes). Le nanofluide à un régime laminaire qui été choisie à 1% de concentration, est considéré comme le fluide chaud du côté du tuyau, tandis que l'eau est choisie comme fluide froid du côté de la calandre avec un régime turbulent. Les remarques soulevées dans ce travail montré que l'augmentation de nombre de Reynolds (Re) généré la diminution de la génération d'entropie thermique (TEG) et le nombre de Bejan (Be), tandis que la génération d'entropie par frottement (FEG) est augmentée. Les particules en forme de plaquette provoquent la génération de TEG, de FEG et d'entropie totale la plus importante, tandis qu'elles entraînent la génération de Be la plus mineure. Pour l'ensemble du MSTHE, le TEG, la génération d'entropie totale et le Be pour le MSTHE avec ailette sont inférieurs à ceux du MSTHE sans ailette, tandis que le FEG démontre une tendance opposée. Dans le nanofluide à base de plaquettes pour le cas avec ailette, la génération d'entropie totale diminue de 4,9 % en augmentant le Re de 500 à 2000.

A. M. Hassaan 2022 [27] a été illustrer expérimentalement l'importance de l'utilisation de nanofluide de type nanotube de carbone multi-parois (MWCNT) à base

d'eau dans un échangeur de chaleur à calandre et à tubes. Le nombre de Reynolds du fluide chaud qui est le nanofluide, varie de 2 500 à 12 500 et avec différentes concentrations volumiques (0,5 %, 1 %, 2 %) et se trouve à l'intérieur des tubes. Par contre, le côté calandre contient l'eau comme fluide froid avec un débit entre 1 et 2 litre/min. cette étude montrée que la concentration volumique optimale du nanofluide est de 2 % avec un débit d'eau froide de 2 l/min et une température de fluide chaud réglée à 80 °C qui donne des améliorations pour le coefficient thermique global, nombre de Nusselt et L'efficacité de l'échangeur de 76,4 %, 55,6 % et 37,6% respectivement par rapport à l'eau distillée. Une corrélation empirique pour calculer le nombre de Nusselt est obtenue en fonction du nombre de Reynolds et de la concentration volumique du nanofluide.

Pour obtenir les caractéristiques des performances d'un échangeur de chaleur à calandre et à tubes alimenté par l'énergie solaire et utilisant des nanofluides à base de MWCNT/W, **Z. Said et al. 2022 [28]** ont mené une investigation expérimentale et numérique ainsi qu'une approche d'intelligence artificielle sur ce cas. Le nanofluide MWCNT/W avec des fractions volumiques de 0,3 % et 0,05 % est écoulé à l'intérieur des tubes de l'échangeur afin de refroidir le fluide chaud (eau) de deuxième côté. Les résultats montrés que le coefficient de transfert de chaleur est augmenté de 17,04% et 31,08%, respectivement aux fractions volumiques de 0,05% et 0,3%. À une fraction volumique de 0,3 %, une amélioration de l'efficacité de l'échangeur de chaleur d'environ 5,49 % a été constatée par rapport au fluide de base. La résolution numérique de ce problème avec le logiciel ANSYS-fluent a donné une bonne concordance avec les résultats expérimentaux pour les cas d'eau et de nanofluides. Les données de variation de température acquises expérimentalement ont été utilisées pour créer un modèle pronostique basé sur l'intelligence artificielle. D'excellentes valeurs R et R2 de 0,998 et 0,996 pour le modèle côté tube et de 0,994 et 0,988 pour le modèle côté coque ont montré un modèle prédictif robuste.

M.S. Yilmaz et al. 2022 [29] ont utilisé un échangeur de chaleur à faisceaux et calandre avec les mini-canaux ($d=2\text{mm}$) et d'un nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{W}$ avec six concentrations volumiques différentes (de 0.02 à 0.8%) afin d'expérimenter l'effet

d'amélioration du transfert de chaleur dans celui-ci. Le débit de fluide chaud côté coquille a été maintenu constant, tandis que le débit des fluides froids côté tube (nanofluides) variait de $Re = 2000$ à $10\ 000$. La configuration expérimentale de cette manipulation est illustrée dans la **Figure I.5**.

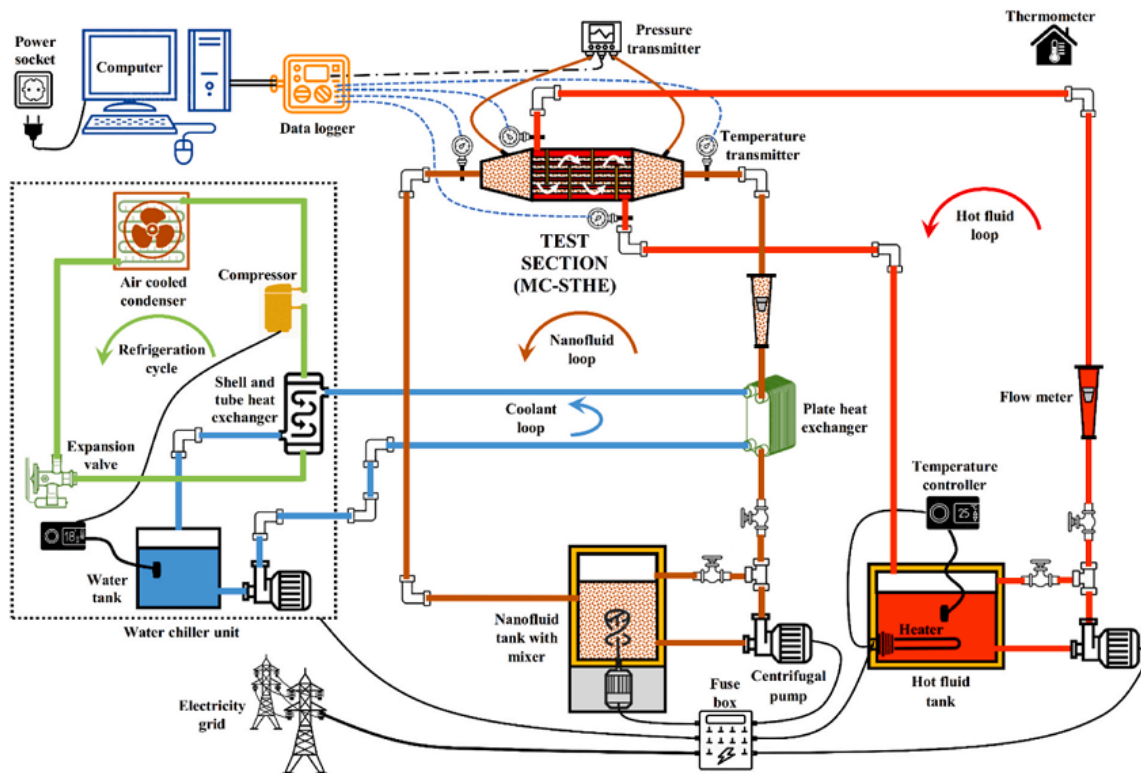


Figure I.5 : Dispositif expérimentale de M.S. Yılmaz et al. [29]

Les résultats montrent que la valeur de coefficient de transfert de chaleur convectif a augmenté avec l'élévation de débit volumique du nanofluide dans les tubes. La plus forte amélioration du coefficient de transfert de chaleur convectif expérimental est donnée par la concentration volumétrique de 0,4% du nanofluide Al_2O_3/W par rapport à l'eau (36% en moyenne) dans la plage de 125 à 600 L / h. Avec une concentration volumétrique de 0,8%, le nanofluide Al_2O_3/W a la plus forte augmentation du facteur de frottement expérimental (32,3% en moyenne) en comparant à l'eau pour le même nombre de Reynolds. Le facteur d'amélioration thermique varie de 1,07 à 1,6 pour un nombre de Reynolds entre 2000 et 10 000 avec une concentration volumétrique de 0,4%. Les résultats du critère d'évaluation de la performance et le critère d'évaluation de l'efficacité ne montrent aucun changement en utilisant les nanofluides dans un échangeur de chaleur à faisceaux et calandre mini-canaux.

F. Sharifat et al. 2022 [30] ont analysé numériquement et prédit le coefficient de transfert de chaleur et le facteur de frottement d'un écoulement de nanofluide Al_2O_3/W à travers la coque d'un échangeur de chaleur à calandre et à tubes avec chicanes hélicoïdales avec Ansys. Ensuite, une conception d'optimisation de ce dispositif a été obtenue en utilisant RSM basé sur le CCD pour maximiser le transfert de chaleur et minimiser les facteurs de friction. Les deux coefficients cités ci-avant sont examinés en proportion du taux de passage du tube (PR), le rapport d'espace des chicanes (BS) et le nombre de Reynolds. Les résultats indiquent que le coefficient de transfert de chaleur et le facteur de frottement des nanoparticules avec concentrations volumique de 4% sont plus grands que pour l'eau pure. Le nombre de Reynolds (Re) a la plus grande influence sur l'amélioration du transfert de chaleur parmi les facteurs étudiés, suivi du taux de passage du tube (PR) et l'espace des chicanes (BS).

B. Khatoon et al. 2022 [31] ont essayé de quantifier expérimentalement l'effets de la concentration volumique de nanoparticule sur les propriétés thermophysiques, le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide dans un échangeur de chaleur à calandre et à tubes en utilisant deux type de nanofluides CuO/W et Al_2O_3/W . Le nanofluide à différentes concentrations (de 0 à 2%) situé dans le tube est utilisé pour refroidir l'eau chaud de côté calandre. Cette étude confirme que les nanofluides ont fourni un meilleur transfert de chaleur que les fluides de base. De même, il a été constaté que le nombre de Reynolds (Re) et le nombre de Prandtl (Pr) diminuent avec l'augmentation de la concentration en particules dans le fluide de base. La présence de particules solides augmente les valeurs de coefficient de transfert de chaleur global (U_o), le coefficient de transfert de chaleur convective (h_o) et le nombre Nusselt pour les deux nanofluides par rapport à l'eau. Les caractéristiques de transfert de chaleur du nanofluide CuO/W sont plus améliorées que celle d' Al_2O_3/W .

À l'aide du logiciel ANSYS FLUENT, **A. A. Lokhande et al. 2023 [32]** ont été examinées numériquement les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement de nanofluide d'oxyde de Cu/W dans un échangeur de chaleur tubulaire en changeant les concentrations volumiques des nanofluides (de 0.01 à 0.02%) et en implantant des nervures carrées à l'intérieur du tube. Le régime d'écoulement du nanofluide est

turbulent qui est le fluide froid se trouver à l'intérieur des tubes. Cependant, l'eau chaude s'écoule à travers la calandre sous un régime laminaire. Parmi les résultats évoqués dans ce travail, que le coefficient de transfert de chaleur global s'est amélioré de 1,27 à 1,66 pour les concentrations volumiques de 0,01% à 0,02% respectivement par rapport à l'eau dans le cas des tubes sans nervure. Par contre, les améliorations dans le cas des tubes avec nervure est de 1,42 à 1,2 respectivement à la même concentration. Pour le taux de transfert de chaleur, l'augmenté peut multiplier par 1.2 à 1,66 dans le cas entre des tubes sans nervure et par 1.52 à 1.7 dans le second cas par rapport à l'eau.

A.K. Kareem et al. 2024 [33] ont étudié numériquement avec CFD le comportement thermo hydraulique d'un écoulement turbulent diphasique (nombre de Reynolds entre 15 000 et 30 000) de différente nanofluide à base d'eau dans un échangeur de chaleur à calandre cubique et tubes. Cette recherche utilise quatre différents types de nanoparticule (Al_2O_3 , SiO_2 , CuO et TiO_2) suspendu dans l'eau avec fraction volumique s'étendant jusqu'à 2% et une taille moyenne des nanoparticules variées entre 20 nm et 80 nm. Dans l'échangeur de chaleur, la calandre contient le fluide chaud qui était le nanofluide, et les tubes contiennent l'eau fluide. Les résultats soulignent que l'intégration de nanoparticules dans le fluide amplifie sa conductivité thermique, des concentrations plus élevées produisant des améliorations plus significatives. Les nanofluides, en particulier ceux comprenant SiO_2/W avec de petites nanoparticules et des fractions volumiques élevées, présentent des améliorations notables du transfert de chaleur par rapport à l'eau pure. TiO_2/W suit en deuxième position, suivi par CuO/W et $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{W}$. Une augmentation du nombre de Reynolds a montré un effet négatif sur le transfert de chaleur.

V. Ghazanfari et al. 2024 [34] ont utilisé la dynamique des fluides numérique 3D (CFD) à fin d'améliorer l'efficacité de transfert thermique dans un échangeur de chaleur tubulaire en adoptant plusieurs types améliorations tel que les tubes minces et torsadés avec différentes longueurs de pas ($P = 180, 135, 90, 67,5$ et 45 mm), avec et sans chicanes, les nanofluides à base d'eau avec différente nanoparticules (Al_2O_3 , Cu , CuO et TiO_2) et concentrations (0.05 à 0.15%). La simulation ce fait au côté calandre

qui contient le fluide chaud écoulé dans un régime turbulent (Re de 10 000 à 60 000), tandis que la température de la surface externe des tubes sont maintenu constante.

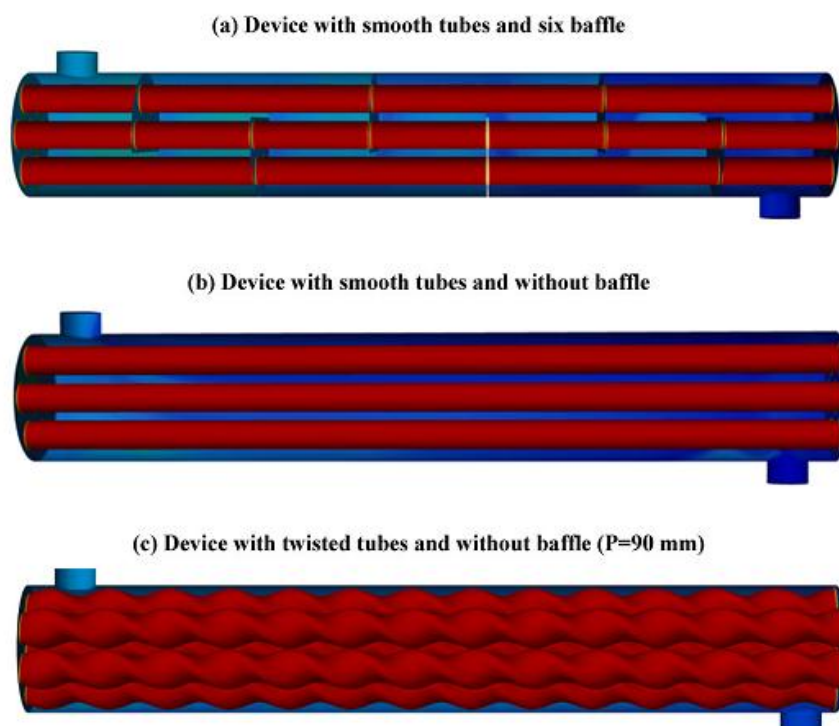


Figure I.6 : Les différents types des échangeurs utilisés dans la simulation de **V. Ghazanfari et al. [34]**.

Les résultats démontrent que l'utilisation de nanofluides dans des tubes torsadés améliore considérablement le transfert de chaleur tout en augmentant légèrement la chute de pression. Plus précisément, par rapport au dispositif à tube lisse avec six déflecteurs, l'utilisation de nanoparticules de Cu à 0,1 % en volume et d' Al_2O_3 à 0,15 % en volume dans le tube torsadé avec une longueur de pas de 45 mm conduit à des améliorations du transfert de chaleur de 1,04 et 1,12 fois, respectivement. De plus, On constate que la différence maximale de chute de pression dans le cas d'utilisation des nanofluide, par rapport au fluide de base, est d'environ 30 % pour le nanofluide Cu, 26 % pour le nanofluide CuO, 22 % pour le nanofluide TiO_2 et 19 % pour le nanofluide Al_2O_3 .

S. Karuppusamy et al. 2024 [35] ont analysé expérimentalement l'amélioration de l'efficacité d'un échangeur de chaleur à calandre et à tubes avec des nanofluides de deux type de nanoparticules SiC et CNT et à base d'eau alcaline. Ce dispositif se

transformé la chaleur entre le fluide chaud écoulé dans le coté tubes et le fluide froid qui s'écoulé dans le coté calandre. Le travail a évalué l'influence de concentrations volumiques variables de nanoparticules sur des paramètres critiques tels que la conductivité thermique, la viscosité, le coefficient de transfert de chaleur, le facteur de frottement, le nombre de Nusselt et la chute de pression. Les résultats montrés que l'introduction de nanoparticules de SiC et de CNT à une concentration de 0,1% en poids a entraîné une augmentation de 29% et 39% de la conductivité thermique des nanofluides, respectivement. En raison de cette amélioration, le taux de transfert de chaleur convectif des nanofluides SiC/AW et CNT/AW a montré une amélioration significative de 27% et 45%, respectivement, par rapport à l'eau alcaline. De plus, le facteur de frottement a connu une augmentation notable de 5% et 11% en conséquence.

I.3. Conclusion

Cette étude bibliographique a permis d'analyser de manière approfondie le potentiel des nanofluides comme fluides caloporteurs innovants dans les échangeurs thermiques, en particulier les modèles à faisceau et calandre. Les principaux enseignements tirés de cette revue critique peuvent être résumés comme suit :

- Les nanofluides, grâce à leur conductivité thermique élevée et leurs propriétés de convection améliorées, permettent d'augmenter significativement les coefficients de transfert de chaleur par rapport aux fluides conventionnels.
- Des gains d'efficacité importants ont été rapportés dans diverses configurations, en fonction des paramètres opératoires (débit, concentration en nanoparticules, température).
- La nature des nanoparticules (métalliques, oxydes, carbone), leur taille, leur forme et leur concentration influencent de manière critique les performances thermiques et hydrodynamiques.

En conclusion, bien que les nanofluides représentent une avancée prometteuse pour l'amélioration des échangeurs thermiques, leur déploiement industriel nécessite encore des efforts pour surmonter les défis techniques et économiques. Ce qui nous

amène dans le chapitre suivant à présenter les facteurs et mécanismes affectant la modification des propriétés physico-thermiques des nanofluides.

Chapitre II : Etat de l'art sur les nanofluides

II.1. Introduction

Les nanofluides, suspensions colloïdales de nanoparticules métalliques ou céramiques (oxydes) dispersées dans des fluides de base (eau, huiles, glycols), constituent une innovation majeure en génie thermique et énergétique. Leur découverte dans les années 1990 a conduit à un intérêt scientifique croissant en raison de leurs propriétés thermo-physiques améliorées, notamment une conductivité thermique et un coefficient de transfert de chaleur supérieurs à ceux des fluides conventionnels.

L'implémentation industrielle des nanofluides reste confrontée à des défis scientifiques et technologiques majeurs. Leur optimisation pour des applications réelles exige une approche multidisciplinaire, articulant trois axes critiques : l'amélioration des performances thermiques, la maîtrise des mécanismes de dégradation et l'optimisation économique des procédés de fabrication et d'utilisation.

Ce chapitre a pour objectif de présenter une typologie des nanofluides, d'analyser les mécanismes fondamentaux régissant leur comportement thermique, d'évaluer leurs performances thermophysiques dans divers systèmes, et d'identifier les verrous technologiques entravant leur industrialisation.

Une analyse systématique des travaux récents combinant approches expérimentales et modélisations numériques a été présentée. L'étude met en évidence les corrélations entre les paramètres clés et les performances thermique-hydraulique, en particulier l'effet de la distribution granulométrique (diamètre moyen, dispersion) et de la morphologie des nanoparticules, l'impact de la concentration (fraction massique/volumique) et des méthodes de stabilisation colloïdale, l'influence des propriétés thermophysiques du fluide de base (conductivité, viscosité, capacité calorifique) et le prisme des mécanismes fondamentaux (mouvement brownien, thermophorèse, transfert interfacial).

II.2. Définition

Les nanofluides sont des suspensions de nanoparticules dont au moins une dimension critique est inférieure à 100 nm de manière stable et uniforme dans un

liquide de base dans le but d'améliorer ces propriétés thermiques. L'ajout de nanoparticules à haute conductivité thermique à des fluides conventionnels tels que l'eau, l'huile et l'éthylène glycol présentant des propriétés thermiques indésirables peut améliorer la conductivité thermique de ces fluides. Cependant, d'autres propriétés comme la viscosité peuvent être extrêmement affectées par les nanoparticules, ce qui induit un coût de puissance de pompage plus élevé.

Le concept de nanofluide a été proposé pour la première fois par S.U.S.Choi et al en 1995 [2]. Néanmoins, le concept fondamental de dispersion des particules solides dans les fluides pour améliorer la conductivité thermique a été proposé par J.C.Maxwell en 1881 [36].

L'idée est alors d'insérer au sein des liquides de base des nanoparticules de conductivité très élevée, afin d'augmenter la conductivité thermique effective du mélange et ainsi améliorer ces performances thermiques.

Les liquides de base, généralement utilisés dans la préparation des nanofluides, sont ceux d'usage commun dans les applications de transfert de chaleur tels que l'eau, l'éthylène glycol, l'huile de moteur etc.

II.3. Mécanismes influençant les paramètres thermophysiques :

Les propriétés thermophysiques supérieures des nanofluides, par rapport aux fluides conventionnels, sont attribuables à l'interaction conjuguée de plusieurs mécanismes physiques fondamentaux, tels que :

II.3.1. Conduction renforcée par les nanoparticules

L'augmentation de la conductivité thermique dans les nanofluides résulte principalement de la conductivité intrinsèque élevée des nanoparticules dispersées. Contrairement aux fluides de base (eau, huiles) dont la conductivité thermique est faible, les nanoparticules métalliques (Cu, Ag) ou céramiques (Al_2O_3 , TiO_2) présentent une conductivité de 10 à 1000 fois supérieures.

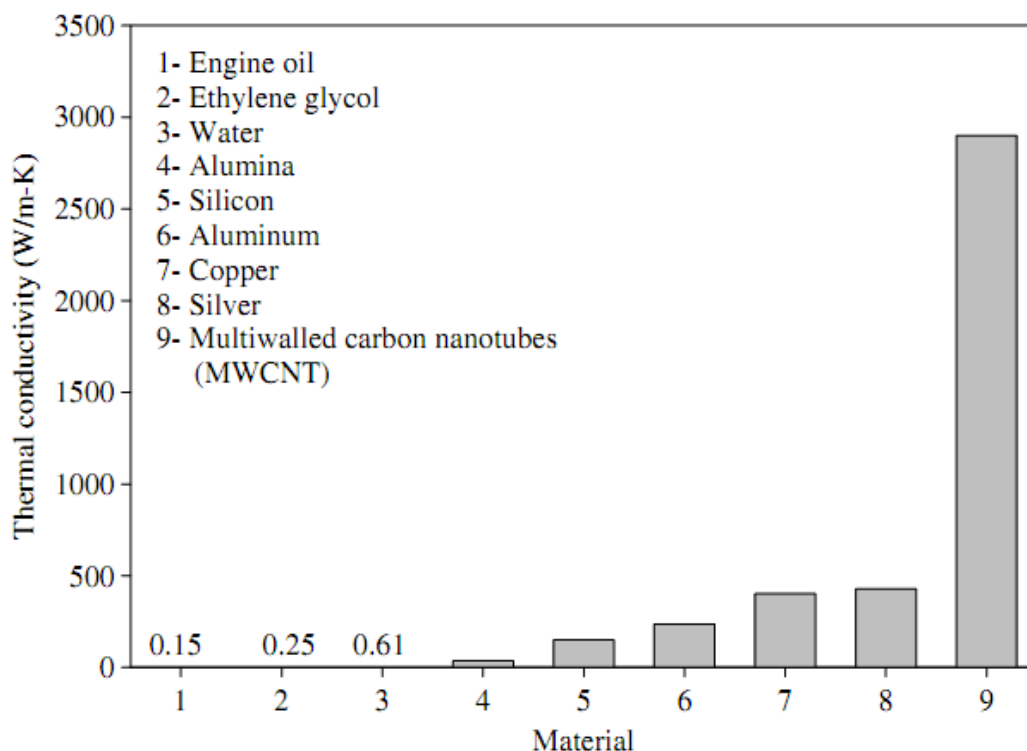


Figure II.1 : La conductivité thermique de différents matériaux [37].

La **Figure II.1** illustre la variation de la conductivité thermique en fonction des différents types de matériau en remarquant la grande distinct entre les conductivités thermiques des fluides caloporteur et celle des nanoparticules.

II.3.2. Couche Limite Solide-Liquide (Nanocouche)

La couche limite solide-liquide (ou nanocouche) désigne une zone interfaciale nanométrique (typiquement de 1 à 10 nm d'épaisseur) se formant à la surface des nanoparticules en suspension dans un fluide. Cette région présente des propriétés thermophysiques distinctes de celles du matériau massif et du fluide de base, jouant un rôle clé dans l'amélioration de la conductivité thermique des nanofluides. Il est résulté de l'interaction moléculaire entre les atomes de surface des nanoparticules et les molécules du fluide porteur (voir **Figure II.2**).

Sa conductivité thermique souvent supérieure à celle du fluide pur mais inférieure à celle de la nanoparticule, créant un gradient de conduction. Les molécules de fluide près de la surface peuvent présenter une organisation pseudo-cristalline, réduisant la résistance thermique interfaciale.

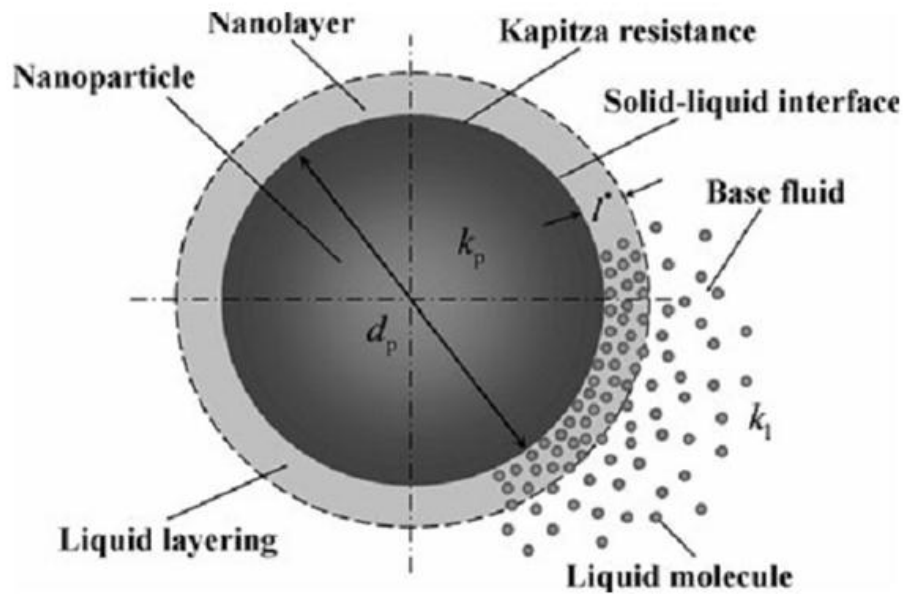


Figure II.2 : Une nanoparticule et sa nanocouche [35].

Cette nanocouche est sensible aux changements de température et le pH, il pouvant induire une déstabilisation colloïdale.

II.3.3. Mouvement brownien et micro-convection

Le mouvement brownien désigne le mouvement aléatoire et incessant de particules microscopiques (typiquement des nanoparticules ou des molécules) en suspension dans un fluide, résultant des collisions avec les molécules du fluide environnant.

Dans les nanofluides, le mouvement brownien des nanoparticules, directement lié à la température et à la viscosité du fluide de base, joue un rôle critique dans la stabilité colloïdale et le transfert thermique. Son intensité conditionne l'efficacité des mécanismes de micro-convection, expliquant pourquoi les modèles classiques de conduction thermique doivent être adaptés pour ces suspensions.

La micro-convection désigne les mouvements de fluide à micro-échelle générés par le déplacement des nanoparticules dans un nanofluide. Ces mouvements locaux amplifient significativement les transferts thermiques.

Dans les échangeurs de chaleur à nanofluides, la micro-convection induite par le mouvement brownien permet des gains de performance thermique allant jusqu'à 40%

comparé aux fluides conventionnels, tout en réduisant les risques de colmatage grâce à l'effet auto-nettoyant des micro-turbulences.

Le mouvement brownien et la micro-convection sont des mécanismes déterminants dans l'amélioration des propriétés thermiques des nanofluides. Alors que le premier induit une dispersion aléatoire des nanoparticules, le second amplifie les transferts par mélange local du fluide. Leur modélisation reste cependant un défi, nécessitant des approches numériques avancées pour intégrer ces effets dynamiques aux échelles macroscopiques.

II.4. Facteurs influençant les paramètres thermophysiques

II.4.1. Fraction volumique

La fraction volumique des nanofluides φ constitue un paramètre fondamental dans l'étude et l'optimisation de leurs propriétés thermophysiques. Définie comme le rapport du volume de nanoparticules V_{np} au volume total du nanofluide V_{nf} . Ce paramètre adimensionnel s'exprime par :

$$\varphi = \frac{V_{np}}{V_{nf}} = \frac{V_{np}}{V_{np} + V_{fb}} \quad (\text{II-1})$$

Cette grandeur sans dimension varie théoriquement entre 0 (fluide pur) et 1 (suspension pure de nanoparticules, cas théorique). En pratique, les études expérimentales se limitent généralement à des fractions volumiques inférieures à 10% ($\varphi < 0,1$) afin de maintenir une stabilité colloïdale acceptable et des propriétés rhéologiques adaptées aux applications industrielles. Ce paramètre influence directement la conductivité thermique, la viscosité et les performances globales du nanofluide, faisant de son contrôle un aspect crucial dans leur formulation et leur mise en œuvre.

Certaines approches privilégient l'utilisation de la fraction massique. La conversion entre concentration volumique (φ) et massique (wt) s'établit selon la relation suivante [38] :

$$\varphi = \frac{wt}{(1 - wt)(\rho_{np}/\rho_{fb}) + wt} \quad (\text{II-2})$$

II.4.2. Température

La température influence significativement les propriétés et la stabilité des nanofluides. Elle améliore généralement la conductivité thermique grâce à l'intensification du mouvement brownien et des collisions entre nanoparticules, mais affecte aussi leur viscosité, qui peut diminuer (pour les nanofluides aqueux) ou augmenter (pour certains nanofluides à base d'huile) selon le fluide de base et la concentration en nanoparticules. Cependant, des températures élevées peuvent compromettre la stabilité colloïdale en accélérant l'agrégation des nanoparticules et la sédimentation, notamment en réduisant l'efficacité de la double couche électrique et en dégradant éventuellement les agents dispersants. Ces effets doivent être pris en compte dans les applications, comme les systèmes de refroidissement ou le stockage d'énergie, où une température contrôlée et des stratégies de stabilisation (fonctionnalisation de surface, choix du fluide de base) sont essentielles pour optimiser les performances et la durabilité des nanofluides.

II.4.3. Morphologie et taille des particules

La morphologie désigne la forme géométrique et la structure de surface des nanoparticules, qui influencent directement leurs propriétés physico-chimiques et leurs performances dans les nanofluides.

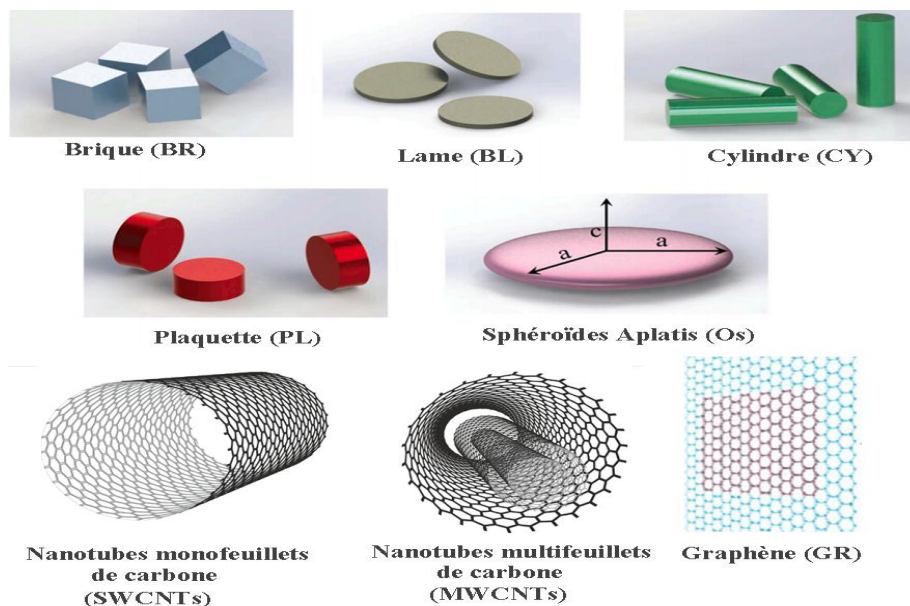


Figure II.3 : Différentes formes de nanoparticules.

Plusieurs types de morphologies nanoparticulaires sont synthétisables, avec des effets spécifiques sur la conductivité thermique et la stabilité colloïdale représenté quelque forme typique des nanoparticules.

Les nanoparticules se situent à la frontière entre l'échelle microscopique et l'échelle atomique ou moléculaire. Les particules mono-disperses désignent une suspension ou un ensemble de particules (nanoparticules, colloïdes, etc.) présentant une distribution de taille uniforme. Cela signifie que :

- Toutes les particules ont la même taille (diamètre),
- Leur morphologie (forme) est identique,
- Leur composition chimique est homogène.

II.4.4. Stabilité colloïdale

La stabilité colloïdale des nanofluides représente leur aptitude à conserver une suspension uniforme des nanoparticules dans le fluide porteur, en évitant tout phénomène de sédimentation ou d'agrégation. Cette caractéristique fondamentale constitue une condition essentielle pour garantir des propriétés thermiques constantes et reproductibles, une durabilité optimale du fluide fonctionnel, et une fiabilité accrue dans les applications industrielles.

Plusieurs techniques sont exploitées dans la littérature pour évaluer la stabilité et la dispersion des nanoparticules au sein du fluide de base. Parmi les plus utilisées, on peut citer :

- ***L'observation visuelle de la suspension*** : la sédimentation des particules se traduit par un gradient de concentration, facilement observable, en particulier pour les suspensions opaques.
- ***La spectrophotométrie (mesure d'absorbance)*** : selon la loi de Beer-Lambert, l'absorbance est liée proportionnellement à la concentration en nanoparticules. Sa diminution au cours du temps indique une sédimentation.
- ***La mesure du potentiel zêta (ζ)*** : Il s'agit d'une méthode quantitative et rapide. Une valeur absolue supérieure à 30 mV (que le potentiel soit positif ou négatif) est généralement le signe d'une bonne stabilité colloïdale.

La stabilité influence directement l'efficacité des échanges thermiques et détermine la viabilité économique des systèmes utilisant ces nanofluides. Les nanofluides peuvent subir une perte de stabilité colloïdale via plusieurs mécanismes principaux, souvent interconnectés. Notamment :

II.4.4.1. Sédimentation (Effet Gravitationnel)

La sédimentation est un phénomène physico-chimique par lequel les nanoparticules en suspension dans un fluide se déposent progressivement sous l'effet de la gravité, conduisant à une ségrégation de phases (particules concentrées au fond, fluide clarifié en surface).

La loi de Stokes permet de déterminer la vitesse de sédimentation à l'équilibre d'une particule sphérique dans un fluide visqueux, lorsque les forces en présence atteignent un état stationnaire. Plus précisément, cette loi fondamentale décrit le régime où la force gravitationnelle apparente (poids corrigé de la poussée d'Archimède) est exactement compensée par la force de frottement visqueux exercée par le fluide sur la particule.

$$T = 3 \cdot \pi \cdot \mu_{fb} \cdot \varpi \cdot d_{np} = \frac{\pi}{6} \cdot (\rho_{np} - \rho_{fb}) \cdot g \cdot d_{np}^3 \quad (\text{II-3})$$

D'où :

- μ_{fb} La viscosité dynamique de fluide de base (en Pa s),
- ϖ La vitesse de chute stabilisée de la sphère (en m/s),
- d_{np} Le diamètre de la nanoparticule (en m),
- ρ_{fb} La masse volumique de l'eau (en kg/m³),
- ρ_{np} La masse volumique de la nanoparticule (en kg/m³),
- g L'accélération de la pesanteur (en m/s²).

L'établissement de cet équilibre dynamique conduit à une vitesse constante, dite vitesse limite, dont l'expression mathématique découle directement de la résolution de l'équation du mouvement dans l'approximation des faibles nombres de Reynolds ($Re \ll 1$).

$$\varpi = \frac{g}{18 \cdot \mu_{fb}} \cdot (\rho_{np} - \rho_{fb}) \cdot d_{np}^2 \quad (\text{II-4})$$

Cette condition implique que les effets inertiels sont négligeables devant les forces visqueuses, ce qui est typiquement vérifié pour des particules micrométriques ou nanométriques dans des fluides ordinaires. La formulation Stokésienne présente un intérêt particulier en physique des colloïdes et en génie des procédés, où elle permet de prédire le comportement de systèmes dispersés.

II.4.4.2. Agrégation des Nanoparticules dans les Nanofluides

L'agrégation des nanoparticules dans les nanofluides est un processus où les nanoparticules initialement dispersées se regroupent en amas sous l'effet de forces interparticulaires attractives. Ce phénomène est principalement dû aux interactions de Van Der Waals et aux déséquilibres électrostatiques entre particules.

Il entraîne la formation de structures plus grandes, influençant ainsi la stabilité et les propriétés physico-chimiques du nanofluide.

Pour maintenir une dispersion homogène, la force répulsive issue de la double couche électrique doit surpasser les forces attractives de Van Der Waals. Lorsque ces dernières dominent, elles entraînent la formation d'agrégats qui, sous l'effet de la gravité, sédimentent au fond du récipient. À l'inverse, la force de répulsion électrostatique (EDLRF) génère une barrière énergétique qui maintient les particules séparées, préservant ainsi la stabilité du système.

La théorie DLVO, élaborée par Derjaguin, Landau, Verwey et Overbeek, explique la condition de stabilité lorsque deux particules s'approchent l'une de l'autre. L'énergie d'interaction totale P_{total} exprimée par la théorie de DLVO est la somme des énergies de la double couche électrique et de l'attraction de Van der Waals exprimées par les équations suivantes :

$$P_{total} = \underbrace{-\frac{H}{12 \cdot \pi \cdot D^2}}_{Van\ Der\ Waals} + \underbrace{2\pi \cdot \epsilon \cdot r \cdot \zeta^2 \cdot e^{-\kappa \cdot D}}_{EDLRF} \quad (\text{II-5})$$

D'où : H , κ et ζ sont respectivement la constante de Hamaker, la longueur de Debye et le potentiel Zêta.

II.5. Description du modèle Mathématique :

Le transfert thermique par convection dans les nanofluides peut être décrit selon deux approches différentes, comme le rapporte la littérature :

II.5.1. Modèle monophasé :

Bien que les nanofluides soient des mélanges solide-liquide, la plupart des études les modélisent conventionnellement comme un fluide monophasique homogène. Cette approximation repose sur deux hypothèses principales :

- La taille nanométrique des particules et leur faible concentration permettent de supposer qu'elles suivent la même vitesse que le fluide de base.
- L'équilibre thermique local entre les nanoparticules et le fluide de base justifie le traitement du mélange comme un milieu continu, dont les propriétés thermophysiques (masse volumique, chaleur spécifique, conductivité thermique et viscosité) sont calculées à partir de celles de ses constituants.

Les équations gouvernant cette approche monophasique sont les équations classiques de conservation (masse, quantité de mouvement et énergie), adaptées aux nanofluides via des propriétés effectives.

Cependant, cette simplification n'est pas toujours valide. Par exemple, **Y.Ding et al**, [39] ont démontré que pour des nombres de Peclet supérieurs à 10, la distribution des particules devient fortement inhomogène dans un écoulement en tube, remettant en cause l'hypothèse d'uniformité. Malgré cette limitation, de nombreuses simulations numériques utilisant le modèle monophasique ont rapporté des résultats cohérents avec les données expérimentales, tant pour le transfert thermique que pour les caractéristiques hydrodynamiques.

II.5.2. Modèle biphasé :

La modélisation des écoulements de nanofluides soulève des défis théoriques majeurs en raison de la nature biphasique et des effets spécifiques liés à l'échelle nanométrique. Bien que plusieurs modèles aient été proposés pour décrire le transport convectif, leur applicabilité reste sujette à débat. En effet, les théories classiques

d'écoulement biphasique (initialement développées pour des particules micrométriques) peuvent-elles s'étendre aux nanofluides. Les écoulements de nanofluides sont influencés par plusieurs phénomènes interdépendants, tel que :

- Mouvement brownien et diffusion turbulente des nanoparticules ;
- Thermophorèse (migration sous gradient thermique) ;
- Effets gravitationnels et sédimentation ;
- Frottement interphasique et glissement relatif entre le fluide et les nanoparticules.

Contrairement aux suspensions classiques, la vitesse de glissement entre les phases ne peut être négligée dans les nanofluides, ce qui justifie l'emploi d'une approche biphasique. Celle-ci, en considérant explicitement le mouvement différentiel entre les nanoparticules et le fluide porteur, permet une modélisation plus réaliste des transferts de masse et de chaleur.

Parmi les modèles existants, celui de **J.Buongiorno** [40] se distingue par sa prise en compte systématique des deux mécanismes dominants à l'échelle nanométrique. Dans ce cadre, le nanofluide est traité comme un mélange non homogène mais équilibré, où les nanoparticules et le fluide de base interagissent via un couplage cinématique (vitesses relatives) et un couplage thermique (conductivité effective, transfert d'énergie). Le modèle repose sur les hypothèses fondamentales suivantes

- Absence de réactions chimiques ;
- Forces externes négligeables ;
- Mélange dilué ($\varphi < 1\%$) ;
- Dissipation visqueuse négligeable ;
- Transfert de chaleur radiatif négligeable ;
- Nanoparticules et fluide de base localement en équilibre thermique.

La traduction mathématique de ces hypothèses conduit au système d'équations suivant, représentant la version biphasique non homogène du modèle original de **J.Buongiorno** [39] :

✓ Equation de continuité

$$\nabla u = 0 \quad (\text{II-6})$$

✓ Equation de continuité des nanoparticules

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + u \cdot \nabla \varphi = \nabla \cdot \left(D_B \cdot \nabla \varphi + D_T \cdot \frac{\nabla T}{T} \right) \quad (\text{II-7})$$

Avec D_B est le coefficient de diffusion Brownian donné par l'équation d'Einstein-Stokes comme suit :

$$D_B = \frac{k_B \cdot T}{3 \cdot \pi \cdot \mu \cdot d_{np}} \quad (\text{II-8})$$

Où k_B est le coefficient de Boltzmann ($k_B = 1,385 \times 10^{-23}$) et D_T est le coefficient de diffusion thermophorestique exprimé par la relation suivante :

$$D_T = \left(\frac{\mu_{nf}}{\rho_{nf}} \right) \left(0,26 \cdot \frac{\lambda_{fb}}{\lambda_{fb} + \lambda_p} \right) \quad (\text{II-9})$$

✓ Equation de quantité de mouvement

$$u \nabla u = - \frac{1}{\rho_{nf}} \cdot \nabla p + \nabla \tau + g \quad (\text{II-10})$$

Avec :

$$\tau = -\mu_{nf} (\nabla u + (\nabla u)^T) \quad (\text{II-11})$$

Où l'exposant "T" indiqué le transposé de ∇u . et p est la pression.

✓ Equation d'énergie :

$$u \nabla T = \nabla (\alpha_{nf} \nabla T) + \frac{\rho_{np} \cdot C p_{np}}{\rho_{nf} \cdot C p_{nf}} \cdot \left(D_B \cdot \nabla \varphi \cdot \nabla T + D_T \cdot \frac{\nabla T \cdot \nabla T}{T} \right) \quad (\text{II-12})$$

Ce modèle décrit le nanofluide comme un système biphasique, où les nanoparticules et le fluide de base sont traités séparément. Il repose sur quatre équations fondamentales (conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie) et intègre les particularités suivantes :

- Modèle non homogène : Les nanoparticules et le fluide peuvent présenter une vitesse relative (glissement).

- Hypothèse d'équilibre thermique local : Les températures des nanoparticules et du fluide sont supposées égales à l'échelle microscopique.

Les équations gouvernantes présentent un couplage multiphasique fort, avec des dépendances croisées entre les variables :

- La vitesse u influencée par la concentration en nanoparticules φ via la viscosité effective.
- La concentration φ contrôlée par la température T à travers la thermophorèse.
- La température T dépend de φ par la conductivité thermique effective, les effets browniens et thermophorétiques dans le bilan d'énergie.
- Les interactions dynamiques résultent que φ et T sont également liées à la vitesse u via les termes de convection dans leurs équations respectives.

Cette interconnexion complexe exige une résolution numérique couplée pour capturer fidèlement les phénomènes physiques en jeu.

II.6. Les paramètres thermophysiques des nanofluides

II.6.1. La conductivité thermique

II.6.1.1. Modèles théoriques

Les modèles théoriques visent à prédire la conductivité thermique effective des nanofluides en tenant compte des multiples mécanismes physiques en jeu. On distingue plusieurs approches :

J.C.Maxwell [36] a proposé un modèle théorique de la conductivité thermique d'un mélange solide-liquide contenant uniquement des particules de forme sphérique de taille micrométrique ou millimétrique en suspension dans des fluides de base. Il a supposé que les particules ont du diamètre régulier et des interactions mutuelles nulles entre les particules solides. Dans ce modèle, la conductivité thermique du mélange a été évaluée seulement à partir de la valeur la conductivité thermique de fluide de base et celle des particules solide ainsi que sa fraction volumique.

$$\lambda_{nf} = \lambda_{fb} \cdot \frac{\lambda_{np} + 2 \cdot \lambda_{fb} - 2 \cdot \varphi \cdot (\lambda_{fb} - \lambda_{np})}{\lambda_{np} + 2 \cdot \lambda_{fb} + \varphi \cdot (\lambda_{fb} - \lambda_{np})} \quad (\text{II-13})$$

L'indice fb signifie le fluide de base, et l'indice np désigne la nanoparticule, ainsi que l'indice nf signifie le nanofluide final. Ce modèle est approximativement adapté aux nanoparticules de forme sphérique avec de faibles concentrations volumiques.

Un autre modèle implicite a été présenté théoriquement par **D.A.G.Bruggeman** [41] pour un nanofluide contenant des nanoparticules de forme sphérique avec un large domaine de fraction volumique. Il est mieux approximer les résultats expérimentaux par rapport au modèle ci-après d'autant plus qu'il prend en considération les interactions entre les particules distribuées aléatoirement. Il est donné comme suit :

$$\varphi \cdot \left(\frac{\lambda_{np} - \lambda_{eff}}{\lambda_{np} - 2 \cdot \lambda_{eff}} \right) + (1 - \varphi) \cdot \left(\frac{\lambda_{fb} - \lambda_{eff}}{\lambda_{fb} - 2 \cdot \lambda_{eff}} \right) = 0 \quad (\text{II-14})$$

Cependant, avec l'augmentation des concentrations, l'écart entre les données théoriques et expérimentales s'est avéré trop important.

R.L.Hamilton et al [42] ont développé un modèle théorique dérivé du modèle de Maxwell tenir compte des formes des particules non sphérique à partir d'un coefficient de sphéricité ψ . Cette relation peut être utilisée dans le cas où la conductivité thermique des nanofluides est au moins 100 fois plus élevée que celle du fluide de base. La conductivité thermique effective est donnée par :

$$\lambda_{nf} = \lambda_{fb} \frac{\lambda_{np} + (n - 1) \cdot \lambda_{fb} - \varphi \cdot (n - 1) \cdot (\lambda_{fb} - \lambda_{np})}{\lambda_{np} + (n - 1) \cdot \lambda_{fb} - \varphi \cdot (\lambda_{fb} - \lambda_{np})} \quad (\text{II-15})$$

Où : $n = 3/\psi$ et ψ désigné le coefficient de sphéricité, qui quantifie le taux de surface d'une particule sphérique et de celle de la particule considérée de même volume. Lorsque le paramètre $\psi = 1$, le modèle de Hamilton et Crosser devient formellement identique au modèle de Maxwell.

P.Bhattacharya et al. [43] ont recommandé une nouvelle formule de manière à trouver la valeur de la conductivité thermique effective d'un nanofluide en fonction de concentration volumique des nanoparticules et de la conductivité thermique de fluide de base à l'addition d'un nouveau paramètre λ_p^B , qui indiqué la conductivité thermique due aux positions et aux mouvements browniens des particules à l'intérieur du fluide. La formule est représentée comme suit :

$$\lambda_{eff} = \varphi. \lambda_p^B + (1 - \varphi). \lambda_{fb} \quad (\text{II-16})$$

Où λ_p^B est la contribution effective des particules à la conductivité thermique globale du système qui calculé à partir de l'équation suivante :

$$\lambda_p^B = \frac{1}{k_b. T^2. V} \sum_{j=0}^m \langle Q(0)Q(j\Delta t) \rangle \Delta t \quad (\text{II-17})$$

D'où m et Δt sont respectivement le nombre de pas de temps utilisés dans la simulation et le pas de temps. La fonction $\langle Q(0)Q(j\Delta t) \rangle$ est l'auto-corrélation temporelle de flux de chaleur évalué par la formule suivant :

$$\langle Q(0)Q(j\Delta t) \rangle = \frac{1}{m-i} \sum_{j=0}^{m-i} Q(j. \Delta t). Q[(i+j). \Delta t] \quad (\text{II-18})$$

P.Bhattacharya et al. [43] ont trouvé la valeur de la conductivité thermique effective d'un nanofluide à partir d'une modélisation du système en utilisant la méthode de simulation de la dynamique brownienne. Puis elle couplée à la méthode de Green-Kubo.

Une autre corrélation a été proposée par **W.Yu et al [44]** de manière à employer l'effet de la nanocouche existe entre la nanoparticule et le fluide selon l'ordre moléculaire du liquide, comme le montre la **Figure II.2**. Ils ont supposé l'existence d'une particule équivalente composée de la nanoparticule et de la nanocouche. Ce qui en résulte un changement de la concentration volumique effective φ_{eff} comme suit :

$$\varphi_{eff} = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot N_{np} \cdot (r+h)^3 = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot N_{np} \cdot r^3 (1 + (h/r))^3 = \varphi \cdot (1 + \xi)^3 \quad (\text{II-19})$$

Où :

N_{np} Le nombre de nanoparticule dans une unité de volume de nanofluides,

h La hauteur de la nanocouche,

r Le rayon de la nanoparticule,

ξ Le taux de l'épaisseur de la nanocouche sur le rayon de la nanoparticule.

Et un changement de la conductivité de la particule équivalent :

$$\lambda_{np-e} = \lambda_{np} \frac{\chi \cdot [2 \cdot (1 - \chi) + (1 + \xi)^3 \cdot (1 + 2 \cdot \chi)]}{-(1 - \chi) + (1 + \xi)^3 \cdot (1 + 2 \cdot \chi)} \quad (\text{II-20})$$

Sur la base des deux équations ci-dessus, l'équation de **J.C.Maxwell** [36] peut être modifiée afin de donner la corrélation de **W.Yu et al** [44] suivante :

$$\lambda_{eff} = \lambda_{fb} \cdot \frac{\lambda_{np_e} + 2 \cdot \lambda_{fb} + 2 \cdot (\lambda_{np_e} - \lambda_{fb}) \cdot (1 + \xi)^3 \cdot \varphi}{\lambda_{np_e} + 2 \cdot \lambda_{fb} - (\lambda_{np_e} - \lambda_{fb}) \cdot (1 + \xi)^3 \cdot \varphi} \quad (\text{II-21})$$

χ : Le taux de la conductivité thermique de la nanocouche sur celle de la nanoparticule.

L'effet de la nanocouche est supposé être un connecteur thermique entre le fluide de base et les nanoparticules en raison de la disposition ordonnée des molécules dans cette partie. Il est généralement plus important pour les particules plus petites ($d_p < 10 \text{ nm}$).

J.Koo et al [45] ont proposé un nouveau modèle pour la conductivité thermique effective (λ_{eff}), prenant en compte l'influence du mouvement brownien. Ce modèle se compose de deux termes. Un terme statique conventionnel, généralement décrit par la formule de Maxwell, qui correspond à la conductivité thermique en l'absence de mouvement brownien. L'autre terme dynamique, lié au mouvement brownien des nanoparticules, dont l'impact devient plus significatif à haute température.

Le modèle intègre plusieurs paramètres, tels que la taille des particules, leur concentration volumétrique, la température, ainsi que les propriétés du fluide de base et des nanoparticules soumises au mouvement brownien. Selon leur modèle, la conductivité thermique effective du nanofluide est donnée par :

$$\lambda_{eff} = \lambda_{Static} + \lambda_{Brownien} \quad (\text{II-22})$$

Avec :

$$\lambda_{Brownien} = 5 \times 10^4 \cdot \lambda_{fb} \cdot \beta \cdot \rho_{fb} \cdot Cp_{fb} \cdot \sqrt{\frac{k_B \cdot T}{\rho_{np} \cdot d_{np}}} \cdot f(T, \varphi) \quad (\text{II-23})$$

Où les fonctions $f(T, \varphi)$ et β sont déterminées à partir des données expérimentales. Le **Tableau II-1** illustre quelque exemple de la fonction β . Pour le nanofluide CuO/W, la fonction $f(T, \varphi)$ est donnée par **J.Koo et al** [45] pour une concentration entre 1 et 4% et une température entre 300 et 325 comme suite :

$$f(T, \varphi) = (0,4705 - 6,04 \cdot \varphi) \cdot T + (1722,3 \cdot \varphi - 134,63) \quad (\text{II-24})$$

Une autre proposition de la fonction f pour les nanoparticules d' Al_2O_3 , ZnO et CuO suspendu dans un fluide de base EG-W (60:40) a été donnée par **R.S. Vajjha et al** [46] comme suite :

$$f(T, \varphi) = (2,8217 \times 10^{-2} \cdot \varphi + 3,917 \times 10^{-3}) \left(\frac{T}{T_0} \right) + (-3,0669 \times 10^{-2} \cdot \varphi - 3,91123 \times 10^{-3}) \quad (\text{II-25})$$

Avec : $T_0 = 273 \text{ K}$

Nanofluides	β	Concentration	Température	Réf
$\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG-W}(60:40)$	$8,4407 \times (100 \times \varphi)^{-1,07304}$	$1\% \leq \varphi \leq 10\%$	$298\text{K} \leq T \leq 363$	[46]
$\text{ZnO}/\text{EG-W} (60:40)$		$1\% \leq \varphi \leq 7\%$		
$\text{CuO}/\text{EG-W} (60:40)$		$1\% \leq \varphi \leq 6\%$		
$\text{SiO}_2/\text{EG-W} (60:40)$	$1,9526 \times (100 \times \varphi)^{-1,45940}$	$1\% \leq \varphi \leq 10\%$	$298\text{K} \leq T \leq 365$	[47]
Au-citrate/W	$0,0137 \times (100 \times \varphi)^{-0,8229}$	$\varphi \leq 1\%$	$300\text{K} \leq T \leq 325$	[45]
Ag-citrate/W				
CuO/W				
CuO/W	$0,0011 \times (100 \times \varphi)^{-0,7272}$	$1\% \leq \varphi \leq 4\%$		
$\text{Al}_2\text{O}_3/\text{W}$	$0,0017 \times (100 \times \varphi)^{-0,0841}$			

Tableau II-1 : Exemple de la fonction β .

J.Li [48] a étendu le modèle de **J.Koo et al.** en y incorporant la résistance thermique interfaciale (résistance de Kapitza), donnant naissance au modèle Koo-Kleinstreuer-Li (KKL). Cette approche permet de reformuler la conductivité thermique des nanoparticules comme suit :

$$R_f + \frac{d_{np}}{\lambda_{np}} = \frac{d_{np}}{\lambda_{np,eff}} \quad (\text{II-26})$$

Dans ce modèle, l'auteur a choisi une valeur moyenne de la résistance de Kapitza ($R_f = 4 \times 10^{-8} \text{ K.m}^2/\text{W}$) et il combinées les deux fonctions $f(T, \varphi)$ et β du modèle de **J.Koo et al.** [45] en une nouvelle fonction $g(T, \varphi, d_{np})$ qui prend en compte l'influence du diamètre des particules, de la température et de la fraction volumique selon la forme suivante :

$$g(T, \varphi, d_{np}) = (a_1 + a_2 \cdot \ln(d_{np}) + a_3 \cdot \ln(\varphi) + a_4 \cdot \ln(\varphi) \cdot \ln(d_{np}) + a_5 \cdot \ln(d_{np}^2)) \cdot \ln(T) + (a_6 + a_7 \cdot \ln(d_{np}) + a_8 \cdot \ln(\varphi) + a_9 \cdot \ln(\varphi) \cdot \ln(d_{np}) + a_{10} \cdot \ln(d_{np}^2)) \quad (\text{II-27})$$

Les coefficients décents de cette fonction sont représenté dans le **Tableau II-2** pour les deux nanofluides $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{W}$ et CuO/W avec un R^2 de 96 % et 98 %, respectivement.

Valeurs des Coefficient	CuO/W	$\text{Al}_2\text{O}_3/\text{W}$
a_1	-26,593310846	52,813488759
a_2	-0,403818333	6,115637295
a_3	-33,3516805	0,6955715084
a_4	-1,915825591	$4,1745552786 \times 10^{-2}$
a_5	$6,42185846658 \times 10^{-2}$	0,176919300241
a_6	48,40336955	-298,19819084
a_7	-9,787756683	-34,532716906
a_8	190,245610009	-3,9225289283
a_9	10,9285386565	-0,2354329626
a_{10}	-0,72009983664	-0,999063481

Tableau II-2 : Les valeurs des coefficients de l'équation (II-27) [48].

II.6.1.2. Corrélations expérimental

H.E.Patel et al [49] ont effectué des essais expérimentaux sur des différents types du nanofluides dans le but de savoir l'influence des variations du matériau des nanoparticules, du liquide de base, de la taille des particules, de la fraction volumique des particules et de la température (t en °C) de la suspension sur la conductivité thermique des fluides. Finalement, Ils ont proposé la corrélation suivante :

$$\lambda_{nf} = \lambda_{fb} \cdot \left[1 + 0,135 \cdot \left(\frac{\lambda_{np}}{\lambda_{fb}} \right)^{0,273} \cdot \left(\frac{TC}{20} \right)^{0,547} \cdot \left(\frac{100}{d_{np}} \right)^{0,234} \cdot \varphi^{0,467} \right] \quad (\text{II-28})$$

La corrélation est valable pour les suspensions à des nanoparticules de forme sphérique avec un diamètre d_{np} de 10 à 150 nm, une température TC en °C comprise entre 20 et 50°C et une fraction volumique comprise entre 1 et 3%. L'analyse a montré que 99 % des données expérimentales se situaient à ± 5 % de la valeur correspondante obtenue à partir de l'équation (II-28). Le coefficient de corrélation de l'ajustement s'est avéré être de 0,998.

S.Y.Lu et al [50] ont modélisé mathématiquement la conductivité thermique effective d'un nanofluides contient des nanoparticules de forme sphéroïde immergé dans un liquide. La formule se présente sous la forme d'un développement de viriel de deuxième ordre comme suit :

$$\lambda_{nf} = \lambda_{fb} \cdot (1 + \alpha \cdot \varphi + \beta \cdot \varphi^2) \quad (\text{II-29})$$

Les auteurs ont utilisé le model de bien agité (the well-stirred model) avec un champ de température ambiante linéaire pour trouver les valeurs de α et β en fonction de style du sphéroïde (prolate ou oblate), ses dimensions (la plus petite dimension/la plus grand) et les conductivités thermiques des nanoparticules ainsi que celle de fluide de base.

K. V. Sharma et al [51] ont utilisé les données de conductivité thermique des nanofluides métalliques et d'oxydes métalliques tels que Al_2O_3 , TiO_2 , Fe_3O_4 , ZrO_2 , CuO et ZnO , constituées de 252 points de données disponibles dans la littérature, sont utilisées pour développer une équation à partir de la méthode de régression multiple. La formule exprimé la conductivité thermique en fonction de la concentration, la température, le diamètre de la particule et la diffusivité thermique comme suit :

$$\lambda_{nf} = 0,8938 \cdot \lambda_{fb} \cdot \left(1 + \frac{\varphi}{100}\right)^{1,37} \cdot \left(1 + \frac{TC}{70}\right)^{0,2777} \cdot \left(1 + \frac{d_{np}}{150}\right)^{-0,0336} \cdot \left(\frac{\alpha_{np}}{\alpha_{fb}}\right)^{0,273} \quad (\text{II-30})$$

Les données expérimentales concernent principalement des particules sphériques ayant des diamètres entre 20-150 nm, des températures de 20-70 °C et des concentrations volumiques inférieures à 4,0 %. L'équation de corrélation est validée avec un écart maximal inférieur à 11% pour quelques points.

Une autre corrélation empirique, proposée par **M.Corcione** [52] permet d'estimer la conductivité thermique effective du nanofluide, normalisée par celle du fluide de base. Cette équation repose sur une vaste base de données expérimentales et une analyse par régression multiple. La corrélation s'exprime sous la forme suivante :

$$\lambda_{nf} = \lambda_{fb} \cdot \left[1 + 4,4 \cdot Re^{0,4} \cdot Pr^{0,66} \cdot \left(\frac{T}{T_{pc}} \right)^{10} \cdot \left(\frac{\lambda_{np}}{\lambda_{fb}} \right)^{0,03} \cdot \varphi^{0,66} \right] \quad (\text{II-31})$$

Avec : T et T_{fr} sont respectivement la température du nanofluide et la température au point de congélation du fluide de base en [K]. Pr est le nombre de Prandtl du fluide de base et Re est le nombre de Reynolds du mouvement brownien défini dans l'équation suivant :

$$Re = \frac{2 \cdot k_B \cdot \rho_{fb} \cdot T}{\pi \cdot \mu_{fb}^2 \cdot d_{np}} \quad (\text{II-32})$$

Où k_B est le constante de Boltzmann ($k_B = 1,38066 \times 10^{-23} \text{ J/K}$).

Les données expérimentales utilisé dans cette étude contenant des nanoparticules d'alumine, d'oxyde de cuivre, de titane et de cuivre (diamètre variant entre 10 et 150 nm), dispersées dans de l'eau ou de l'éthylène glycol (EG). L'écart-type associé à cette corrélation est de 1,86 %. Les fractions volumiques des nanoparticules sont comprises entre 0,002 et 0,09, tandis que les températures se situent entre 294 K et 324 K.

II.6.2. Viscosité dynamique

A.Einstein [53] a développé un modèle fondateur décrivant la viscosité relative (défini comme le rapport entre la viscosité de la suspension et la viscosité du milieu en suspension) de suspensions diluées ($\varphi \leq 5 \%$) en fonction de la fraction volumique ϕ , selon l'expression :

$$\mu_r = \frac{\mu_{eff}}{\mu_{fb}} = 1 + \frac{5}{2} \cdot \varphi \quad (\text{II-33})$$

Cette équation représente le cadre théorique de base pour décrire la viscosité des nanofluides à faible concentration, sous les hypothèses suivantes : particules sphériques indéformables, absence d'interactions hydrodynamiques entre particules, et comportement newtonien du fluide porteur.

Le modèle d'**Einstein** a été généralisé par **H.C.Brinkman** [54] pour des fractions volumiques plus élevées, conduisant à l'expression suivante :

$$\mu_{eff} = \mu_{fb} \cdot \frac{1}{(1 - \varphi)^{2,5}} \quad (\text{II-34})$$

L'approche théorique de **G.K.Batchelor** [55] pour décrire la viscosité des nanofluides prend en compte les interactions hydrodynamiques particule-particule dans le cas de sphères rigides. Cette analyse révèle une dépendance non-linéaire de la viscosité dynamique à la fraction volumique, s'écartant ainsi des relations linéaires proposées par **Einstein** et **Brinkman** pour les suspensions diluées. Le modèle de **G.K.Batchelor (1977)** introduit un terme quadratique en φ selon la formule suivante :

$$\mu_{nf} = \mu_{fb} \cdot (1 + 2,5 \cdot \varphi + 6,2 \cdot \varphi^2) \quad (\text{II-35})$$

Cette équation est valable pour $\varphi < 10\%$, où le dernier terme représente précisément les interactions entre paires de particules.

À partir de données expérimentales, **M.Corcione** [52] a proposé un modèle prédictif pour la viscosité effective des nanofluides, applicable pour des nanoparticules de 25 à 200 nm, des concentrations de 0,01 à 7,1 % en volume et sur une gamme de température de 293 à 333 K. La corrélation est donnée par :

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_{fb}}{1 - 34,87 \cdot \left(\frac{d_{np}}{d_{fb}}\right)^{-0,3} \cdot \varphi^{1,3}} \quad (\text{II-36})$$

Wang et al. [56] ont mené une étude expérimentale sur la viscosité dynamique de nanofluides $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{W}$ et $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$. Leurs résultats ont été utilisés par **S.E.B.Maiga et al.** [57] afin de valider le modèle théorique de **G.K.Batchelor** [55], comme en témoigne l'équation suivante qu'ils ont proposée pour $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{W}$:

$$\mu_{nf} = \mu_{fb} \cdot (1 + 7,3 \cdot \varphi + 123 \cdot \varphi^2) \quad (\text{II-37})$$

Et pour $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{EG}$:

$$\mu_{nf} = \mu_{fb} \cdot (1 - 0,19 \cdot \varphi + 306 \cdot \varphi^2) \quad (\text{II-38})$$

W.J.Tseng et al. [58] ont étudié le comportement rhéologique et la structure de suspensions de nanoparticules d'anatase oxyde de titane (TiO_2) dispersées dans l'eau

pure, pour des concentrations volumétriques comprises entre 0,05 et 0,12 et des taux de cisaillement variant de 10 à 1000 s⁻¹. Leurs résultats ont conduit à une formulation exponentielle de la forme suivante :

$$\mu_{nf} = 13,47 \cdot \mu_{fb} \cdot \exp(35,94 \cdot \varphi) \quad (\text{II-39})$$

La viscosité des suspensions a suivi une forme exponentielle avec φ , révélant une augmentation prononcée du degré d'interactions entre particules à mesure que la concentration φ augmentait.

J.Koo et al. [59] ont mené une étude expérimentale et numérique sur la viscosité dynamique de nanoparticules d'oxyde de cuivre (28,8 nm) en suspension dans l'eau ou l'éthylène glycol (EG), en intégrant les effets de l'agitation brownienne et de l'épaisseur de la couche nanométrique. Leurs travaux ont abouti à une nouvelle expression de la viscosité dynamique :

$$\mu_{eff} = \mu_{Static} + \mu_{Browian} \quad (\text{II-40})$$

Où :

$$\mu_{Browian} = \frac{\lambda_{Browian}}{\lambda_{fb}} \times \frac{\mu_{fb}}{Pr_{fb}} \quad (\text{II-41})$$

D'où Pr_{fb} et $\lambda_{Browian}$ sont respectivement le nombre de Prandtl et la conductivité thermique générée par le mouvement Brownien (voir l'équation (II-23)).

II.6.3. Masse volumique

La masse volumique d'un nanofluide est une propriété thermophysique clé qui influence directement ses performances en transfert de chaleur et écoulement. Elle dépend de la concentration en nanoparticules et des propriétés de ses constituants. La masse volumique est calculée par la relation de **B.C. Pak et al. 1998 [60]** qui repose sur le modèle de mélange classique idéal :

$$\rho_{nf} = \varphi \cdot \rho_{np} + (1 - \varphi) \cdot \rho_{fb} \quad (\text{II-42})$$

La masse volumique est un paramètre critique pour dimensionner les systèmes énergétiques utilisant des nanofluides, mais son optimisation doit concilier performance et stabilité hydrodynamique.

II.6.4. Capacité calorifiques

Le modèle le plus simple pour prédire la chaleur spécifique des nanofluides est le modèle de mélange comme indiqué dans l'équation suivante [60] :

$$Cp_{nf} = \varphi \cdot Cp_{np} + (1 - \varphi) \cdot Cp_{fb} \quad (\text{II-43})$$

Il existe cependant un autre modèle théorique pour la prédiction de la capacité thermique massique des nanofluides, communément appelé modèle d'équilibre thermique d'après **Y. Xuan et al** [61], comme le montre l'équation (II-44) et il est considéré comme un modèle plus précis que le modèle de mélange :

$$Cp_{nf} = \frac{\varphi \cdot \rho_{np} \cdot Cp_{np} + (1 - \varphi) \cdot \rho_{fb} \cdot Cp_{fb}}{\rho_{nf}} \quad (\text{II-44})$$

Une nouvelle corrélation de chaleur spécifique a été développée par **R. S. Vajjha et al**, [62] à partir des données expérimentales des nanoparticules d'Oxyde d'Aluminium (Al_2O_3), d'Oxyde de Zinc (ZnO) et de Dioxyde de Silicium (SiO_2) prend en compte la température, la chaleur spécifique et la fraction des particules en suspension, et la chaleur spécifique de celle du fluide de base. La relation est donnée comme suit :

$$\frac{Cp_{nf}}{Cp_{fb}} = \frac{A \cdot T + B \cdot (Cp_{np}/Cp_{fb})}{C + \varphi} \quad (\text{II-45})$$

Les coefficients d'ajustement de la courbe pour chaque nanofluide A, B et C sont présentés dans le **Tableau II-3**. Ces données incluent deux fluides de base différents (l'eau et 60:40 EG/W). Cette nouvelle corrélation est applicable à des concentrations allant jusqu'à 10 % pour les nanofluides d' Al_2O_3 et de SiO_2 , et jusqu'à 7 % pour un nanofluide de ZnO, dans la plage de températures de 315 à 363 K et erreur moyenne d'environ 2,7 %.

Type de nanoparticules	Al_2O_3	SiO_2	ZnO
Taille [nm]	44	20	77
Masse volumique [kg/m^3]	3600	2220	5600
Capacité calorifique [J/kg.K]	765	745	514
A [1/K]	0,0008911	0,001769	0,0004604

B	0,5179	1,1937	0,9855
C	0,4250	0,8021	0,2990
Erreur Max [%]	5,0	3,1	4,4
Erreur Moyen [%]	2,28	1,50	2,70

Tableau II-3 : Coefficient de la courbe de l'équation (II-45) [62].

II.7. Préparation des nanofluides

La préparation des nanofluides est un procédé complexe constitue la première étape des études expérimentales. Il nécessite des processus précis pour optimiser la conductivité thermique en assurant une dispersion uniforme des nanoparticules, par des techniques de mélange efficaces assurant la stabilité des nanofluides dans des conditions environnementales contrôlées afin de garantir des performances constantes.

La synthèse de nanofluides visé à améliorer les propriétés thermiques des fluides caloporteurs traditionnels de manière à prévenir l'agrégation des nanoparticules et garantir des propriétés thermophysiques optimales.

Couramment, la préparation des nanofluides repose principalement sur deux procédés distincts : la méthode directe (en une étape) où les nanoparticules sont générées et dispersées simultanément, et la méthode indirecte (en deux étapes) impliquant d'abord la production des nanoparticules suivie de leur dispersion dans le fluide de base. Chacune de ces deux méthodes ont présenté des avantages et des limites particulières.

Ces méthodes de synthèse, qu'elles soient physiques ou chimiques, font l'objet de recherches intensives afin d'optimiser leur coût, qui restant à ce jour élevés.

II.7.1. La méthode en une étape

La méthode en une étape est un procédé qui combine la production de nanoparticules et la synthèse de nanofluides. Il présente plusieurs avantages majeurs, notamment :

- Il permet d'atteindre un niveau élevé de stabilité de la dispersion (moins d'agglomération grâce à l'absence d'étape de séchage).

- L'utilisation de cette méthode évite le stockage, le séchage et le transport des nanoparticules, ce qui permet de minimiser leur coagulation et d'augmenter leur stabilité.
- Diminution des risques de contamination par la suppression des manipulations externes, conduisant à une réduction significative des impuretés.
- Un contrôle précis de la taille et de la morphologie des nanoparticules est obtenu.

Le principal inconvénient cette approche est :

- La formation de résidus résultant de réactions incomplètes est une caractéristique constante de la suspension.
- Coût élevé des précurseurs.
- La principale limitation de cette méthode réside dans le choix restreint des matériaux. En effet, la synthèse de certaines nanoparticules, notamment les oxydes et les céramiques, nécessite des traitements de surface ou des conditions de synthèse incompatibles avec ce procédé.
- La reproductibilité du procédé est difficile à obtenir en raison de sa sensibilité aux variations de paramètres tels que la température, la pression et la concentration.

II.7.2. La méthode en une étape

La méthode en deux étapes est la plus couramment employée pour la fabrication des nanofluides. Elle consiste d'abord en la synthèse de nanoparticules sous forme de poudre sèche, suivie de leur dispersion dans un fluide de base. Le mélange est ensuite homogénéisé par agitation mécanique et/ou sonication (traitement aux ultrasons), afin de briser les agglomérats et d'assurer une répartition uniforme des particules.

Bien que cette approche soit économique et facilement transposable à l'échelle industrielle, notamment grâce à l'existence de procédés de synthèse déjà bien maîtrisés, elle présente un inconvénient majeur : une tendance à l'agglomération des nanoparticules due à leur haute activité de surface, ce qui compromet la stabilité des nanofluides obtenus.

II.8. Conclusion

Ce chapitre a présenté les fondamentaux des nanofluides, depuis leur définition comme suspensions de nanoparticules dans un fluide de base jusqu'à leurs propriétés thermophysiques uniques (conductivité thermique, viscosité, etc.). Les méthodes de synthèse (en une ou deux étapes) et les paramètres influençant leur stabilité (agrégation, surfactants, pH) ont également été discutés.

Ces matériaux innovants offrent des perspectives prometteuses pour l'amélioration des échanges thermiques dans divers domaines (énergie, électronique, biomédical), grâce à leur capacité à surpasser les performances des fluides conventionnels.

Cependant, des défis persistent, notamment la maîtrise de leur stabilité à long terme, les coûts de production, ou les éventuels impacts environnementaux, nécessitant des recherches approfondies.

Chapitre III : Modélisation Mathématique et Résolution Numérique.

III.1. Introduction :

De nombreux problèmes en physiques sont décrits par des équations d'évolution différentielle fait intervenir des dérivées partielles et leur résolution est souvent très complexe. Cependant, la résolution numérique d'un système d'équations aux dérivées partielles (EDP) consiste à le transformer en un système d'équations algébriques. Ce système est d'autant plus grand que le nombre de points discrets du domaine étudié est élevé, ce qui rend la solution moins difficile à obtenir que pour les EDP originales.

Parmi les techniques de résolution numérique le plus fréquemment appliquées dans ce type de équations est la méthode des volumes finis qui consiste à découper le domaine de calcul en un certain nombre de volumes finis, et à intégrer les équations différentielles gouvernante sur chacun de ces volumes de contrôle pour obtenir un système d'équations linéaires plus simple à résoudre.

Ce chapitre décrit la méthode des volumes finis, utilisée pour résoudre les équations de conservation. En effet, le logiciel CFD FLUENT, employé dans cette étude, s'appuie sur cette approche, particulièrement adaptée aux écoulements en géométries complexes.

III.2. Les équations de conservation

Dans les problèmes physiques, les équations de conservation possèdent couramment une forme commune à fin de faciliter la compréhension des opérations et d'éviter la répétition de la procédure de discrétisation dans chaque équation individuelle. Pour toute variable générale mesurée par le symbole ϕ la forme générale proposée par **S.V.Patankar** [63], est représentée comme suit :

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \phi)}_{T_T} + \underbrace{\sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot u_i \cdot \phi)}_{T_C} = \underbrace{\sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_{\phi} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)}_{T_D} + \underbrace{S_{\phi}}_{T_S} \quad (\text{III-1})$$

Cette équation fondamentale se structure autour de quatre termes clés, chacun traduisant un phénomène physique distinct. Le terme transitoire (T_T) rend compte de l'évolution temporelle du système, caractérisant sa dynamique intrinsèque. Le terme de convection (T_C) exprime le transport de la grandeur physique par le mouvement du milieu, jouant un rôle crucial dans les écoulements fluides. Quant au terme de

diffusion (T_D), il décrit les mécanismes d'homogénéisation spatiale, comme la conduction thermique ou la dissipation visqueuse. Enfin, le terme source (T_S) intègre les interactions externes, qu'il s'agisse d'apports énergétiques ou de réactions chimiques. Dans les configurations stationnaires, où les propriétés du système n'évoluent plus dans le temps, le terme transitoire devient nul, révélant un équilibre entre les autres contributions. Ces quatre composantes, dont l'importance transcende les domaines d'application, constituent le fondement théorique de la modélisation des phénomènes de transport, qu'ils relèvent de la dynamique des fluides, de la thermique ou encore de l'électromagnétisme.

La variable ϕ désigne une grandeur physique caractéristique du système étudié. Elle peut représenter :

- ✓ Une composante du champ de vitesse (u, v, w),
- ✓ La température (T),
- ✓ L'énergie cinétique turbulente (k),
- ✓ Ou toute autre quantité pertinente dans le cadre de l'analyse.

Le coefficient de diffusion Γ représente la propriété physique du fluide tel que la viscosité cinématique ν , la conductivité thermique λ ou la diffusivité thermique α selon l'équation analysée.

Equation	Variable (ϕ)	Coefficient de diffusion (Γ)	Terme source (\bar{S}_ϕ)
Conservation de la masse	1	0	0
Conservation de la quantité de mouvement selon x	u	ν	$-\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}$
Conservation de la quantité de mouvement selon y	v	ν	$-\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y}$
Conservation de la quantité de mouvement selon z	w	ν	$-\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} - g$
Conservation de la l'énergie	T	α	0

Tableau III-1 : Expressions de ϕ, Γ, S_ϕ (Différents termes de l'équation de transport.)

Pour un écoulement 3D stationnaire et laminaire, une synthèse des différents termes de l'équation générale (III-1) qui régissant la dynamique du fluide sont reportés dans le **Tableau III-1**.

Le système d'équations différentielles aux dérivées partielles (EDP) qui régit l'écoulement d'un fluide (comme les équations de Navier-Stokes) ne peut généralement pas être résolu analytiquement pour plusieurs raisons fondamentales, notamment :

- Non-linéarité des équations : Les équations de Navier-Stokes contiennent un terme convectif non linéaire. Cette non-linéarité complexifie énormément la recherche de solutions exactes, car les méthodes analytiques classiques (comme la séparation des variables ou les transformées intégrales) échouent souvent à simplifier le problème.
- Couplage des variables : Les équations de continuité et de quantité de mouvement sont couplées la vitesse, la pression et éventuellement la température ou la densité interagissent de manière complexe. Ce couplage rend difficile l'obtention de solutions fermées, sauf dans des cas très simplifiés.
- Conditions aux limites et initiales complexes : Les écoulements réels ont souvent des géométries et des conditions aux limites (parois, interfaces, turbulence) qui ne se prêtent pas à une formulation mathématique simple. Même pour des géométries simples, les solutions analytiques peuvent ne pas exister.
- Nature multi-échelle et turbulence : Dans les écoulements turbulents, les phénomènes se produisent à des échelles très variées (de la grande échelle à la dissipation visqueuse). Cette gamme d'échelles rend impossible une description analytique globale.
- Absence de théorèmes généraux d'existence et d'unicité : Pour les équations de Navier-Stokes en 3D, il n'existe pas de preuve mathématique générale garantissant l'existence et l'unicité de solutions régulières pour tous les temps. Cette incertitude théorique limite les possibilités de résolution analytique.

La complexité mathématique et physique des EDP de la mécanique des fluides impose le recours au calcul numérique pour la plupart des applications pratiques. Parmi ces approches, on peut citer :

- La méthode des différences finis.
- La méthode des éléments finis.
- La méthode des volumes finis.

Ces méthodes permettent d'obtenir un système d'équations algébriques (système discrétisé), dont les inconnues sont les valeurs des paramètres recherchés pour un nombre prédéfini des points du domaine d'investigation. L'assemblage des points engendre ainsi le maillage du domaine qu'il est généralement délimité par des conditions connues appelées « condition aux limites ».

III.3. Présentation de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis consiste à appliquer les équations du fluide sur de petits volumes (les mailles) qui divisent le domaine d'étude. La solution obtenue dépend donc de la taille et de la qualité du maillage. L'avantage est que cette méthode conserve parfaitement des quantités physiques essentielles comme la masse ou l'énergie dans chaque volume. La procédure de résolution numérique comprend les étapes suivantes :

III.3.1. Maillage

Dans la méthode des volumes finis, les équations aux dérivées partielles (EDP) sont converties en des équations algébriques par l'intégration de ceux-ci sur chaque volume de contrôle. Donc le domaine de calcul est subdivisé selon les directions en un ensemble des volumes de contrôle.

Un volume de contrôle typique tridimensionnel a été représenté sur la **Figure III.1**. Ce volume de contrôle est utilisé pour exprimer les bilans des grandeurs scalaires. Les faces de ce volume sont localisées au point e et w dans la direction x , n et s dans la direction y et b et t dans la direction z (respectivement les surfaces est, ouest, nord, sud, bas et haut (top)). Avec P le centre de ce volume de contrôle qu'il est montré par les lignes discontinues et E , W , N , S , B et T sont les centres des volumes

de contrôle adjacents (respectivement les nœuds Est, Ouest, Nord, Sud, bas et haut (top)).

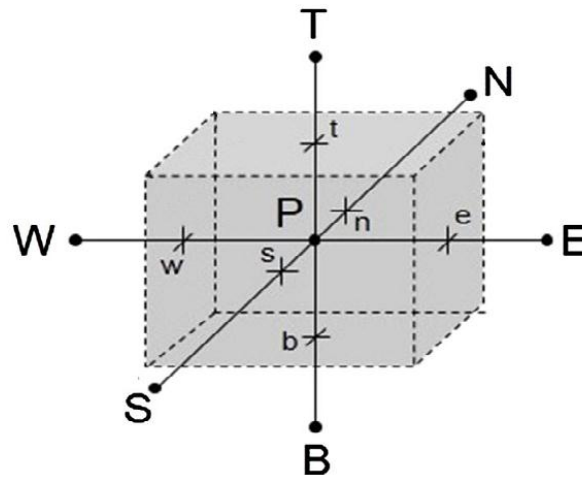


Figure III.1 : Description du Volume de contrôle typique bidimensionnel.

On note que :

$\Delta x, \Delta y$ et Δz : sont respectivement les pas de discrétisation suivant les directions x, y, z .

$\Delta x_e, \Delta x_w, \Delta y_n, \Delta y_s, \Delta z_b$ et Δz_t : sont les pas entre le nœud centrale P et les centres des nœuds adjacents E, W, N, S, B et T respectivement.

Le type de maillage à appliquer dépend principalement de la complexité géométrique du modèle étudié :

- Pour les géométries simples, le **maillage structuré** constitue une solution adaptée grâce à son organisation régulière des éléments, mais présente néanmoins certaines limitations. Ce type de maillage peut entraîner un sous-maillage dans les zones complexes, compromettant ainsi la précision des résultats, tout en générant un sur-maillage inutile dans les zones dépourvues de phénomènes physiques significatifs. De plus, la distribution des cellules dans le domaine de calcul peut s'avérer inefficace, affectant potentiellement les performances globales de la simulation.
- Pour les géométries complexes, le **maillage non structuré** s'impose comme la solution recommandée, offrant deux avantages principaux : une adaptation

optimale aux formes complexes et une meilleure optimisation du temps de calcul. Cependant, cette approche présente des particularités notables, nécessitant une attention accrue lors de la distribution des éléments et une intervention plus poussée pour assurer la qualité du maillage, ce qui en fait une méthode plus exigeante en termes de paramétrage et de contrôle.

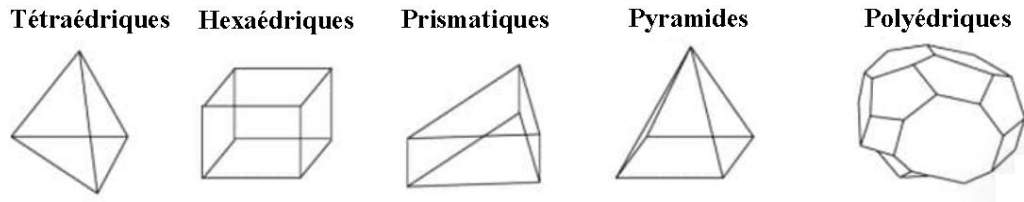


Figure III.2 : Types de mailles 3D utilisées en Volumes Finis.

Les maillages non structurés peuvent comporter différents types d'éléments (voir **Figure III.2**). En trois dimensions, les formes les plus couramment employées sont :

- **Les éléments hexaédriques** présentent des caractéristiques particulières qui les rendent particulièrement adaptés à certaines configurations spécifiques. Leur géométrie à six faces les rend idéaux pour des situations exigeant des grands rapports de forme, comme c'est le cas par exemple dans la modélisation de canaux longs et étroits. Lorsqu'on travaille avec des géométries relativement simples, ces éléments offrent l'avantage de permettre un écoulement parfaitement aligné avec la structure du maillage, ce qui peut améliorer significativement la précision des résultats dans ces cas particuliers.
- **Les éléments tétraédriques** offrent une excellente adaptabilité aux géométries complexes grâce à leur forme à quatre faces. Leur principal avantage réside dans leur capacité à connecter harmonieusement différents éléments du maillage, particulièrement dans les zones géométriquement irrégulières ou présentant des singularités. Cette caractéristique en fait un choix privilégié pour discrétiser efficacement des formes sophistiquées tout en maintenant une bonne transition entre les différentes régions du domaine de calcul.
- **Les éléments polyédriques** constituent une alternative intéressante aux maillages purement tétraédriques. Leur principal atout réside dans leur capacité à réduire significativement le nombre total d'éléments tout en accélérant les

temps de calcul. Bien qu'ils puissent occasionnellement présenter une légère diminution de précision par rapport aux tétraèdres, leur efficacité computationnelle en fait un choix judicieux pour certaines applications où le compromis entre précision et performance est acceptable. Cette approche permet notamment d'optimiser les ressources de calcul tout en maintenant une qualité de maillage satisfaisante pour de nombreuses simulations.

- **Les éléments prismatiques** trouvent leur application optimale dans les zones pariétales où des gradients importants de vitesse ou de température sont présents. Leur géométrie allongée permet de créer des couches à haut rapport d'aspect, offrant ainsi une résolution exceptionnelle des couches limites et autres phénomènes physiques critiques près des parois. Cette caractéristique en fait un outil indispensable pour capturer avec précision les dynamiques fluides et thermiques dans ces régions où la finesse du maillage est cruciale.

Pour les géométries complexes ou présentant de fortes variations d'échelle dans l'écoulement, l'utilisation d'un maillage principalement tétraédrique s'avère particulièrement appropriée. Toutefois, dans les zones éloignées des parois où la géométrie est plus régulière, des éléments hexaédriques peuvent être introduits pour optimiser le maillage tout en maintenant une bonne précision des résultats.

III.3.2. Discrétisation :

Pour un problème tridimensionnel à un régime stationnaire, le comportement de problèmes d'écoulement et le transfert de chaleur sont gouverné par la formule uniforme de bilan suivante :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \phi) \\ = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z}\right) + S_{\phi} \end{aligned} \quad \text{(III-2)}$$

En appliquant la méthode des volumes finis, l'intégrant de l'équation III-2 pour chaque valeur successive de la variable ϕ à travers volume de contrôle P entre la limite e et w sur la direction x , n et s sur la direction y et b et t sur la direction z conçoit les équations suivantes :

$$\begin{aligned}
& \int_w^e \int_s^n \int_t^b \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \phi) \right] dx dy dz \\
&= \int_w^e \int_s^n \int_t^b \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right. \\
&\quad \left. + \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \right] dx dy dz + \int_w^e \int_s^n \int_t^b S_\phi dx dy dz
\end{aligned} \tag{III-3}$$

Pour simplifier les calculs, l'intégration est effectuée terme par terme :

✓ **Terme convectif T_C :**

$$T_C = \int_w^e \int_s^n \int_t^b \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \phi) \right] dx dy dz \tag{III-4}$$

Après l'intégration :

$$\begin{aligned}
T_C &= ((\rho u A)_e \phi_e - (\rho u A)_w \phi_w) + ((\rho v A)_n \phi_n - (\rho v A)_s \phi_s) \\
&\quad + ((\rho w A)_b \phi_b - (\rho w A)_t \phi_t)
\end{aligned} \tag{III-5}$$

Pour simplifier l'équation, on introduit F comme le débit volumique à travers chaque face du volume de contrôle, défini ainsi :

$$F = \rho \cdot u \cdot A \tag{III-6}$$

Avec cette notation, le terme convectif discrétisé s'écrit alors :

$$T_C = F_e \phi_e - F_w \phi_w + F_n \phi_n - F_s \phi_s + F_b \phi_b - F_t \phi_t \tag{III-7}$$

✓ **Terme source T_S :**

$$T_S = \int_w^e \int_s^n \int_t^b S_\phi dx dy dz = \bar{S}_\phi \Delta V \tag{III-8}$$

Où ΔV est le volume de contrôle.

Afin de favoriser la convergence et quand le terme source dépend de la variable dépendante, Il doit linéarisé la valeur moyenne du terme source en fonction de la variable ϕ de nœud centrale P . Ce qui se traduit par :

$$\bar{S}_\phi = S_c + S_p \cdot \phi_P \tag{III-9}$$

La valeur de S_p est nécessairement inférieure ou égale à zéro de manière à stabiliser la solution numérique et accélérer la convergence. Finalement :

$$T_S = (S_c + S_p \cdot \phi_P) \Delta V \quad (\text{III-10})$$

✓ **Terme diffusion T_D :**

$$T_D = \int_w^e \int_s^n \int_t^b \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \right] dx dy dz \quad (\text{III-11})$$

Après intégration on trouve :

$$\begin{aligned} T_D = & (\Gamma A)_e \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - (\Gamma A)_w \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w + (\Gamma A)_n \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - (\Gamma A)_s \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \\ & + (\Gamma A)_b \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_b - (\Gamma A)_t \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_t \end{aligned} \quad (\text{III-12})$$

Finalement l'équation globale devient :

$$\begin{aligned} & F_e \phi_e - F_w \phi_w + F_n \phi_n - F_s \phi_s + F_b \phi_b - F_t \phi_t \\ & = (\Gamma A)_e \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - (\Gamma A)_w \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w + (\Gamma A)_n \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n \\ & - (\Gamma A)_s \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s + (\Gamma A)_b \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_b - (\Gamma A)_t \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right)_t \\ & + (S_c + S_p \cdot \phi_P) \Delta V \end{aligned} \quad (\text{III-13})$$

III.3.3. Schémas de discrétisation

Pour finaliser la discrétisation des équations gouvernantes, il est nécessaire d'évaluer les grandeurs généralisées ϕ et leurs dérivées aux interfaces des volumes de contrôle. Les schémas de discrétisation offrent une méthode efficace pour estimer ces valeurs par interpolation.

Bien qu'en théorie la solution exacte soit atteinte pour un maillage infiniment fin quel que soit le schéma, en pratique le nombre limité de cellules impose le choix d'un schéma de discrétisation possédant des propriétés spécifiques pour obtenir des solutions physiquement cohérentes. Les plus importantes sont :

- **La conservative du schéma (Conservativeness)** garantit que les flux entrants et sortants sont parfaitement équilibrés. Cette propriété signifie aussi que le

schéma préserve intégralement les quantités physiques (masse, énergie, etc.) à travers les interfaces des volumes de contrôle.

- **La bornitude du schéma (Boundedness)** Si le schéma de discrétisation ne satisfait pas aux conditions de bornitude, la solution peut soit ne pas converger du tout, soit présenter des oscillations parasites lorsqu'elle converge. Les équations discrétisées forment un système algébrique résolu généralement par les méthodes itératives. Pour cela, Scarborough (1958) a formulé un critère de convergence suffisant pour les méthodes itératives, basé exclusivement sur les propriétés des coefficients du système discrétisé. Cette condition est exprimé par :

$$\frac{\sum |a_{nb}|}{|a_p|} \begin{cases} \leq 1, \text{ à tous les nœuds} \\ < 1, \text{ à un nœud au moins} \end{cases} \quad \text{(III-14)}$$

Pour que cette condition soit valable, il est essentiel que :

- ✓ Tous les coefficients des équations discrétisées doivent avoir le même signe (généralement tous positifs).
 - ✓ La procédure de linéarisation des termes sources doit assurer que S_p soit systématiquement négatif.
- **La transportivité (Transportiveness)**, qui décrit la directionnalité de l'influence en fonction du nombre de Péclet (Pe), doit être explicitement prise en compte dans le schéma de discrétisation.

La discrétisation du terme diffusif s'effectue classiquement par un schéma aux différences centrées d'ordre deux, permettant d'approcher les dérivées premières aux interfaces des volumes de contrôle tridimensionnelle comme suit :

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_e &= \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x_e} & \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_w &= \frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x_w} \\ \left(\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)_n &= \frac{\phi_N - \phi_P}{\Delta y_n} & \left(\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)_s &= \frac{\phi_P - \phi_S}{\Delta y_s} \\ \left(\frac{\partial \phi}{\partial z}\right)_b &= \frac{\phi_B - \phi_P}{\Delta z_b} & \left(\frac{\partial \phi}{\partial z}\right)_t &= \frac{\phi_P - \phi_T}{\Delta z_t} \end{aligned} \quad \text{(III-15)}$$

Une nouvelle grandeur D est introduite; ayant les mêmes dimensions que F , elle correspond à la conductance de diffusion définie ainsi :

$$\begin{aligned}
D_e &= \frac{(\Gamma.A)_e}{\Delta x_e} & D_w &= \frac{(\Gamma.A)_w}{\Delta x_w} \\
D_n &= \frac{(\Gamma.A)_n}{\Delta y_n} & D_s &= \frac{(\Gamma.A)_s}{\Delta y_s} \\
D_b &= \frac{(\Gamma.A)_b}{\Delta z_b} & D_t &= \frac{(\Gamma.A)_t}{\Delta z_t}
\end{aligned} \tag{III-16}$$

La grandeur D présente une valeur systématiquement positive, contrairement à F dont le signe dépend du sens de l'écoulement à travers l'interface du volume de contrôle. L'équation globale devient :

$$\begin{aligned}
&(F_e \phi_e - F_w \phi_w) + (F_n \phi_n - F_s \phi_s) + (F_b \phi_b - F_t \phi_t) \\
&= (D_e \cdot (\phi_E - \phi_P) - D_w \cdot (\phi_P - \phi_W)) \\
&+ (D_n \cdot (\phi_N - \phi_P) - D_s \cdot (\phi_P - \phi_S)) \\
&+ (D_b \cdot (\phi_B - \phi_P) - D_t \cdot (\phi_P - \phi_T)) + (S_c + S_p \cdot \phi_P) \Delta V
\end{aligned} \tag{III-17}$$

L'évaluation de ϕ aux interfaces des volumes de contrôle fait appel à divers schémas de discrétisation, chacun offrant un compromis spécifique entre précision, stabilité et complexité d'implémentation. Chaque schéma produit une discrétisation linéaire de l'équation générale, aboutissant à la forme suivante :

$$a_P \cdot \phi_P = a_E \cdot \phi_E + a_W \cdot \phi_W + a_N \cdot \phi_N + a_S \cdot \phi_S + a_B \cdot \phi_B + a_T \cdot \phi_T + S_c \cdot \Delta V \tag{III-18}$$

Une formulation plus concise est possible :

$$a_P \cdot \phi_P = \sum_{nb(P)} a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b \tag{III-19}$$

Dans cette équation, a_{nb} sont les coefficients multipliant la valeur de ϕ aux nœuds voisins (**neighboring nodes**) $nb(P)=(E,O,N,S,B,T)$ entourant le nœud central P. Le terme b qui égale $S_c \cdot \Delta V$ contient tous les termes qui ne sont pas exprimés par les valeurs nodales de la variable dépendante et le coefficient a_P est égal :

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_B + a_T - S_p \cdot \Delta V \tag{III-20}$$

Certaines schémas de la grandeur ϕ sont intégrés dans le logiciel ANSYS Fluent, incluant notamment :

III.3.3.1. Le schéma aux différences centrées :

L'évaluation de ϕ à l'interface entre deux mailles adjacentes repose sur une interpolation linéaire centrée. Ce schéma, indépendant de la direction de l'écoulement, affecte la même pondération aux nœuds amont et aval, exemple de grandeur ϕ_e à l'interface entre les deux nœuds P et E décrit par :

$$\phi_e = \frac{\phi_E + \phi_P}{2} \quad (\text{III-21})$$

Même pondération pour les autres interfaces w, n, s, b et t .

Après réorganisation, les coefficients de l'équation (III-18) deviennent :

$$\begin{aligned} a_E &= D_e - \frac{F_e}{2} = D_e \left(1 - \frac{Pe_e}{2}\right) & a_W &= D_w + \frac{F_w}{2} = D_w \left(1 + \frac{Pe_w}{2}\right) \\ a_N &= D_n - \frac{F_n}{2} = D_n \left(1 - \frac{Pe_n}{2}\right) & a_S &= D_s + \frac{F_s}{2} = D_s \left(1 + \frac{Pe_s}{2}\right) \\ a_B &= D_b - \frac{F_b}{2} = D_b \left(1 - \frac{Pe_b}{2}\right) & a_T &= D_t + \frac{F_t}{2} = D_t \left(1 + \frac{Pe_t}{2}\right) \end{aligned} \quad (\text{III-22})$$

Le terme Pe correspond au nombre de Péclet, un nombre sans dimension défini par :

$$Pe = \frac{F}{D} \quad (\text{III-23})$$

En cas de transport convectif dominant (dans un sens ou l'autre), cette méthode devient inadaptée. Cette discrétisation centrée s'avère instable pour une valeur absolue de nombre de Péclet local supérieur à 2. La stabilité requiert donc des coefficients tous positifs.

III.3.3.2. Le schéma amont (upwind) première ordre :

Le schéma amont du premier ordre discrétise les termes convectifs par une approximation unidirectionnelle adaptative, employant des différences finies progressives ou rétrogrades en fonction du champ de vitesse. Cette technique, dite 'upwind', se caractérise par un biais systématique vers les valeurs amont, garantissant ainsi la stabilité numérique.

La valeur de ϕ à l'interface est directement imposée comme étant celle du nœud situé en amont de l'écoulement. Exemple dans le cas de l'interface e située entre P et E la valeur de ϕ est défini par :

$$\begin{aligned}\phi_e &= \phi_P \quad \text{si} \quad F_e > 0 \\ \phi_e &= \phi_E \quad \text{si} \quad F_e < 0\end{aligned}\tag{III-24}$$

Une formulation compacte de ce schéma est donnée par :

$$\begin{aligned}\phi_e &= \phi_P \cdot \frac{\max(F_e, 0)}{F_e} - \phi_E \cdot \frac{\max(-F_e, 0)}{F_e} \\ \phi_w &= \phi_W \cdot \frac{\max(F_w, 0)}{F_w} - \phi_P \cdot \frac{\max(-F_w, 0)}{F_w}\end{aligned}\tag{III-25}$$

Le même schéma de discrétisation est employé pour évaluer ϕ sur les autres faces du volume de contrôle. Après réorganisation, les coefficients de l'équation (III-18) deviennent :

$$\begin{aligned}a_E &= D_e + \max(-F_e, 0) & a_W &= D_w - \max(F_w, 0) \\ a_N &= D_n + \max(-F_n, 0) & a_S &= D_s - \max(F_s, 0) \\ a_B &= D_b + \max(-F_b, 0) & a_T &= D_t - \max(F_t, 0)\end{aligned}\tag{III-26}$$

III.3.3.3. Le schéma amont (upwind) du second ordre

À l'instar du schéma upwind classique, cette approche exploite l'information amont (côté d'où provient l'écoulement), mais introduit une extrapolation d'ordre supérieur pour estimer la valeur à l'interface basée sur les deux nœuds situés en amont. Ce schéma, conservatif et inconditionnellement stable, est illustré sur la **Figure III.3**. Considérons un maillage structuré avec des nœuds successifs W, P, E et EE alignés selon l'axe x . La valeur de la grandeur ϕ à l'interface e , située entre les volumes de contrôle centrés sur P et E, s'exprime par :

$$\begin{aligned}\phi_e &= 1,5 \cdot \phi_P - 0,5 \cdot \phi_W \quad \text{si} \quad F_e > 0 \\ \phi_e &= 1,5 \cdot \phi_E - 0,5 \cdot \phi_{EE} \quad \text{si} \quad F_e < 0\end{aligned}\tag{III-27}$$

Le même schéma de discrétisation est employé pour évaluer ϕ sur les autres faces du volume de contrôle.

Contrairement à sa version du premier ordre, il combine une précision accrue (erreur de troncature en $O(\Delta x^2)$) avec une stabilité robuste, particulièrement adaptée aux écoulements fortement convectifs.

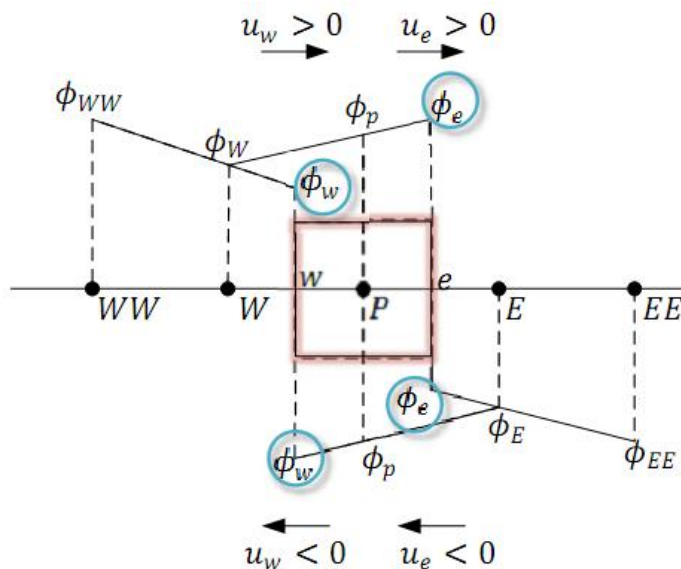


Figure III.3 : Le schéma amont (upwind) du second ordre [64].

Sous forme condensée, l'approximation de la grandeur ϕ à l'interface e par le schéma upwind d'ordre deux s'écrit :

$$\phi_e = (1,5 \cdot \phi_P - 0,5 \cdot \phi_W) \cdot \frac{\max(F_e, 0)}{F_e} - (1,5 \cdot \phi_E - 0,5 \cdot \phi_{EE}) \cdot \frac{\max(-F_e, 0)}{F_e} \quad \text{(III-28)}$$

III.3.3.4. Schéma QUICK :

Le schéma QUICK (Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics), proposé par Leonard en 1979, utilise une interpolation quadratique pondérée amont basée sur trois points pour estimer les valeurs aux interfaces des volumes de contrôle. La sélection des nœuds dépend de la direction de l'écoulement, avec deux points situés en amont et un point en aval. Ce schéma conservatif offre une bonne stabilité numérique pour les problèmes à dominance convective [65].

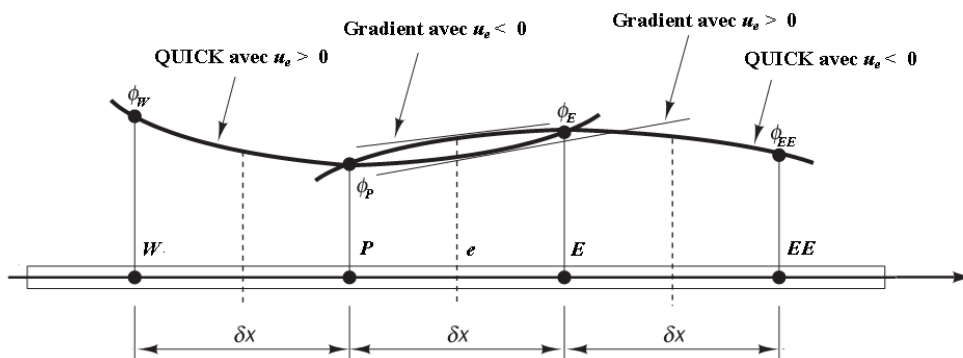


Figure III.4 : Le schéma QUICK.

La **Figure III.4** représenté l'estimation de la valeur de la grandeur ϕ par le schéma QUICK selon la direction de vitesse de l'écoulement. La formulation de l'approximation de ϕ à l'interface e par le schéma QUICK s'écrit :

$$\begin{aligned}\phi_e &= \frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_E - \frac{1}{8}\phi_W \quad \text{si } F_e > 0 \\ \phi_e &= \frac{6}{8}\phi_E + \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{EE} \quad \text{si } F_e < 0\end{aligned}\tag{III-29}$$

III.3.4. Couplage Vitesse-Pression :

Dans les équations de quantité de mouvement, le terme source prend généralement en compte un gradient de pression selon la formule suivante :

$$\rho(\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} = \mu \cdot \nabla^2 \vec{u} - \nabla p + \rho \vec{g}\tag{III-30}$$

Cependant, la pression n'intervient pas dans l'équation de continuité. Pour un écoulement incompressible, cette équation de conservation de la masse devient totalement indépendante des équations de quantité de mouvement, ce qui pose un problème de découplage.

Dans ce contexte, l'utilisation d'algorithmes itératifs est cruciale. Les algorithmes SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) et ses variantes comme SIMPLER offrent justement des solutions efficaces à ce problème spécifique.

L'algorithme de SIMPLE est l'un des outils fondamentaux en dynamique des fluides numérique (CFD). Conçu pour traiter les écoulements incompressibles, il permet de résoudre efficacement le problème de couplage pression-vitesse dans les équations de Navier-Stokes. Cet algorithme introduit par Patankar (1981) [63], repose précisément sur les séquences suivantes :

- 1) Proposition d'un champ de pression initial p^* .
- 2) Résolution de l'équation du mouvement pour obtenir les vitesses u^*, v^*, w^* .
- 3) Résolution de l'équation de correction de pression pour obtenir p' .
- 4) Résolution de l'équation de correction de vitesse pour obtenir u', v', w' .
- 5) Correction de la pression et des vitesses pour obtenir p, u, v, w .
- 6) Résolution de l'équation de turbulence (l'énergie cinétique turbulente k et la dissipation ε).

- 7) résoudre l'équation de discrétisation pour les autres grandeurs ϕ s'ils influencent le champ d'écoulement par les propriétés du fluide, les termes sources, etc. si une grandeur ϕ particulier n'influence pas le champ d'écoulement, il est préférable de le calculer après qu'une solution convergée pour le champ d'écoulement a été obtenue.
- 8) Si le critère de convergence n'est pas satisfait, prendre $p^* = p$ et revenir à l'étape 2.
- 9) Répéter les calculs jusqu'à convergence de toutes les variables.

En d'autres termes, une distribution initiale arbitraire de pression est utilisée pour résoudre les équations de quantité de mouvement. Cependant, le champ de vitesse ainsi obtenu ne satisfait généralement pas l'équation de continuité, car il découle d'un champ de pression non physique. L'approche consiste alors à dériver, à partir de l'équation de continuité, une équation de correction pour la pression. Cette pression corrigée est ensuite réinjectée dans le calcul du champ de vitesse, et le processus itératif se poursuit jusqu'à convergence de l'ensemble des variables.

Un autre algorithme réputé, SIMPLEC (SIMPLE-Consistent), suit une approche similaire à SIMPLE. Développé par Van Doormal et Raithby (1984), il apporte une amélioration significative en prenant en compte un terme de correction négligé dans l'algorithme SIMPLE original, améliorant ainsi sa précision.

Contrairement à SIMPLE et SIMPLEC qui nécessitent une estimation initiale du champ de pression (paramètre difficile à déterminer a priori), l'algorithme SIMPLER (SIMPLE-Revised) contourne cette limitation en initialisant le calcul avec un champ de vitesse plus accessible à estimer, puis en résolvant séparément une équation complète pour la pression p et son terme de correction p' .

Développé par R.I. Issa, l'algorithme PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators) présente un intérêt particulier pour les simulations d'écoulements instationnaires. Son originalité réside dans l'ajout d'une étape de correction supplémentaire (voire multiple) par rapport à SIMPLE, permettant une meilleure satisfaction de l'équation de continuité, l'obtention de champs de vitesse plus précis et une stabilité accrue pour les grands pas de temps.

III.3.5. Contrôle de convergence :

Dans les méthodes itératives de résolution numérique, le contrôle de convergence repose principalement sur deux techniques de relaxation : la sur-relaxation, qui amplifie les corrections pour accélérer la convergence dans les problèmes bien conditionnés, et la sous-relaxation, qui atténue les variations inter-itérations pour stabiliser les calculs des systèmes fortement non-linéaires.

Particulièrement utile en CFD et pour les méthodes ligne par ligne, la sous-relaxation prévient les divergences numériques tout en garantissant une convergence robuste, alors que la sur-relaxation trouve une application plus limitée dans ces contextes spécifiques en raison des risques d'instabilité qu'elle peut engendrer.

A partir de l'équation générale discrétisé, la valeur d'une grandeur ϕ dans une maille P est définie par :

$$\phi_P = \frac{\sum a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b}{a_P} \quad (\text{III-31})$$

Supposant que ϕ^* sera pris comme la valeur de ϕ de l'itération précédente. Si on ajoute ϕ^* au côté droit et qu'on le soustrait, on a [65] :

$$\phi_P = \phi_P^* + \left(\frac{\sum a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b}{a_P} - \phi_P^* \right) \quad (\text{III-32})$$

Où le contenu des parenthèses représente le changement de ϕ_P produit par l'itération en cours. Ce changement peut être modifié par l'introduction d'un facteur de relaxation α_ϕ , de sorte que [65] :

$$\phi_P = \phi_P^* + \alpha_\phi \cdot \left(\frac{\sum a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b}{a_P} - \phi_P^* \right) \quad (\text{III-33})$$

Il est important de souligner que la solution convergée, obtenue par itération avec des facteurs de relaxation quelconques, doit nécessairement vérifier les équations discrètes originales. Le paramètre de relaxation α_ϕ dans l'équation (III-33) détermine le comportement itératif :

- Pour $0 < \alpha_\phi < 1$ (sous-relaxation), la nouvelle valeur ϕ_P^* reste proche de la valeur actuelle ϕ_P , favorisant la stabilité.

- Pour $\alpha_\phi > 1$ (sur-relaxation), les itérations deviennent plus dynamiques mais potentiellement instables.

Le choix optimal de α_ϕ demeure empirique et dépend fortement des caractéristiques spécifiques du problème traité, sans qu'il existe de règle universelle.

III.3.6. Critère de convergence :

Le système d'équations discrétisées est considéré comme convergé lorsque les itérations successives ne modifient plus significativement les valeurs des variables dépendantes ϕ . Pour quantifier cette convergence, on introduit un indicateur numérique appelé "résidu", qui évalue l'écart entre deux itérations consécutives.

Dans sa configuration par défaut, le logiciel Fluent utilise un résidu adimensionnel relatif, représentatif du flux de la variable ϕ dans tout le domaine de calcul. Ce critère de convergence se définit par [65]:

$$R_\phi = \frac{\sum_{cellules} |\sum a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b - a_P \cdot \phi_P|}{\sum_{cellules} |a_P \cdot \phi_P|} \quad \text{(III-34)}$$

III.4. Présentation du logiciel ANSYS FLUENT :

ANSYS Workbench est une plateforme nouvelle génération de **ANSYS** qui propose des méthodes avancées d'interaction avec ses solveurs. Cet environnement intégré permet une connexion fluide avec les systèmes de CAO et s'adapte parfaitement à votre processus de conception, garantissant ainsi des résultats optimaux.

L'environnement **ANSYS Workbench** présente une interface organisée en deux zones principales : à gauche, la **Boîte à outils (Toolbox)** regroupant l'ensemble des modules de simulation disponibles (analyse structurelle, fluide, thermique, etc.) ; à droite, le **Schéma du projet (Project Schematic)** ou l'espace de travail affichant visuellement l'enchaînement des différentes étapes de l'analyse. Cette disposition permet à l'utilisateur de concevoir son processus de simulation de manière intuitive en connectant les différents composants (géométrie, maillage, paramètres, résultats), tout en offrant une vision claire des dépendances entre les opérations (voir **figure III-03**). L'utilisateur peut construire sa chaîne de simulation par simple glisser-déposer (**drag-and-drop**) des modules depuis la **Toolbox** vers le **Project Schematic**,

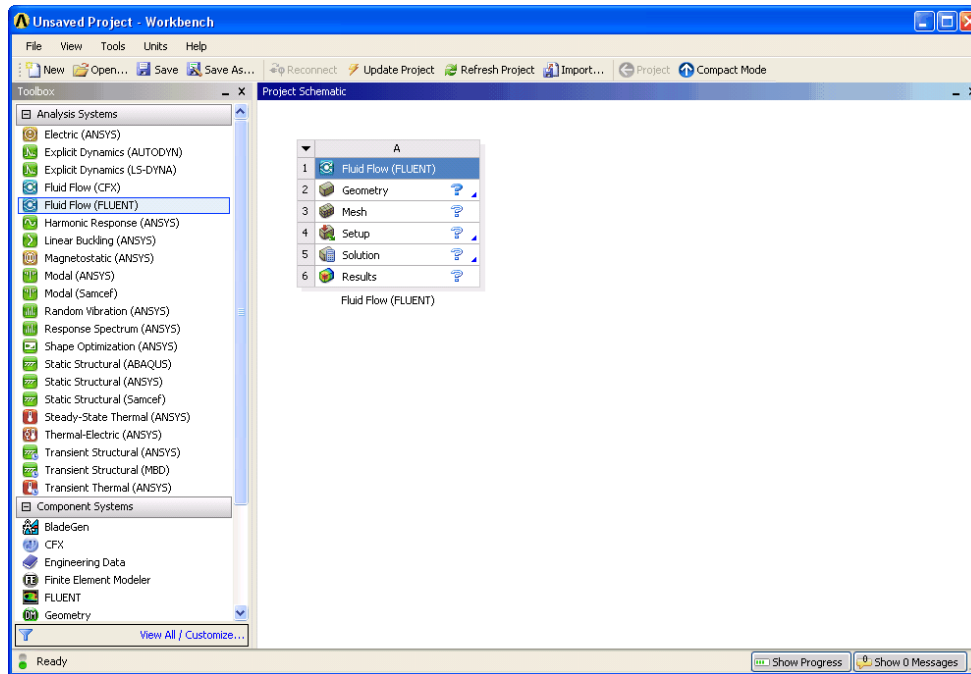


Figure III-3 : Interface ANSYS Workbench.

En ingénierie, la maîtrise des écoulements fluides et des transferts thermiques est un enjeu clé pour l'innovation et la compétitivité. **ANSYS Fluent**, solution CFD de référence, permet de simuler avec précision le comportement des fluides dans des conditions réalistes. Son interface intuitive et ses modélisations avancées aident les ingénieurs à prédire, optimiser et valider les performances de leurs conceptions. C'est un outil puissant pour réduire les coûts, accélérer le délai de mise sur le marché et garantir des designs optimisés.

L'initialisation d'une nouvelle analyse CFD dans ANSYS Workbench s'effectue par drag-and-drop du module « Mécanique des fluides (FLUENT) » depuis la section « **Systèmes d'analyse** » (**Analysis Systems**) de la Toolbox vers l'espace Project Schematic, créant ainsi un **Système d'analyse** de base préconfiguré pour les simulations d'écoulement.

Le système d'analyse CFD sous ANSYS Fluent s'articule autour de cinq cellules principales dans le Project Schematic, représentant les étapes clés du processus :

- 1) **Géométrie (Geometry)** - Importation/création de la géométrie CAO.
- 2) **Maillage (Mesh)** - Génération du maillage computationnel.

- 3) **Configuration (Setup)** - Configuration des paramètres physiques et conditions aux limites.
- 4) **Solution** - Calcul numérique par le solveur Fluent.
- 5) **Résultats (Results)** - Post-traitement et analyse des données.

ANSYS Design Modeler est un logiciel de conception 3D intégré à la cellule Géométrie du module « Mécanique des fluides (FLUENT) », spécialisé dans la préparation géométrique pour les simulations. Ses fonctionnalités clés incluent :

- ✓ L'importation de modèles CAO existants,
- ✓ La création de géométries complexes,
- ✓ L'optimisation des formes pour le maillage et l'analyse.

Il sert d'interface essentielle pour des outils comme ANSYS Fluent (CFD) ou Mechanical (FEA), garantissant une transition fluide entre la modélisation et la simulation.

ANSYS Meshing est un outil de prétraitement repose sur la subdivision du volume de simulation en une multitude de petits éléments (ou cellules), dans lesquels les équations de la dynamique des fluides seront résolues. Cette approche permet une modélisation précise de l'écoulement autour ou à travers l'objet étudié.

La qualité du maillage est cruciale : elle influence directement la précision des résultats et la capacité à capturer correctement des phénomènes physiques complexes, tels que les couches limites, les tourbillons ou les séparations de flux. Une attention particulière doit donc être accordée à la finesse du maillage, à son raffinement local et à sa conformité avec la géométrie initiale.

La génération de maillage dans l'application *ANSYS Meshing* s'effectue de manière automatique, tout en offrant un contrôle avancé sur la distribution des éléments. Pour optimiser la précision des résultats en fonction des ressources de calcul disponibles, il est possible de paramétrer la taille globale des éléments, le type de maillage (structuré, non structuré, etc.), ainsi que les zones et méthodes de raffinement local. Cette flexibilité permet d'adapter finement le maillage aux spécificités du problème étudié.

ANSYS Fluent est un logiciel de référence en dynamique des fluides computationnelle (CFD), offrant des capacités de simulation avancées pour modéliser des phénomènes physiques complexes. Ce puissant outil permet d'analyser avec précision les écoulements de fluides, les transferts de chaleur, les réactions chimiques et les systèmes multiphasiques, couvrant ainsi un large spectre d'applications industrielles.

Particulièrement prisé par les ingénieurs, *ANSYS Fluent* se révèle indispensable pour optimiser des systèmes impliquant des écoulements, depuis la conception aérodynamique de véhicules jusqu'à l'analyse de performance d'échangeurs thermiques. Son approche numérique sophistiquée permet de reproduire fidèlement le comportement des fluides dans des conditions réelles, réduisant ainsi considérablement le recours aux prototypes physiques tout en accélérant les cycles de développement.

Que ce soit pour étudier des phénomènes de combustion, des écoulements turbulents ou des interactions fluide-structure, *ANSYS Fluent* fournit des solutions robustes et précises, faisant de lui un allié stratégique pour l'innovation technique dans de nombreux secteurs d'activité.

ANSYS CFD-Post est un logiciel de post-traitement dédié à l'analyse et à la visualisation des résultats issus des simulations CFD réalisées avec ANSYS Fluent. Pour les systèmes configurés sous Fluent, la cellule Résultats permet d'accéder directement à CFD-Post. Par ailleurs, la boîte à outils propose un module Résultats spécifique (ANSYS CFD-Post) qui peut être intégré au schéma du projet et connecté aux systèmes Fluent, permettant ainsi un chargement automatique des données de simulation dans l'interface de post-traitement. Dans ANSYS CFD-Post, l'interface utilisateur propose un panneau de visualisation central où tous les résultats graphiques sont générés et affichés.

III.5. Conclusion :

Les étapes clés de la simulation numérique ont été présentées, incluant les méthodologies retenues pour le choix des paramètres. Nous avons explicité la stratégie de résolution numérique ainsi que la formulation mathématique associée. De plus, un

aperçu des méthodes de discrétisation et des démarches à suivre dans le cadre de la modélisation numérique avec la méthode des volumes finis.

Chapitre IV : Partie Expérimentale

IV.1. Introduction

Les échangeurs de chaleur à faisceau et calandre occupent une place centrale dans de nombreux procédés industriels, notamment dans les secteurs de la production d'énergie, de la pétrochimie et du traitement des fluides. Leur efficacité thermique repose principalement sur l'optimisation des paramètres opératoires, tels que les débits des fluides et leurs températures d'entrée et de sortie.

Dans ce contexte, ce chapitre présente une étude expérimentale approfondie visant à caractériser les performances d'un échangeur à faisceau et calandre utilisant l'eau comme fluide caloporteur. Il est installé au laboratoire d'énergétique du département de génie mécanique de l'université Ain Témouchent. La recherche s'articule autour de deux axes principaux : l'analyse approfondie du fonctionnement de l'appareil et la réalisation de tests expérimentaux systématiques.

L'étude comprend notamment une description complète du banc d'essai, incluant ses caractéristiques dimensionnelles et ses conditions d'installation, dans le but d'évaluer avec précision l'efficacité thermique de l'échangeur sous différentes conditions opératoires.

L'échangeur étudié est piloté par ordinateur et interfacé avec le système d'acquisition de données VDAS (Versatile Data Acquisition System) de TecQuipment. Ce dispositif permet un enregistrement automatique et en temps réel des résultats expérimentaux, optimisant ainsi le temps et les efforts nécessaires aux mesures.

IV.2. Dispositif expérimental

Dans cette étude, le laboratoire de l'énergétique, département de génie mécanique faculté de science et de la technologie de l'université d'Ain Témouchent a été équipé d'un échangeur de chaleur à faisceaux et calandre (STHE) TD360c qui est l'un des échangeurs de chaleur produits par la société TecQuipment.

Cet échangeur doit être installé dans une unité de service pour les échangeurs de chaleur TD360 qui fournit les flux d'eau chaude et froide pour l'échangeur de chaleur en plus de la mesure et du contrôle du débit et de la température. La **Figure IV.1**

montre l'installation expérimentale de l'échangeur thermique TD360c (TecQuipment) utilisée dans la manipulation.

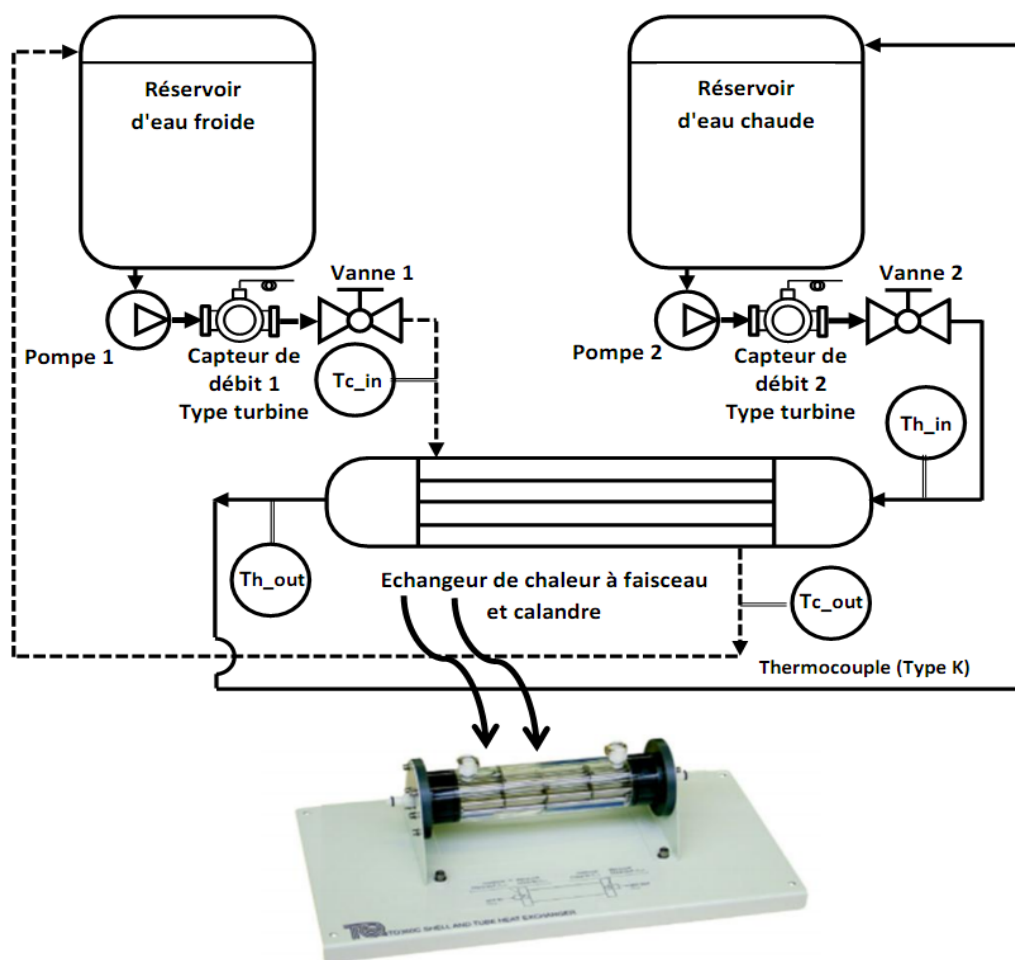


Figure IV.1 : Schéma du dispositif expérimental.

Une pompe permet la circulation de fluide dans chaque boucle afin d'assurer un écoulement permanent dans l'échangeur. Le fluide issu du réservoir d'eau froide est véhiculé par la pompe 1 à travers le côté calandre et le fluide issu du réservoir d'eau chaude est véhiculé par la pompe 2 à travers le côté tube. Quatre thermocouples (Type K) sont installés à chaque entrée et sortie de fluide chaud et froid de l'échangeur. Un débitmètre et une vanne pour le contrôle de débit sont installés à l'entrée de fluide chaud et froid dans l'échangeur.

Seul le montage à contre-courant avec un écoulement de fluide chaud dans les tubes et le fluide froid dans la calandre a été étudié.

IV.3. Description générale de la procédure expérimentale

Pendant la période février 2025, une série des expérimentations est réalisée à l'université d'Ain Témouchent et a commencé 09:00 h et terminé à 13:00h. Nous avons placé et fixé soigneusement l'échangeur de chaleur à faisceau et calandre sur l'avant de l'unité de service. Puis, On raccorde les circuits chaud et froid à l'échangeur de chaleur pour un montage à contre-courant, comme indiqué sur la **Figure IV.1**. Les thermocouples doit être connecter à leurs prises dans l'unité de service selon leur emplacement sur l'échangeur (à droit le fluide froid et à gauche le fluide chaud). Ensuite, On mettre l'alimentation électrique sous tension et l'alimentation en eau froide du module de service. Puis on ouvre complètement les vannes de régulation de débit du circuit d'eau chaude et froide à commande manuelle. On réglé le point de consigne du réchauffeur (SP) sur la température indiquée dans la procédure expérimentale. Avant de commencer les tests, il fait assurer les deux conditions suivant :

- ✓ que le réservoir du réchauffeur est plein avant d'allumer la pompe et le réchauffeur.
- ✓ que toutes les grosses bulles d'air ont été évacuées de l'échangeur de chaleur.

Nous attendons jusqu'à la température dans le réservoir du réchauffeur attend le point de consigne. Les manipulations se fait selon le protocole suivant :

- ✓ On prend les deux températures d'entrée et le débit volumique de fluide chaud comme des valeurs constante et on varie la valeur de débit volumique de fluides froid à l'aide de la vanne de régulation (valve 1).

Nous laissons au moins cinq minutes avant de prendre les mesures pour que les températures de l'échangeur de chaleur se stabilisent.

IV.4. Méthode et instrumentations de mesure

Les paramètres importants qui ont été mesurés dans les expériences sont les températures d'entrée et de sortie de l'eau dans les coté d'échangeur, ainsi que les débits volumétriques des deux flux. Afin de mener les essais expérimentaux ;

- ✓ Quatre thermocouples ont été placés aux entrées et sorties de l'échangeur à faisceau et calandre (coté tube et coté coque).

- ✓ Deux débitmètre à chaque entrés d'échangeur.

Les capteurs utilisés sont connectés avec précision à l'unité de service des échangeurs thermiques, conçue par TecQuipment, qui assure à la fois le contrôle des paramètres et l'acquisition des données.

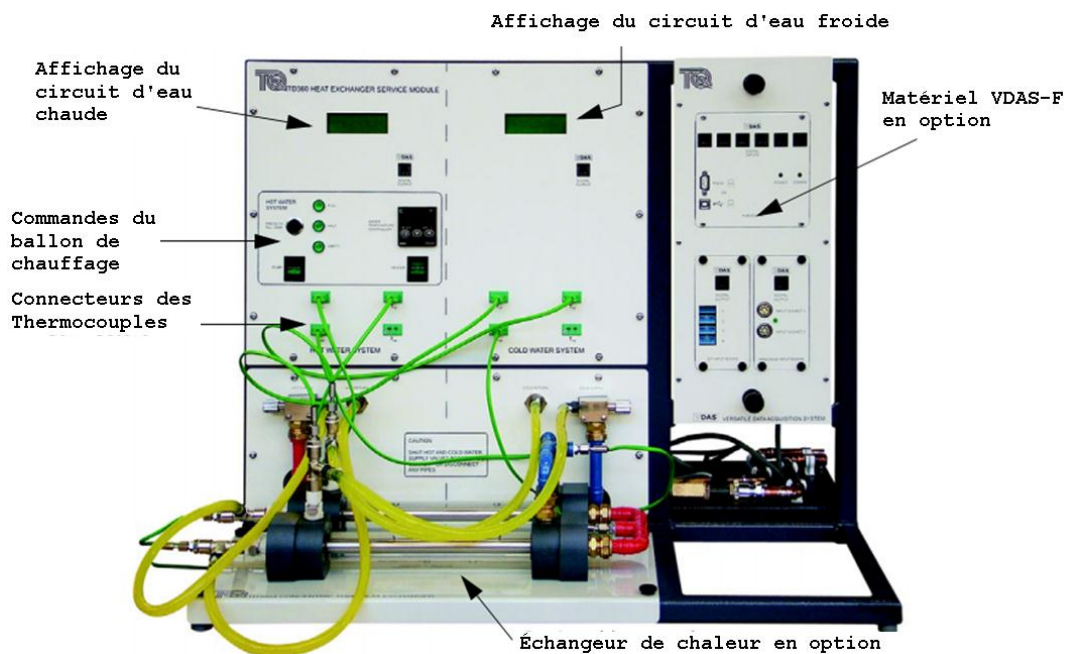


Figure IV.2 : L'unité de service de l'échangeur.

La **Figure IV.2** illustre l'unité de service TD 360, équipée des éléments suivants :

- ✓ Deux afficheurs numériques (un pour l'eau chaude, l'autre pour l'eau froide) mesurant les températures et les débits.
- ✓ Un contrôleur de circuit d'eau chaude, gérant la température, le niveau d'eau et la pompe.
- ✓ L'unité d'acquisition VDAS (Versatile Data Acquisition System) pour l'enregistrement automatisé des données.

IV.4.1. Mesure des températures

Les mesures de températures sont effectuées à l'aide des sondes thermocouples de types K, fixés soigneusement dans les différentes extrémités de l'échangeur thermique. Ils sont constitués de deux types de conducteurs. Le premier conducteur d'une charge positive est construite de Nickel-Chromium et le deuxième qu'il est négatif, est fabriqué par la matière de Nickel-Aluminium (voir **Figure IV.3**).



Figure IV.3 : Thermocouples type K.

L'association de ces deux matériaux génère une tension électrique proportionnelle à la température, suivant l'effet Seebeck, ce qui permet une mesure précise et rapide des températures dans le système.

Les caractéristiques de cette thermocouple est les suivant :

- ✓ Plage : 0 °C à 200°C.
- ✓ Résolution : 0,1 °C.
- ✓ Précision : $\pm 0,5^\circ\text{C}$.

Les thermocouples de mesure sont étalonnés en plaçant dans un récipient en verre contenant de l'eau chauffée avec un sonde de température Testo type K Class 2, puis nous avons les connectés à l'appareil. En quelques minutes, l'affichage atteint des valeurs stabilise qui donne notablement des valeurs de température très approche, cela indique la marge de précisent des étalonnages.

IV.4.2. Mesures du débit

Un capteur de débit à turbine à effet Hall (Gems Sensors série FT-110) a utilisé afin de détecter tous débit de liquide compris entre 0,5 et 5 L/min (**Figure IV.4**). Il est idéal pour les applications qui nécessitant une surveillance de faibles débits.



Figure IV.4 : Un capteur de débit à turbine à effet Hall (Gems Sensors FT-110)

Contrairement au système traditionnel, la technologie à turbine n'est pas influencée par les variations de pression du système causées par le filtre à particules. Les spécifications de puissance et de sortie standard du capteur facilitent son adaptation aux contrôleurs existants. Ces caractéristiques sont :

- ✓ Plage : 0.5 à 5 litre/min.
- ✓ Résolution : 0.01 litre/min
- ✓ Viscosité : 0.8 à 16 Centistokes
- ✓ Pression de service: 13.7 bar
- ✓ Température de fonctionnement: -20°C to 100°C
- ✓ Précision : $\pm 3\%$.

Les débitmètres de fluide chaud et froid ont été étalonnés en pondérant une certaine quantité de fluide collectés sur sa période de temps nécessaire.

IV.4.3. Acquisition des résultats

À l'aide d'un système d'acquisition VDAS, nous avons pu enregistrer les résultats de l'expérience en permanent. Il permet d'avoir à l'œil en continu sur l'évolution de la température et de débit du fluide caloporteur, froid et chaud, depuis son entrée jusqu'à sa sortie de l'échangeur à faisceau et calandre. La **Figure IV.5** illustre le branchement de l'unité de service TD360 avec un PC à l'aide de module d'interface informatique VDAS-F.

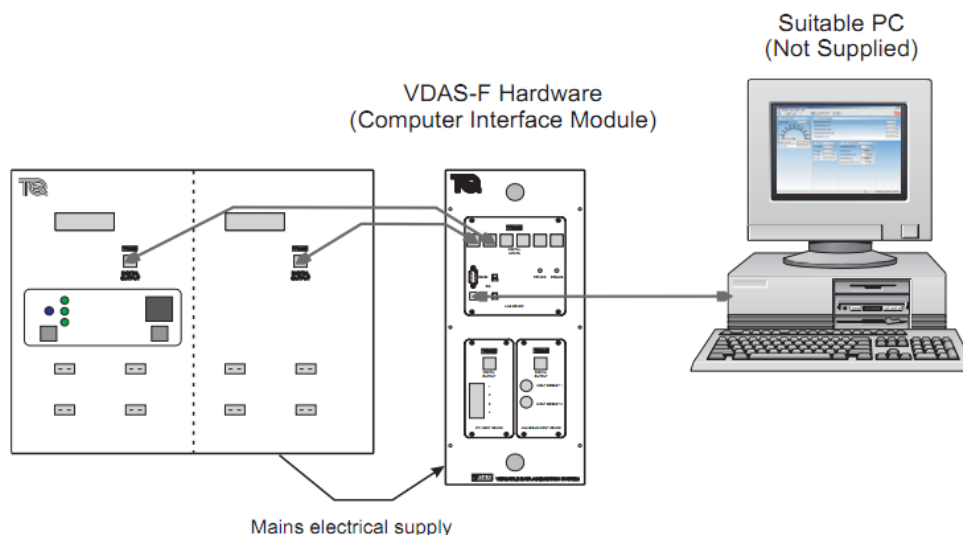


Figure IV.5 : Le branchement de l'unité de service TD360.

L'enregistrement et l'acquisition des températures mesurées peuvent se faire également durant des périodes bien définies et avec un pas du temps choisis. La **Figure IV.6** représente l'interface typique du logiciel VDAS qui permet l'acquisition instantanée de résultats des expériences.

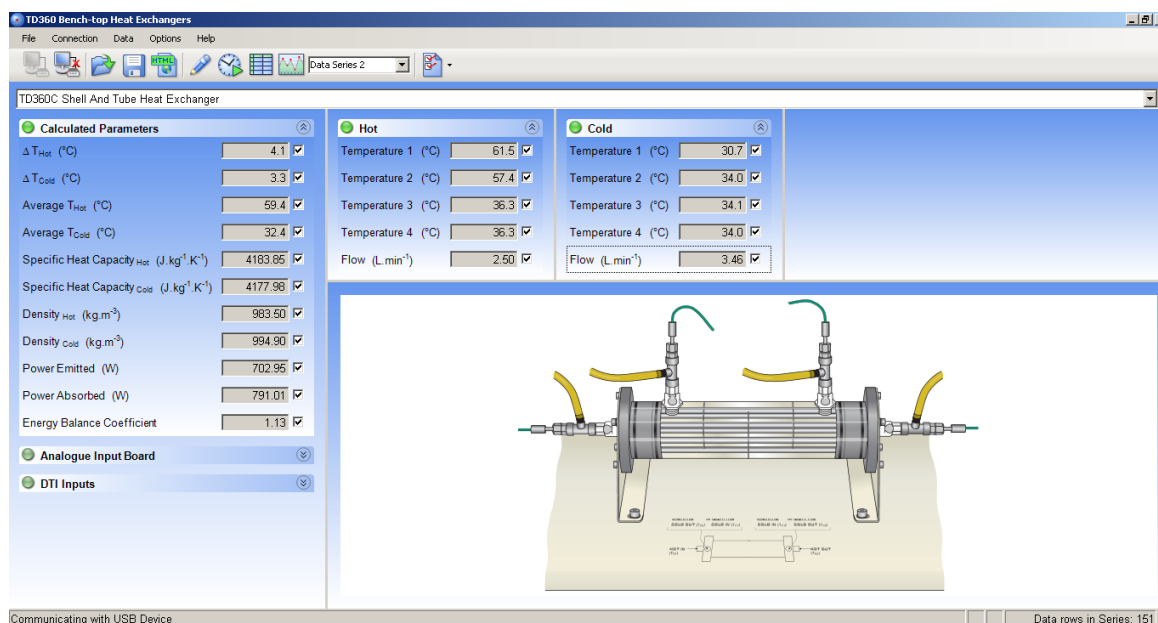


Figure IV.6 : Ecran typique du logiciel VDAS.

IV.4.4. Caméra thermique

Pour compléter l'analyse thermique, une caméra infrarouge Testo 875-1i (représenté dans la **Figure IV.7**) a été employée afin de cartographier les distributions

de température. Les champs thermiques ont ensuite été traités et analysés grâce au logiciel dédié IRsoft, fourni par le constructeur de la caméra.



Figure IV.7 : Caméra thermique infrarouge Testo 875-1i.

Les principales caractéristiques de cet appareil sont:

- ✓ Taille de l'image : 640 x 480 pixels.
- ✓ Distance minimale de mise au point : 0,4 m.
- ✓ Type d'affichage : LCD 3,5" avec 320 x 240 pixels.
- ✓ Option d'affichage : Image IR uniquement ; image réelle uniquement ; Image IR/image réelle
- ✓ Nombre de couleurs : 10
- ✓ Sortie vidéo : USB 2.0
- ✓ Image de format de fichier : .bmt ; option d'exportation en .bmp ; .jpg ; .png ; .csv ; .xls.
- ✓ Périphérique de stockage : carte SD 2 Go (environ 2 000 images).
- ✓ Résolution infrarouge : 160 x 120 pixels.
- ✓ Sensibilité thermique : < 50 mK à +30 °C.
- ✓ Champ de vision : 32° x 23°.
- ✓ Distance minimale de mise au point : 0,1 m (objectif standard).

- ✓ Résolution géométrique (IFOV) : 3,3 mrad (objectif standard).
- ✓ Super résolution (pixel) : 320 x 240 pixels.
- ✓ Super résolution (IFOV) : 2,1 mrad (objectif standard).
- ✓ Taux de rafraîchissement des images : 33 Hz .
- ✓ Mise au point : manuelle.
- ✓ Plage de mesure : -30 à +100°C ; 0 à +350 °C (commutable).
- ✓ Précision : ±2 °C, ±2 % v.m. (±3 °C de v.m. à -30 à -22 °C)

IV.5. Paramètres caractéristiques

Dans le cas d'un STHE, En supposant que la surface externe de la calandre est parfaitement calorifuge. Ce signifie que la chaleur perdue par le fluide chaud est totalement absorbée par le fluide froid. Cette quantité de chaleur peut être exprimée par la relation suivante :

$$Q = Q_C = Q_H = \dot{m}_C \cdot C_{pC} \cdot (T_{C-out} - T_{C-in}) = \dot{m}_H \cdot C_{pH} \cdot (T_{H-in} - T_{H-out}) \quad (\text{IV-1})$$

Avec : \dot{m}_C , \dot{m}_H , T_{C-in} , T_{H-in} , T_{C-out} et T_{H-out} sont respectivement le débit massique de fluide froid, le débit massique de fluide chaud, les températures à l'entrée de l'échangeur de fluide froid et chaud et les températures à la sortie de l'échangeur de fluide froid et chaud.

Le coefficient de transfert de chaleur global U est calculé à l'aide de la relation suivante :

$$U = \frac{Q}{A \cdot DTLM} \quad (\text{IV-2})$$

Avec : A est la surface de transfert entre les deux fluides qui est la somme de la surface externe de tous les tubes. Et $DTLM$ est la différence de la température logarithmique moyenne. Pour une configuration de contre-courant, on peut calculer par la formule suivante :

$$DTLM = \frac{(T_{H-in} - T_{C-out}) - (T_{H-out} - T_{C-in})}{\ln\left(\frac{T_{H-in} - T_{C-out}}{T_{H-out} - T_{C-in}}\right)} \quad (\text{IV-3})$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur E a été déterminée en utilisant l'équation suivant :

$$E = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (\text{IV-4})$$

La quantité de chaleur maximal est défini par :

$$Q_{max} = (\dot{m} \cdot C_p)_{min} \cdot \Delta T_{max} = (\dot{m} \cdot C_p)_{min} \cdot (T_{H-in} - T_{C-in}) \quad (\text{IV-5})$$

IV.6. Paramètre statistique

Lors de la répétition d'un mesurage dans des conditions identiques, un même opérateur ou différents opérateurs utilisant le même matériel peuvent obtenir des résultats légèrement différents. Pour analyser ces variations, on recourt à des outils statistiques.

La meilleure estimation de la grandeur mesurée correspond à la moyenne \bar{x} des valeurs obtenues, généralement calculé comme suit :

$$\bar{x} = \frac{\sum_1^n x_i}{n} \quad (\text{IV-6})$$

Où x_i et n sont respectivement la valeur de mesure i indépendante et le nombre de mesure. Tandis que l'incertitude de répétabilité $U(x)$, quantifiant la dispersion des mesures, se calcule à partir l'équation suivant :

$$U(x) = kk \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (\text{IV-7})$$

Avec : σ l'écart-type caractérise l'étalement statistique des données autour de leur moyenne. Son expression est donnée par :

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_1^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} \quad (\text{IV-8})$$

Et le facteur d'élargissement kk dépendant du niveau de confiance souhaité. Il prendre des valeurs de 1,2 ou 3 correspondant à un intervalle de confiance de 68%, 95% et 99,7%.

Plus précisément, l'incertitude démontrant que la répétition des mesurages améliore la précision en réduisant l'incertitude proportionnellement à l'inverse de la racine carrée du nombre de mesures.

Le coefficient de variation (ou écart type relatif) C_V est une mesure statistique relative de la dispersion des données, exprimée en pourcentage (%). Il représente le rapport entre l'écart-type σ et la moyenne \bar{x} d'un ensemble de mesures :

$$C_V = \frac{\sigma}{\bar{x}} \quad (\text{IV-9})$$

Un C_V faible (inférieur à 10 %) indique une faible dispersion autour de la moyenne, caractéristique de données homogènes et reproductibles, tandis qu'un C_V élevé (supérieur à 30%) révèle une forte variabilité, signe de données hétérogènes avec une dispersion importante par rapport à la valeur moyenne.

Pour présenter correctement le résultat d'une mesure expérimentale, on utilise la notation standard suivante :

$$x = \bar{x} \pm U(x) \quad (\text{IV-10})$$

Intervalle de confiance : c'est l'intervalle dans laquelle la « vraie valeur » à 95% de chance de se trouver.

$$\bar{x} - U(x) < x < \bar{x} + U(x) \quad (\text{IV-11})$$

Les éventuels écarts δ en métrologie désignent les différences observées entre une valeur moyenne mesurée et sa valeur vraie (ou valeur de référence) :

$$\delta = \bar{x} - x_r \quad (\text{IV-12})$$

IV.7. Etalonnages des capteurs

Après une période prolongée d'utilisation, tout instrument de mesure subit une dégradation progressive de ses performances, pouvant entraîner des dérives métrologiques. Ces écarts affectent la fiabilité des données fournies, ce qui rend nécessaire un étalonnage régulier conforme aux procédures en vigueur. Cette opération

permet de maintenir l'exactitude des mesures et de garantir leur conformité aux spécifications techniques et aux normes applicables.

L'étalonnage représente une opération métrologique essentielle permettant de vérifier et, le cas échéant, d'ajuster un instrument de mesure en le comparant à un étalon de référence de plus haute précision. Ce processus standardisé comprend trois phases principales :

- 1) Mesurer une grandeur avec l'appareil à étalonner.
- 2) Mesurer la même grandeur avec l'appareil étalon.
- 3) Comparer les indicateurs des deux instruments, puis exploiter les résultats de cette comparaison pour ajuster l'appareil à étalonner.

IV.7.1. Etalonnage des débitmètres

La procédure appliquée dans cette phase est de comparer le débit volumique de l'eau mesuré par les débitmètres 1 et 2 (1 : utilisé dans le circuit chaud, 2 : utilisé dans le circuit froid) avec le débit mesuré par la méthode classique (mesure de débit par empotement), selon les étapes suivantes :

- 1) On installe les deux débitmètres en série dans l'unité de service. C'est-à-dire, la sortie de débitmètre 1 (celle qui est installée dans le circuit d'eau chaude) dans l'entrée du débitmètre 2 (celle qui est installée dans le circuit d'eau froide).
- 2) À la sortie du débitmètre 2, un récipient gradué (pour faciliter la mesure du volume) de 5 litres est utilisé pour recueillir un volume d'eau ΔV écoulé pendant un intervalle de temps Δt mesuré avec un chronomètre certifié d'une résolution de 0,1 s.
- 3) Le débit volumique de référence q_{v-r} est calculé par la relation suivante :

$$q_{v-r} = \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (\text{IV-13})$$

- 4) Conformément au protocole de mesure, l'acquisition des données de débit volumique est effectuée via l'interface VDAS avec les paramètres suivants : durée totale de 300 s, intervalle d'échantillonnage temporel fixe de 2 s, générant ainsi $n = 151$ valeurs mesurées pour chaque débitmètre. Ces mesures sont effectuées à une température moyenne maintenue à 50°C.

Le **Tableau IV-1** représenté les paramètres statistiques des débits mesuré par les deux débitmètres 1 et 2 en fonction de débit de référence.

On observe que le Débitmètre 2 fournit des mesures plus proches des valeurs de référence pour tous les débits testés, contrairement au Débitmètre 1, qui sous-estime systématiquement le débit, avec un écart qui s'accroît à mesure que le débit augmente. Le Débitmètre 2 présente également un écart-type (σ) nettement plus faible, ce qui indique une dispersion des données plus réduite autour de sa moyenne par rapport au Débitmètre 1. Ce dernier montre en revanche une variabilité accrue, particulièrement à haut débit. De plus, l'incertitude de mesure du Débitmètre 2 reste constamment plus faible, tandis que celle du Débitmètre 1 augmente significativement avec le débit.

Débit de Référence	Paramètre Statistique	Débitmètre	
		1	2
1	Moyenne [L/min]	0,9497	1,0003
	σ [L/min]	0,0058	0,0018
	U(x) [L/min]	0,0009	0,0003
	Cv [%]	0,6130	0,1795
1,5	Moyenne [L/min]	1,3999	1,4997
	σ [L/min]	0,0086	0,0026
	U(x) [L/min]	0,0014	0,0004
	Cv [%]	0,7856	0,1712
2	Moyenne [L/min]	1,8750	2,0002
	σ [L/min]	0,0108	0,0080
	U(x) [L/min]	0,0018	0,0013
	Cv [%]	0,5740	0,4019
2,5	Moyenne [L/min]	2,3456	2,5035

	σ [L/min]	0,0333	0,0075
	$U(x)$ [L/min]	0,0054	0,0012
	Cv [%]	1,4180	0,2996

Tableau IV-1 : Paramètre statistique des débits mesurés.

Le coefficient de variation (Cv) confirme que le Débitmètre 2 est plus précis, alors que le Débitmètre 1 affiche un Cv plus élevé, notamment à 2,5 L/min (1,418 %), révélant une moins bonne reproductibilité. En résumé, le Débitmètre 2 se distingue par une meilleure exactitude (moyennes proches des valeurs attendues) et une plus grande précision (faible σ , incertitude et Cv), tandis que le Débitmètre 1 présente un biais systématique et une dégradation de la précision à haut débit. Ces résultats montrent clairement la supériorité du Débitmètre 2 sur l'ensemble de la plage testée, tandis que le Débitmètre 1 pourrait nécessiter un ajustement ou souffrir de limitations dans les gammes de débit élevées.

Avec des incertitudes absolues maximales aussi réduites (0,0054 et 0,0013), les débitmètres présentent une fidélité métrologique élevée.

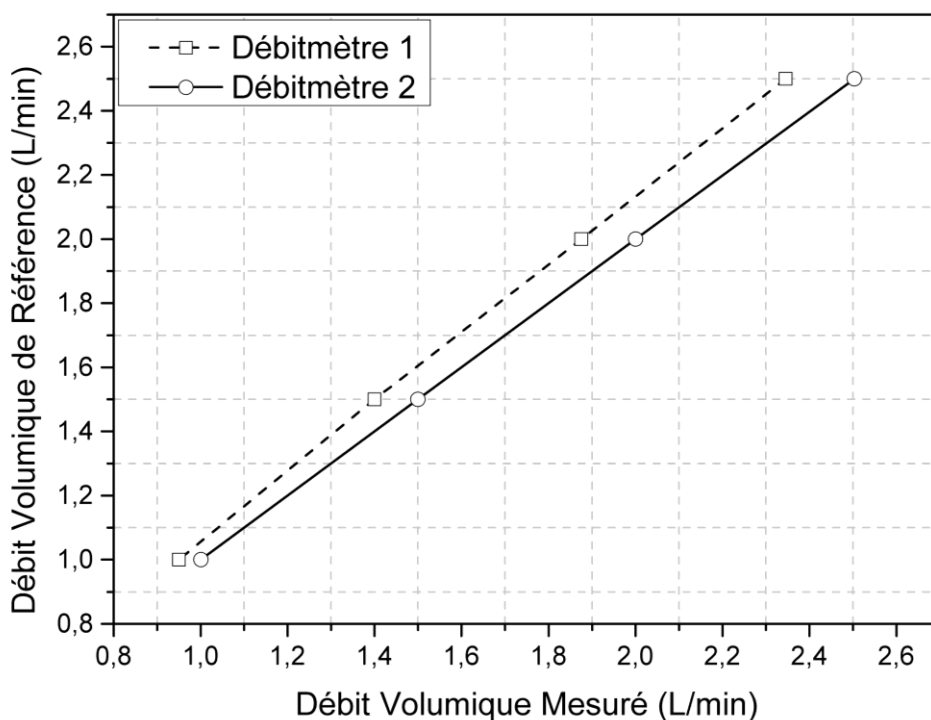


Figure IV.8 : Le débit de référence par rapport au débit mesuré.

L'ajustement désigne l'opération permettant de corriger les erreurs systématiques d'un instrument de mesure pour le ramener dans ses spécifications métrologiques. Afin de corriger l'erreur systématique du Débitmètre 1 et 2, la **Figure IV.8** présente la corrélation entre le débit de référence et les débits moyens mesurés. Une modélisation par régression (par Excel) a permis d'établir une loi de correction, transformant la valeur mesurée en une valeur compensée, optimisant ainsi l'exactitude de l'appareil :

Le débitmètre 1 avec $R^2 = 0,9999$

$$q_{v-h-corrigé} = 1,0722 \times q_{v-h-mesuré} - 0,0111 \quad (\text{IV-14})$$

Le débitmètre 2 avec $R^2 = 1$

$$q_{v-c-corrigé} = 0,9980 \times q_{v-c-mesuré} - 0,0026 \quad (\text{IV-15})$$

IV.7.2. Etalonnage des Thermocouples

La procédure consiste à comparer les températures des quatre thermocouples avec le thermocouple de référence, en suivant ces étapes :

- Premièrement, on constate que les thermocouples 1, 2, 3 et 4 sont ceux qui ont été installés respectivement à l'entrée côté calandre (entrée froide), à la sortie côté calandre (sortie froide), à l'entrée côté tube (entrée chaude), à la sortie côté tube (sortie chaude) de l'échangeur à faisceau et calandre étudié.
- Les quatre thermocouples, ainsi que le thermocouple de référence, sont soigneusement installés dans le réservoir d'eau chaude de l'unité de service de l'échangeur thermique.
- La température de l'eau est maintenue à la valeur souhaitée grâce à une résistance et un système de régulation intégrés dans le réservoir.
- Conformément au protocole de mesure, l'acquisition des données de la température est effectuée via l'interface VDAS avec les paramètres suivants : durée totale de 300 s, intervalle d'échantillonnage temporel fixe de 2 s, générant ainsi $n = 151$ valeurs mesurées pour chaque thermocouple.

Le **Tableau IV-2** représenté les paramètres statistiques des températures mesurées par les cinq thermocouples (de 1 à 4 plus le thermocouple de référence) en fonction de la température moyenne de référence.

Température moyen	Paramètre Statistique	Thermocouple				
		1	2	3	4	Référence
35,11	Moyenne [°C]	35,1331	35,6570	35,4252	35,0742	35,1139
	σ [°C]	0,0472	0,0497	0,0435	0,0658	0,0833
	U(x) [°C]	0,0077	0,0081	0,0071	0,0107	0,0136
	Cv [%]	0,1344	0,1393	0,1229	0,1876	0,2372
42,10	Moyenne [°C]	41,9934	42,2801	42,2808	42,0338	42,0967
	σ [°C]	0,0250	0,0417	0,0395	0,0475	0,0373
	U(x) [°C]	0,0041	0,0068	0,0064	0,0077	0,0061
	Cv [%]	0,0594	0,0985	0,0935	0,1129	0,0885
47,34	Moyenne [°C]	47,0583	47,5258	47,4417	46,9530	47,3404
	σ [°C]	0,1842	0,1140	0,1208	0,1518	0,1144
	U(x) [°C]	0,0300	0,0186	0,0197	0,0247	0,0186
	Cv [%]	0,3913	0,2399	0,2545	0,3233	0,2417
51,76	Moyenne [°C]	51,2934	51,8490	51,8675	51,2318	51,7649
	σ [°C]	0,2349	0,1441	0,1538	0,2572	0,1420
	U(x) [°C]	0,0384	0,0235	0,0251	0,0420	0,0232
	Cv [%]	0,4580	0,2780	0,2965	0,5020	0,2743
57,05	Moyenne [°C]	55,9788	56,6755	56,8325	55,9947	57,0517
	σ [°C]	0,3838	0,1796	0,2159	0,3871	0,1019
	U(x) [°C]	0,0625	0,0292	0,0351	0,0630	0,0166

	Cv [%]	0,6856	0,3169	0,3799	0,6913	0,1786
62,19	Moyenne [°C]	60,8927	61,6828	61,9371	60,9497	62,1894
	σ [°C]	0,3011	0,8051	0,1463	0,3046	0,1866
	U(x) [°C]	0,0490	0,1310	0,0238	0,0496	0,0304
	Cv [%]	0,4945	1,3052	0,2363	0,4998	0,3001

Tableau IV-2 : Paramètre statistique des températures mesurées.

A partir des données du **Tableau IV-2** on peut observer que :

- Le thermocouple 1 présente une tendance systématique à sous-estimer la température par rapport à la référence, particulièrement visible à 57,05 °C (écart de -1,07 °C) et 62,19 °C (écart de -1,30 °C). Sa précision est acceptable à basse température ($\sigma = 0,0472$ °C à 35,11 °C), mais se dégrade significativement avec l'augmentation de la température ($\sigma = 0,3838$ °C à 57,05 °C). Son coefficient de variation (Cv) atteint 0,6856 % à 57,05 °C, indiquant une dispersion accrue des mesures. Les résultats indiquent une incertitude absolue maximale de 0,06. Ce thermocouple nécessiterait un recalibrage, surtout pour les plages de températures élevées.
- Le thermocouple 2 surestime généralement la température, notamment à 35,11 °C (+0,54 °C) et 51,76 °C (+0,08 °C). Il montre une bonne stabilité à moyenne température ($\sigma = 0,0417$ °C à 42,10 °C), mais présente une variabilité anormale à 62,19 °C ($\sigma = 0,8051$ °C, Cv = 1,3052 %), suggérant un possible dysfonctionnement ou une perturbation externe dans cette plage. En dehors de ce point critique, ses performances sont correctes. On observe une incertitude absolue maximale de 0,13.
- Le Thermocouple 3 est le plus fiable de l'ensemble, Il surestime légèrement (écart maximal de +0,43 °C à 47,34 °C), mais reste cohérent sur toute la plage. Il présente la meilleure reproductibilité ($\sigma \leq 0,1463$ °C même à haute température). Son coefficient de variation (Cv) reste bas (0,2363 % à 62,19 °C), confirmant sa stabilité. L'analyse révèle que l'incertitude absolue ne dépasse pas

0,04. Ce thermocouple pourrait servir de référence secondaire en cas de défaillance du thermocouple de référence.

- Le thermocouple 4 sous-estime la température de manière significative, en particulier à 47,34 °C (-0,39 °C) et 57,05 °C (-1,06 °C). Sa précision est médiocre (σ élevé, notamment 0,3871 °C à 57,05 °C), et son Cv dépasse 0,5 % dans plusieurs cas, indiquant une grande variabilité. L'incertitude absolue maximale enregistrée est de 0,06. Ces résultats suggèrent une dérive de calibration.
- Le thermocouple de référence montre une bonne stabilité globale, avec des écarts-types (σ) modérés (max 0,1866 °C à 62,19 °C). Cependant, on note une légère augmentation de l'incertitude ($U(x)$) avec la température, ce qui est normal dans les systèmes de mesure. Une incertitude absolue maximale de 0,03 a été indiquée dans les résultats. Son Cv reste inférieur à 0,3 % dans la plupart des cas, validant sa fiabilité comme étalon.

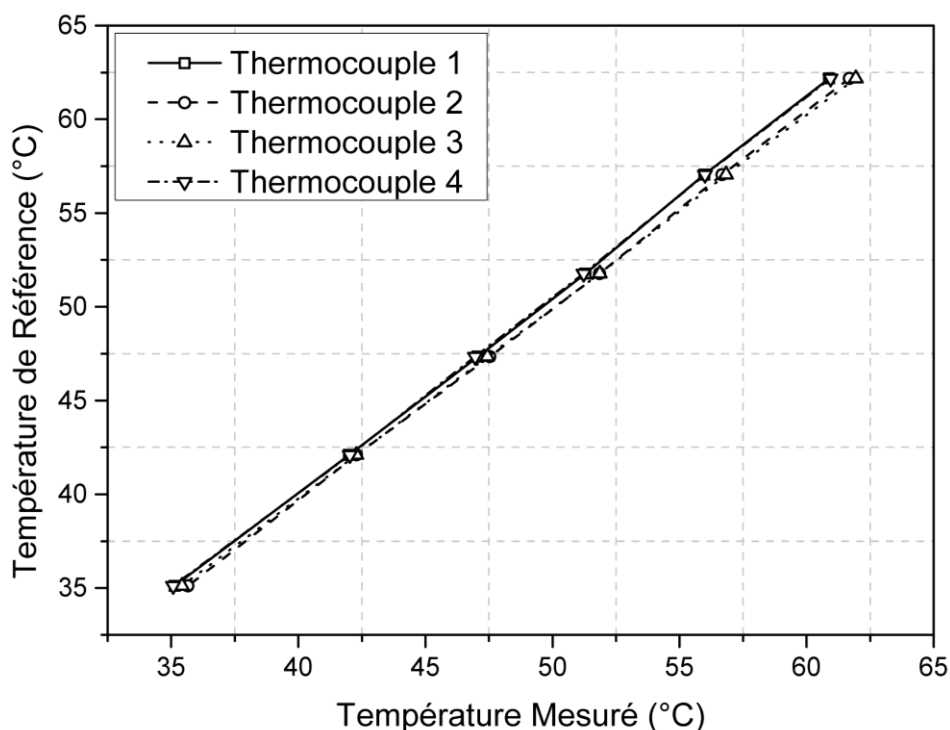


Figure IV.9 : La température de référence par rapport à la température mesurée

La **Figure IV.9** illustre la relation entre la température de référence et les températures moyennes mesurées par les quatre thermocouples. Une modélisation par

régression (par *Excel*) a été utilisée pour établir des lois de correction de température spécifiques à chaque thermocouple, permettant de compenser les mesures et d'accroître la précision de l'appareil. Les équations sont les suivantes :

Thermocouple 1 avec $R^2 = 0,9997$:

$$T_{1\text{-corrigé}} = 1,0542 \times T_{1\text{-mesuré}} - 2,1078 \quad \text{(IV-16)}$$

Thermocouple 2 avec $R^2 = 0,9999$:

$$T_{2\text{-corrigé}} = 1,0394 \times T_{2\text{-mesuré}} - 1,9623 \quad \text{(IV-17)}$$

Thermocouple 3 avec $R^2 = 0,9999$:

$$T_{3\text{-corrigé}} = 1,0222 \times T_{3\text{-mesuré}} - 1,1302 \quad \text{(IV-18)}$$

Thermocouple 4 avec $R^2 = 0,9998$:

$$T_{4\text{-corrigé}} = 1,0510 \times T_{4\text{-mesuré}} - 1,9311 \quad \text{(IV-19)}$$

IV.8. Résultats et discussion

Au cours de cette expérimentation, les températures d'entrée des fluides ont été régulées à 333 K pour le fluide chaud et 300 K pour le fluide froid. Le débit volumique du fluide chaud dans le circuit tubulaire a été maintenu constant à 2,5 L/min, tandis que celui du fluide froid dans l'échangeur à calandre a été varié systématiquement entre 0,5 et 4 L/min.

La **Figure IV.10** illustre les variations des températures de fluides côté tube et côté calandre par rapport au débit volumique de fluides froid (côté calandre). On observe que :

- La température côté tube (fluide chaud) diminue légèrement lorsque le débit côté calandre augmente (de 331,7 K à 0,5 L/min à 328 K à 4 L/min).
- La température côté calandre (fluide froid) diminue de manière plus marquée (de 312,2 K à 0,5 L/min à 298,7 K à 4 L/min).

Cette tendance suggère que l'efficacité du transfert thermique augmente avec le débit du fluide froid, car celui-ci évacue mieux la chaleur du fluide chaud.

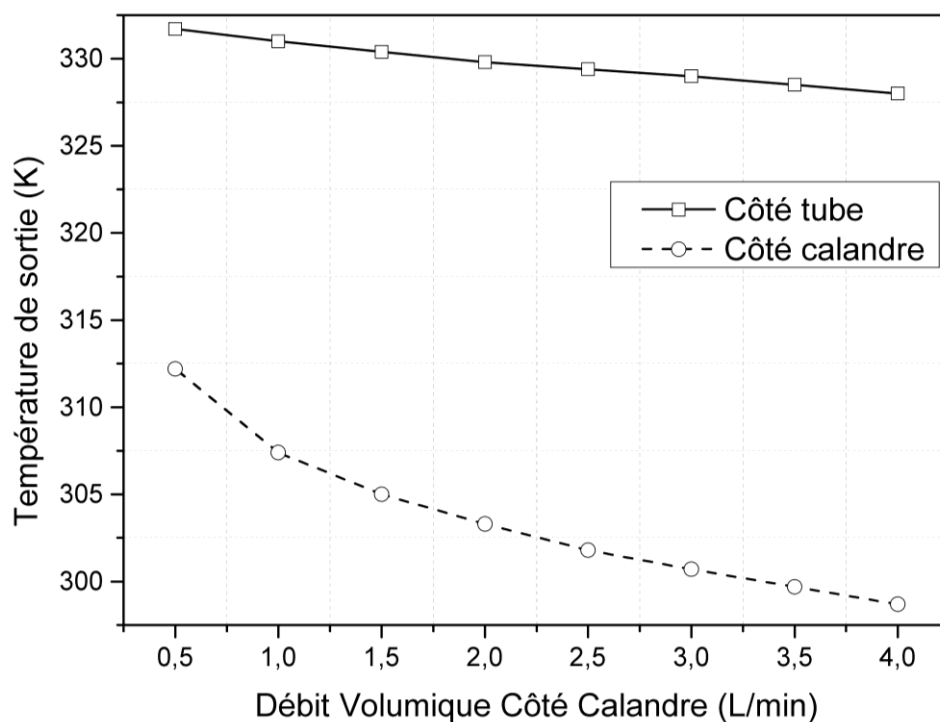


Figure IV.10 : Températures de sortie côté Tube et côté Calandre.

Lorsque le débit du fluide froid augmente, il absorbe davantage d'énergie thermique du fluide chaud, ce qui explique la baisse progressive de la température côté tube (fluide chaud). Cette diminution n'est pas brutale car le fluide chaud est maintenu à un débit constant (2,5 L/min), limitant son refroidissement.

Le fluide froid, en circulant plus vite (0,5 vers 4 L/min), a moins de temps pour se réchauffer, ce qui explique pourquoi sa température de sortie diminue significativement.

La **Figure IV.11** représente la variation de l'efficacité et le coefficient global de transfert thermique de l'échangeur thermique par rapport au débit volumique de fluides froid (côté calandre)

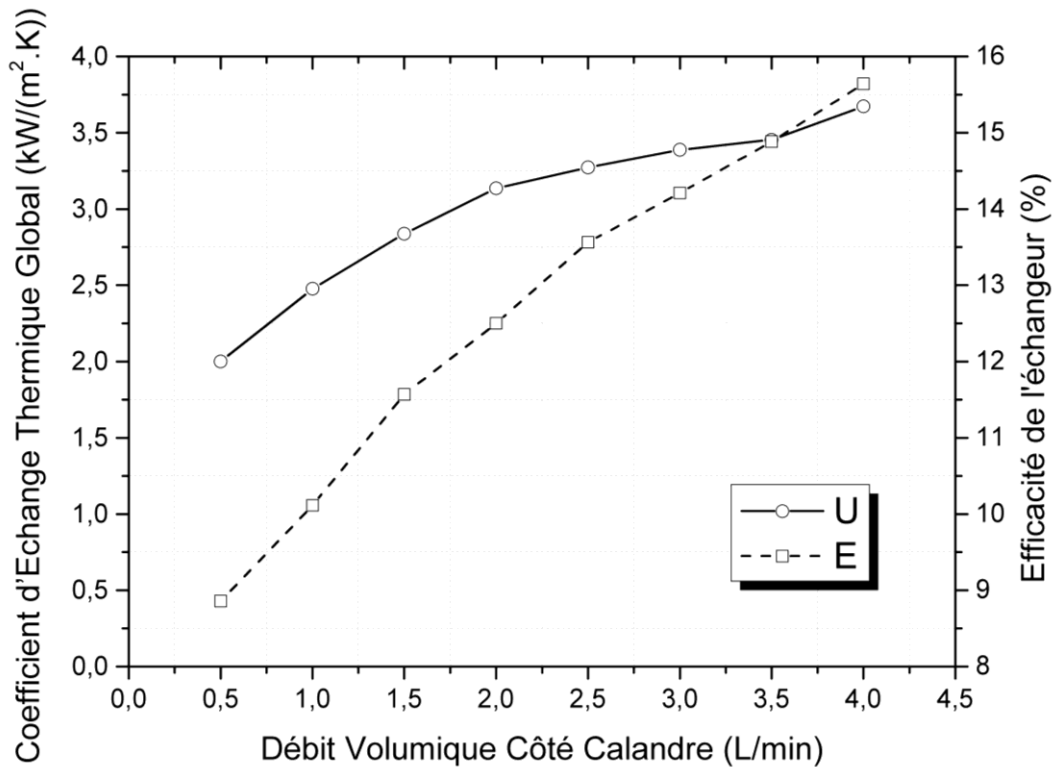


Figure IV.11 : Efficacité et le coefficient global d'échange thermique en fonction de débit.

La **Figure IV.11** révèle une augmentation conjointe de l'efficacité thermique et du coefficient global de transfert thermique (U) avec l'accroissement du débit côté calandre. Lorsque le débit passe de 0,5 à 4 L/min, l'efficacité s'élève progressivement de 8,86% à 15,64%, tandis que le coefficient U connaît une croissance quasi-linéaire de 2000,73 à 3673,32 W/m²·K. Cette amélioration des performances s'explique par l'augmentation de la turbulence et la réduction de la couche limite thermique à plus haut débit, favorisant ainsi les échanges convectifs. Cependant, on observe que le gain d'efficacité devient marginal au-delà de 3,5 L/min (seulement +0,76% pour les derniers 0,5 L/min), alors que le coefficient U continue de croître significativement (+6,4% sur la même plage). Ces résultats suggèrent qu'un débit optimal se situe autour de 3-3,5 L/min, offrant un bon compromis entre performance thermique et coût énergétique associé au pompage. Pour des applications nécessitant un refroidissement intensif, un débit de 4 L/min peut être justifié, tandis que pour des usages plus économes en énergie, un débit de 2,5-3 L/min constitue une alternative intéressante.

Dans les mêmes conditions expérimentales et pour un débit volumique côté calandre de 2,5 L/min, des images thermiques de l'échangeur à faisceau et calandre ont été capturées à l'aide de la caméra infrarouge Testo 875-1i. La **Figure IV.12** présente l'une de ces images thermiques représentatives de l'échangeur étudié.

Par ailleurs, l'analyse des résultats peut être réalisée grâce au logiciel dédié de la caméra thermique, permettant une visualisation précise de la distribution des températures dans l'échangeur. Cette approche a facilité une étude détaillée du profil thermique au sein des différentes sections de l'appareil.

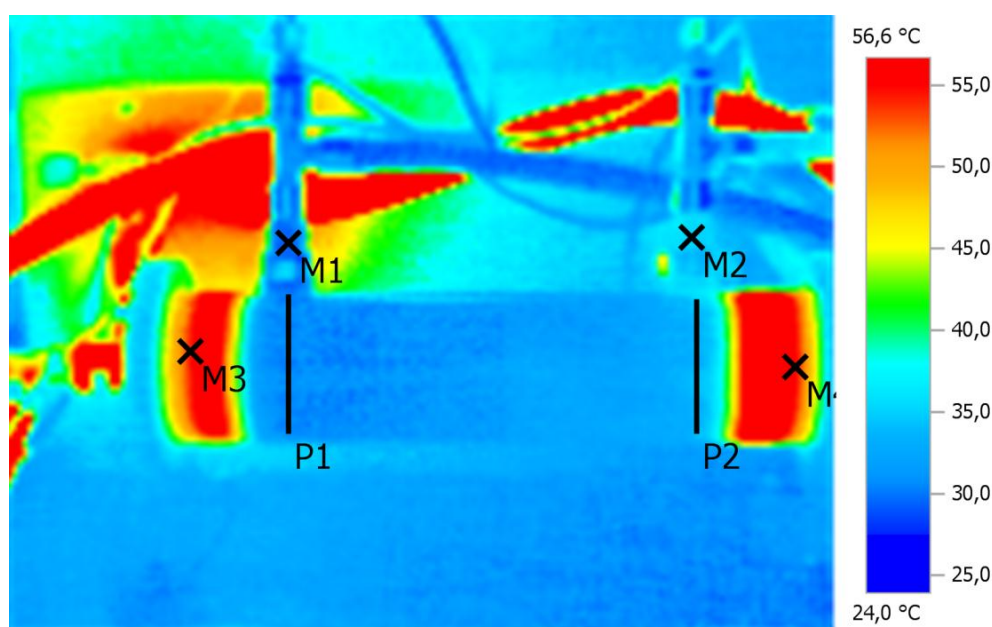


Figure IV.12 : Image thermique de l'échangeur.

L'analyse des profils thermiques met en évidence un transfert de chaleur caractéristique entre les deux fluides. Le fluide chaud, circulant dans les tubes, voit sa température diminuer progressivement de 55,5°C au point d'entrée M4 à 54,2°C au point de sortie M3, soit une perte thermique de 1,3°C. Parallèlement, le fluide froid dans la calandre présente une augmentation significative de température, passant de 29,6°C à l'entrée (M1) à 35,5°C à la sortie (M2), correspondant à un gain de 5,9°C. Cette évolution thermique opposée démontre clairement le transfert d'énergie du fluide chaud vers le fluide froid au sein de l'échangeur, avec un bilan thermique global cohérent. La différence entre les écarts de température (1,3°C vs 5,9°C) s'explique

probablement par les différences de débits et de capacités calorifiques entre les deux fluides, ainsi que par les pertes thermiques vers l'environnement.

Pour analyser le transfert thermique dans l'échangeur, deux lignes de mesure ont été implantées dans la calandre : l'une au niveau de la section d'entrée P1 et l'autre à la section de sortie P2 (voir **Figure IV.12**).

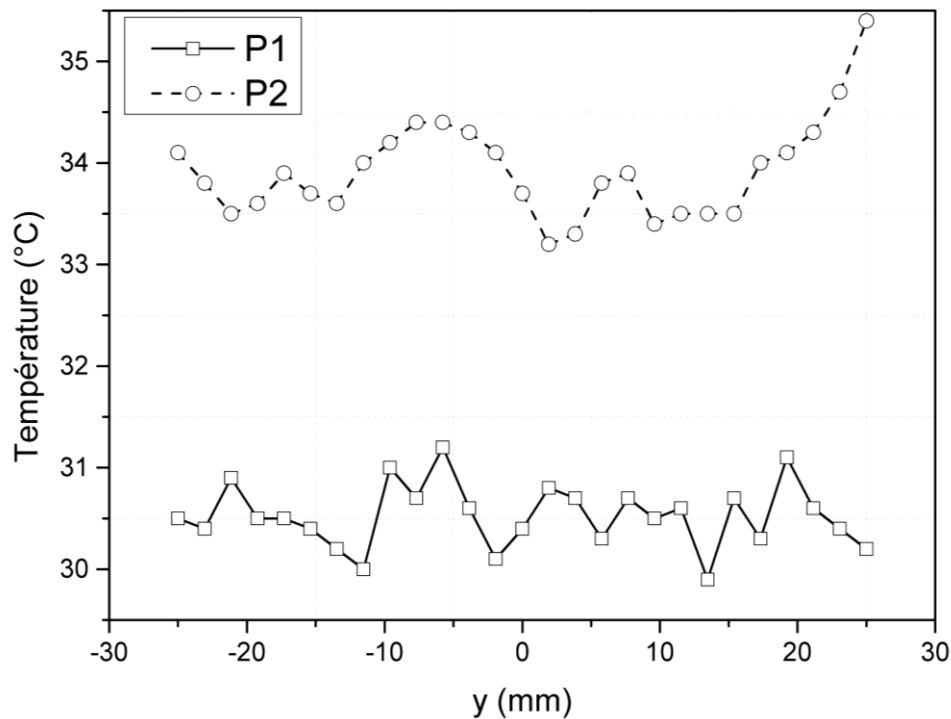


Figure IV.13 : Le profil de température sur les deux lignes P1 et P2

Cette disposition instrumentale permet de suivre précisément l'évolution du profil de température le long de l'appareil. Comme l'illustre la **Figure IV.13**, on observe un écart thermique marqué entre les positions P1 et P2, mettant clairement en évidence le transfert de chaleur entre les fluides. L'analyse comparative révèle une augmentation significative de la température du fluide froid entre l'entrée et la sortie, en parfait accord avec les principes thermodynamiques régissant les échangeurs de chaleur. Ces résultats confirment sans ambiguïté l'efficacité du processus d'échange thermique au sein de l'appareil.

IV.9. Conclusion

Ce chapitre a permis d'évaluer expérimentalement les performances thermiques d'un échangeur à faisceau et calandre utilisant l'eau comme fluide caloporteur. La

méthodologie expérimentale a été systématiquement décrite, couvrant l'ensemble du protocole mis en œuvre sur l'installation. Les analyses ont révélé une relation inverse significative entre le débit volumique du fluide froid et les températures de sortie de l'échangeur. Plus spécifiquement, les résultats démontrent qu'une augmentation du débit du fluide froid entraîne :

- Une amélioration notable du coefficient global de transfert thermique (jusqu'à +83% entre 0,5 et 4 L/min).
- Une augmentation progressive de l'efficacité thermique (de 8,86% à 15,64%)

Ces observations confirment l'importance du contrôle des paramètres opératoires pour optimiser les performances des échangeurs thermiques.

Chapitre V : Partie Numérique

V.1. Introduction

Cette étude examine les performances thermiques de nanofluides cuivre/eau (Cu/W) dans un échangeur de chaleur tubulaire tridimensionnel (STHE) en utilisant la méthode des volumes finis. L'analyse se concentre sur l'évaluation de l'influence de deux paramètres clés : la concentration volumétrique du nanofluide, comprise entre 2 % et 6 %, et le débit volumétrique, compris entre 0,047 et 4 L/min. Leur impact sur les caractéristiques d'écoulement et l'efficacité du transfert thermique est systématiquement examiné.

V.2. Description géométrique de STHE

Les spécifications géométriques de l'échangeur de chaleur étudié dans ce travail sont indiquées dans la représentation graphique de la **Figure V.1**. L'échangeur proposé est un échangeur à faisceau et calandre à simple passe contient sept tubes d'acier inoxydable (stainless steel) dont les diamètres intérieur et extérieur sont respectivement 4 et 6 mm et une conductivité thermique de 14 W/m.K. Les tubes qui ont possédé une longueur de 180 mm, sont arrangés triangulairement selon un pas de 15 mm. Les extrémités des faisceaux sont connectés par une boîte de distribution à l'entrée et une boîte de rassemblement à la sortie.

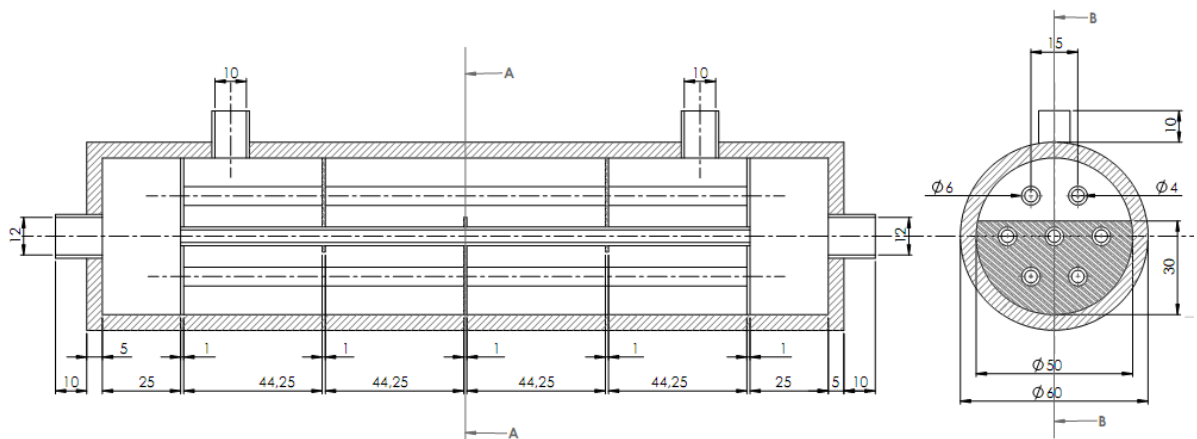


Figure V.1 : Configuration de l'échangeur expérimenté.

La calandre à forme cylindrique transparente de diamètre interne et externe de 50 à 60 mm est équipée par 3 trois chicanes segmentée d'acier inoxydable à une épaisseur de 1 mm répartir selon un espacement de 44,25 mm avec une fenêtre dans chaque

défecteur à une hauteur de 20 mm. L'entrée et la sortie de fluide côté tube de l'échangeur a un diamètre de 12 mm ainsi que le diamètre d'entrée et de sortie côté calandre est de 10 mm.

V.3. Simulation numérique CFD

Dans le même contexte, une simulation numérique a été réalisée à l'aide du logiciel Ansys Fluent afin d'étudier les performances de transfert de chaleur de notre échangeur. Cette fois-ci, un nanofluide a été utilisé comme fluide froid circulant dans la calandre, tandis que l'eau chaude s'écoule dans les tubes, toujours avec une configuration à contre-courant.

V.3.1. Équations gouvernantes

Dans cette étude, les équations de Navier-Stokes moyennées par Reynolds (RANS), employant le modèles k-ε réalisables avec traitement de paroi amélioré sont utilisées. Les équations régissant la continuité, la quantité de mouvement et de l'énergie dans un écoulement permanent et tridimensionnel sont exprimées comme suit :

➤ *Equation de continuité :*

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{V-1})$$

➤ *Equation de quantité de mouvement :*

$$\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_i} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot \left[(v + v_t) \cdot \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] \quad (\text{V-2})$$

➤ *Equation d'énergie :*

$$\frac{\partial u_i \cdot T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot \left[\left(\frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{Pr_t} \right) \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] \quad (\text{V-3})$$

Parmi les avantages immédiats du modèle k-ε réalisable est qu'il prédit avec plus de précision la vitesse de propagation des jets plans et ronds. Il est également susceptible d'offrir des performances supérieures pour les écoulements impliquant une rotation, des couches limites sous de forts gradients de pression défavorables, une séparation et une recirculation. Les formules de transport du modèle k-ε réalisable qui

approxime l'énergie cinétique de turbulence (k) le taux de dissipation (ε) sont donnée par les équations ci-dessous :

➤ Equation de l'énergie cinétique de turbulence k :

$$\frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (\text{V-4})$$

D'où : G_k représente la génération d'énergie cinétique de turbulence due aux gradients de vitesse moyenne, calculée comme :

$$G_k = \mu_t \cdot S^2 \quad (\text{V-5})$$

Avec :

$$S = \sqrt{2 \cdot S_{ij} \cdot S_{ij}} \quad (\text{V-6})$$

Et :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (\text{V-7})$$

De plus, G_b est la génération d'énergie cinétique de turbulence due à la flottabilité, calculée comme :

$$G_b = -\frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p g_i \cdot \frac{\mu_t}{0,85} \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (\text{V-8})$$

Et : Y_M représente la contribution de la dilatation fluctuante dans la turbulence compressible au taux de dissipation global, calculée comme :

$$Y_M = 2 \cdot \rho \cdot \varepsilon \cdot \frac{k}{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (\text{V-9})$$

➤ Equation du taux de dissipation de turbulence ε :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} \cdot G_b + S_\varepsilon \quad (\text{V-10})$$

Avec :

$$C_1 = \max \left[0,43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (\text{V-11})$$

Et :

$$\eta = S \cdot \frac{k}{\varepsilon} \quad (\text{V-12})$$

Les termes sources S_k, S_ε est défini par l'utilisateur (dans notre cas ils sont négligeables), σ_k et σ_ε sont les nombres de Prandtl pour k et ε . Ces valeur sont 1.0 et respectivement [66], et les constants dans ce modèle est les suivants :

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_2 = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.2.$$

La viscosité turbulente est représenté sous la forme suivant :

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{V-13})$$

Dans le cas de modèle k- ε réalisable le coefficient C_μ est donné par :

$$C_\mu = \frac{1}{4,04 + \frac{k}{\varepsilon} \cdot U^* \cdot \sqrt{6} \cos \phi} \quad (\text{V-14})$$

Avec :

$$U^* = \sqrt{S_{ij} \cdot S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \cdot \tilde{\Omega}_{ij}} \quad (\text{V-15})$$

Et :

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2 \cdot \epsilon_{ijk} \cdot \omega_k \quad (\text{V-16})$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \epsilon_{ijk} \cdot \omega_k \quad (\text{V-17})$$

Où $\overline{\Omega_{ij}}$ est le tenseur du taux moyen de rotation observé dans un repère rotatif avec la vitesse angulaire ω_k .

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (\text{V-18})$$

Dont :

$$W = \frac{S_{ij} \cdot S_{jk} \cdot S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (\text{V-19})$$

Et :

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (\text{V-20})$$

Les simulations numériques ont été réalisées en utilisant le code de calcul Ansys FLUENT. Le solveur basé sur la pression et l'algorithme de couplage SIMPLE ont été

adoptés. Pour les schémas de discrétisation, le second ordre est sélectionné pour la pression, tandis que le schéma amont de second ordre (upwind) est sélectionné pour la quantité de mouvement, l'énergie cinétique turbulente, le taux de dissipation et l'équation de l'énergie. Les critères de convergence qui étaient des normes intégrées dans ANSYS ont été utilisés dans l'étude. Ces critères de convergence sont basés sur des résidus au minimum de l'ordre de 10^{-3} .

V.3.2. Hypothèses simplificatrices

Le problème est modélisé mathématiquement sur la base des hypothèses suivantes :

- ✓ L'écoulement est considéré comme Continu, Newtonien et Incompressible.
- ✓ Les fuites de fluide, la gravité et l'effet thermique visqueux sont négligées.
- ✓ Une approche monophasée dans la modélisation du nanofluide est impliquée, de telle sorte que les nanoparticules étaient supposées parfaitement homogénéisées dans le fluide de base.
- ✓ Le transfert de chaleur est supposé uniquement par conduction et convection ; toutes les formes de rayonnement étaient considérées comme négligeables.
- ✓ Les mécanismes et interactions des particules tels que l'agrégation, la sédimentation, l'effet d'encrassement et d'autres inconvénients accompagnés par le nanofluide ne faisaient pas partie de l'étude.

V.3.3. Propriétés thermophysiques des nanofluides :

Dans cette recherche, le nanofluide utilisé est constitué de l'eau comme fluide de base associée à des nanoparticules de cuivre. Le **Tableau V-1** décrit les propriétés thermophysiques du fluide de base et des nanoparticules utilisées. Les principales propriétés envisagées comprennent la densité, la capacité calorifique, la conductivité thermique effective et la viscosité dynamique effective.

Les propriétés du nanofluide varient en fonction du rapport du volume des nanoparticules dans le fluide de base sur le volume totale de mélange. La densité du nanofluide peut être calculée à partir de l'équation suivante :

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \cdot \rho_{fb} + \varphi \cdot \rho_{np} \quad (\text{V-21})$$

La formule suivante est utilisée pour le calcul de la chaleur spécifique du nanofluide :

$$(\rho \cdot C_p)_{nf} = (1 - \varphi) \cdot (\rho \cdot C_p)_{fb} + \varphi \cdot (\rho \cdot C_p)_{np} \quad (\text{V-22})$$

Pour la viscosité dynamique du nanofluide, l'équation de Brinkman a été utilisée [67] :

$$\mu_{nf} = \mu_{fb} / (1 - \varphi)^{2,5} \quad (\text{V-23})$$

L'équation de Maxwell a été utilisée pour calculer la conductivité thermique effective du nanofluide en fonction de la conductivité thermique de fluide de base et de la nanoparticule utilisée [67] :

$$\lambda_{nf} = \lambda_{fb} \cdot \frac{\lambda_{np} + 2 \cdot \lambda_{fb} + 2 \cdot \varphi \cdot (\lambda_{np} - \lambda_{fb})}{\lambda_{np} + 2 \cdot \lambda_{fb} - 2 \cdot \varphi \cdot (\lambda_{np} - \lambda_{fb})} \quad (\text{V-24})$$

Où φ est la fraction volumique du nanofluide considérée entre 2 et 6%. Les propriétés thermophysiques de l'eau et de la nanoparticule restent constantes pendant le processus de simulation.

Propriété	C_p (J/kg.K)	ρ (kg/m ³)	λ (W/m.K)	μ (Pa.s)
Eau	4179	998	0,613	0,001
Cu	385	8933	395	---
TiO ₂	710	4230	8,4	---
MWCNT	1200	2448	2000	---

Tableau V-1 : Propriétés thermophysiques de l'eau et des nanoparticules de Cu, TiO₂ et MWCNT.

V.3.4. Conditions aux limites :

- ✓ Une condition aux limites de non glissement (No-slip) est supposée pour toutes les parois (Le champ de vitesses à la paroi est nul).

- ✓ La paroi du côté coque est supposé parfaitement isolée en lui attribuant un flux thermique nul.
- ✓ A chaque entré (tubes et calandre), le champ de vitesse et de température sont supposées uniforme et constantes.
- ✓ La pression atmosphérique a été appliquée à tous les sorties de système (tubes et calandre).
- ✓ Les interfaces internes présentent un couplage thermique parfait entre le solide et le nanofluide, imposant l'égalité des températures ($T_s = T_{nf}$) et la continuité du flux thermique. Mathématiquement, cette condition se traduit par :

$$\lambda_s \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{interface \text{ coté solide}} = \lambda_{nf} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{interface \text{ coté nanofluide}} \quad (\text{V-25})$$

V.4. Etude de sensibilité du maillage

La sélection du maillage constitue une étape cruciale en simulation numérique, car elle impacte directement deux paramètres clés : la précision des résultats et le temps de calcul. En effet, un raffinement du maillage (augmentation du nombre de cellules) améliore généralement la précision des solutions en permettant une meilleure résolution des gradients. Cependant, cette approche rencontre des limites pratiques :

- ✓ Les ressources computationnelles (mémoire, puissance CPU/GPU) imposent une contrainte physique au nombre maximal de cellules utilisables.
- ✓ Le temps de calcul augmente de manière non-linéaire avec la finesse du maillage.
- ✓ Des mailles trop fines peuvent introduire des instabilités numériques.

L'optimisation du maillage représente donc un compromis fondamental entre :

- ✓ La fidélité physique des résultats (exigence de précision).
- ✓ L'efficacité computationnelle (coût temporel et économique des calculs).
- ✓ Les contraintes matérielles disponibles.

Cette balance nécessite souvent des études de convergence préalables pour identifier le niveau optimal de raffinement.

La stratégie de maillage adoptée repose sur une approche méthodique visant à concilier précision des résultats et efficacité computationnelle. Un maillage structuré uniforme a été généré, avec un raffinement localisé au voisinage immédiat des tubes. Ce choix stratégique permet :

- ✓ Une capture optimale des forts gradients thermiques dans les zones critiques.
- ✓ Une économie de ressources calculatoires dans les régions à variations thermiques faibles.

La topologie du maillage combine judicieusement :

- ✓ Des éléments tétraédriques pour leur adaptabilité aux géométries complexes.
- ✓ Des prismes en couches limites pour une meilleure résolution des effets pariétaux.

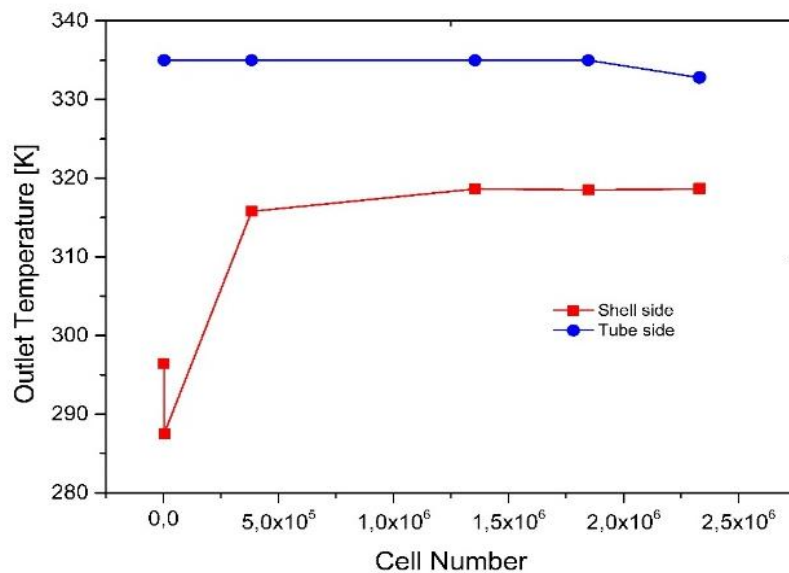
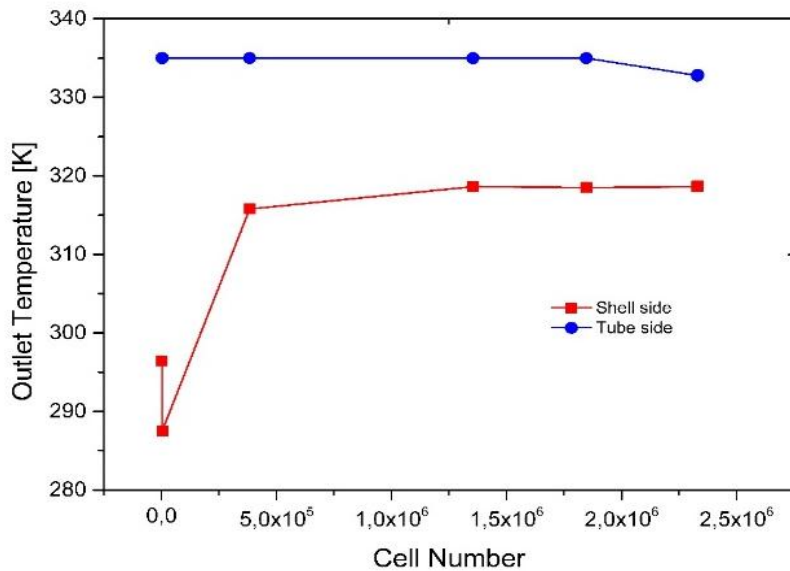


Figure V.2 : Variation des températures de sortie de l'échangeur STHE en fonction du nombre de mailles.

Cette hybridation élémentaire assure une couverture complète et précise du domaine de calcul tout en maintenant une bonne qualité de maillage (orthogonalité, rapport d'aspect).

Plusieurs tests de densité de grille ont été effectués afin de garantir l'indépendance du maillage vis-à-vis des résultats obtenus.



La

Figure V.2 illustre la variation des températures à la sortie de l'échangeur STHE en fonction du nombre de cellules testées. D'après l'analyse de sensibilité au maillage, les résultats commencent à se stabiliser à partir d'un nombre d'éléments de 1 846 683.

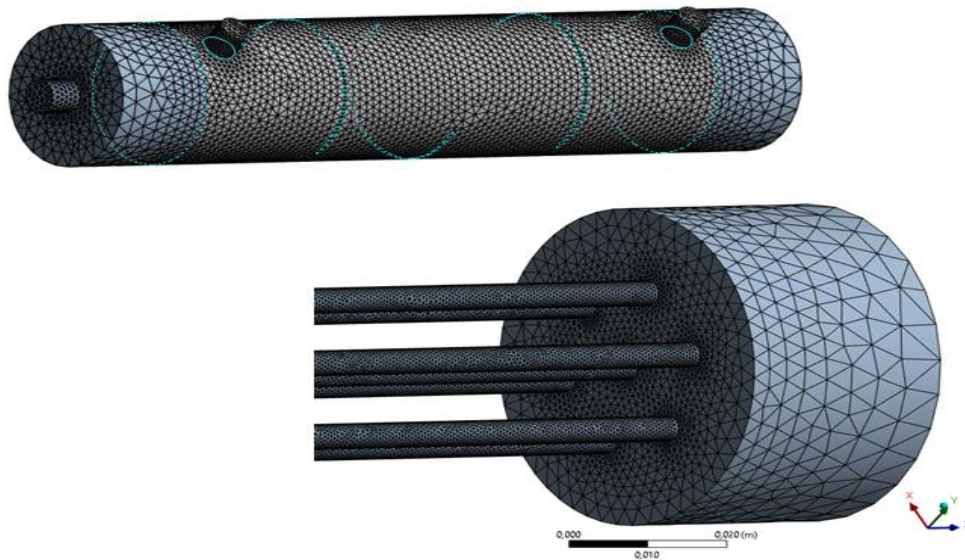


Figure V.3 : Maillage sélectionné pour la simulation STHE.

Finalement, une densité de grille de 2 330 332 éléments a été retenue pour le reste de cette étude numérique, car en le comparant à une densité de 1 846 683, des écarts de l'ordre de 0,013 % et 0,0035 % ont été observés respectivement pour les températures de sortie côté calandre et tube. Ces faibles variations démontrent la fiabilité et la qualité du maillage adopté. La **Figure V.3** illustre cette architecture maillée.

V.5. Validation du modèle :

Les résultats de la simulation numérique ont été comparés aux résultats expérimentaux afin de valider l'exactitude de la méthode de résolution adoptée, en considérant la même configuration de STHE et en utilisant l'eau comme fluide de travail aussi bien du côté tube que du côté calandre.

Dans cette comparaison, les températures d'entrée des fluides chaud et froid sont fixées respectivement à 333 K et 300 K. De plus, le débit volumique du fluide chaud circulant dans les tubes est maintenu constant à 2,5 L/min, tandis que le débit volumique du fluide froid circulant dans la calandre est varié dans l'intervalle [0,5 - 4 L/min].

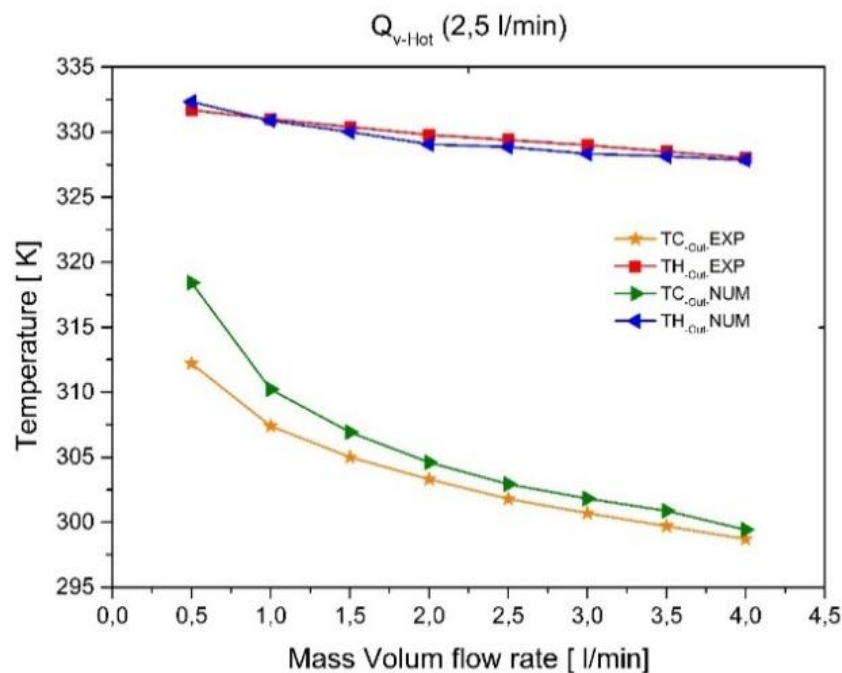


Figure V.4 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux.

La **Figure V.4** illustre la comparaison des résultats en termes de variation des températures de sortie des fluides chaud et froid en fonction du débit volumique du fluide froid côté calandre.

D'après la **Figure V.4**, on observe un bon accord entre les résultats numériques et expérimentaux, confirmant ainsi la précision de la procédure de simulation. De plus,

l'erreur relative maximale reste inférieure à 1,95 % du côté calandre et 0,22 % du côté tube de l'échangeur, ce qui atteste de la fiabilité des résultats obtenus.

V.6. Résultats et interprétations :

Dans cette étude, le transfert de chaleur des nanofluides Cu-W dans un échangeur de chaleur tridimensionnel de type STHE est analysé en utilisant la méthode des volumes finis. L'impact de la concentration volumique du nanofluide, variant entre 2 % et 6 %, ainsi que celui du débit volumique (entre 0,047 et 4 l/min) sur l'écoulement et le transfert de chaleur sont étudiés.

Les résultats sont présentés sous forme de champs de température, de profils de température de sortie du fluide côté tube et calandre, ainsi que d'analyses sur l'efficacité thermique et le coefficient d'échange global.

Dans cette configuration, la température de l'eau chaude circulant dans les tubes est maintenue à 333 K, tandis que celle du nanofluide côté calandre est de 300 K. Le débit volumique de l'eau chaude dans les tubes est fixé à 2,5 l/min afin d'assurer une comparaison cohérente des résultats obtenus.

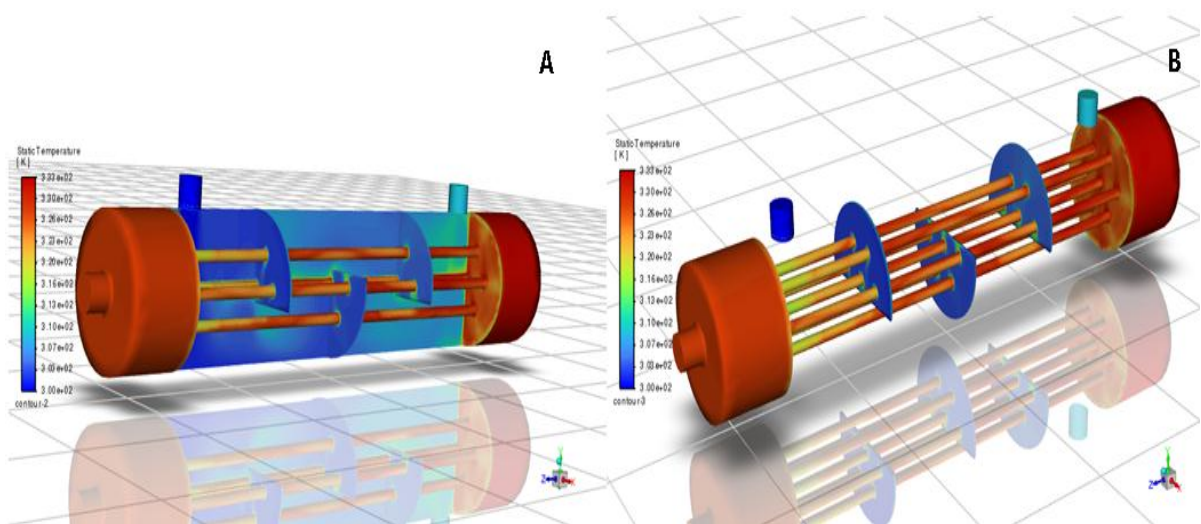


Figure V.5 : Champ de température dans l'échangeur STHE.

La **Figure V.5** illustre le champ de température dans l'échangeur STHE :

- ✓ (A) représente le profil de température sur une surface longitudinale intermédiaire de la calandre.
- ✓ (B) montre le profil sur la surface externe des tubes.

Dans la **Figure V.5-A**, le fluide froid pénètre dans la calandre avec une température initiale relativement basse. À mesure qu'il traverse le faisceau de tubes, sa température augmente progressivement. La présence des chicane induit un écoulement transversal du fluide autour des tubes, perturbant ainsi la couche limite thermique en développement. Cette perturbation favorise un meilleur transfert thermique entre le fluide et la surface des tubes.

De même, la **Figure V.5-B** met en évidence la diminution progressive de la température du fluide chaud circulant dans les tubes, jusqu'à atteindre environ 320 K en sortie. On observe également que la surface du tube la plus exposée au fluide froid subit un échange thermique plus intense, ce qui influence la distribution thermique globale du système.

La **Figure V.6** illustre la variation des températures de sortie en fonction de la concentration volumique du nanofluide pour différents débits du fluide froid :

- ✓ (A) Température du nanofluide à la sortie du côté calandre.
- ✓ (B) Température de l'eau chaude à la sortie du côté tube.

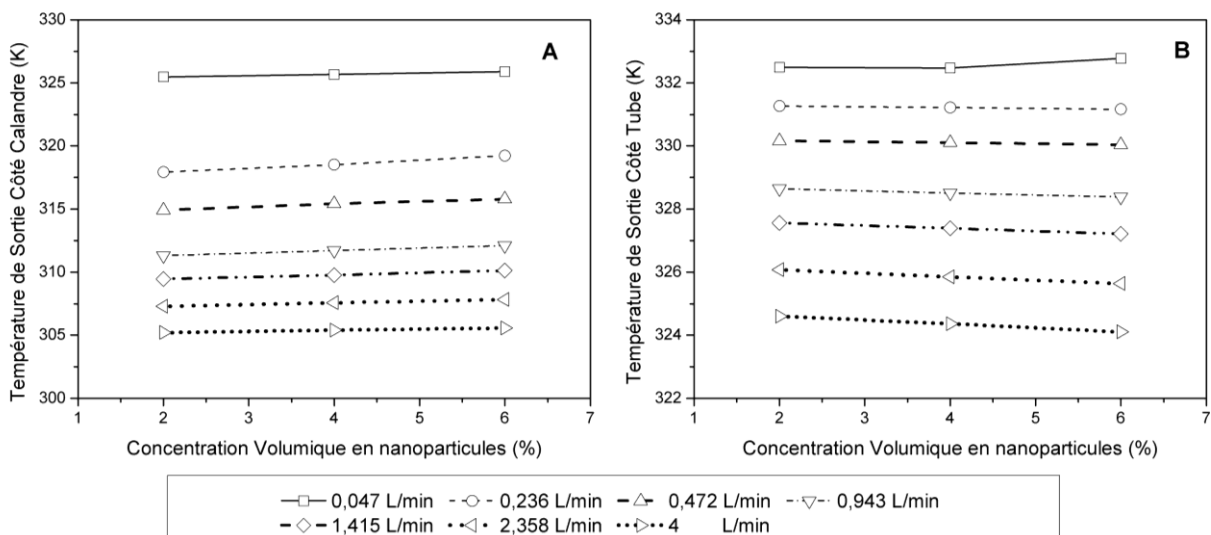


Figure V.6 : Variation des températures de sortie du STHE en fonction de la concentration volumique et de débits du nanofluide (A) Côté calandre. (B) Côté tube.

Dans la **Figure V.6-A**, on observe une légère augmentation de la température du nanofluide en sortie de la calandre à mesure que sa fraction volumique augmente, quel

que soit le débit étudié. De plus, les températures les plus élevées sont constatées pour les faibles débits de nanofluide, traduisant un temps de séjour plus long dans l'échangeur et un meilleur transfert thermique.

Concernant la **Figure V.6-B**, les courbes montrent une diminution progressive de la température du fluide chaud en sortie des tubes à mesure que la concentration du nanofluide augmente. Cette tendance est observée indépendamment du débit d'entrée du fluide côté calandre, ce qui confirme que l'utilisation du nanofluide améliore l'échange thermique en absorbant plus efficacement la chaleur du fluide chaud.

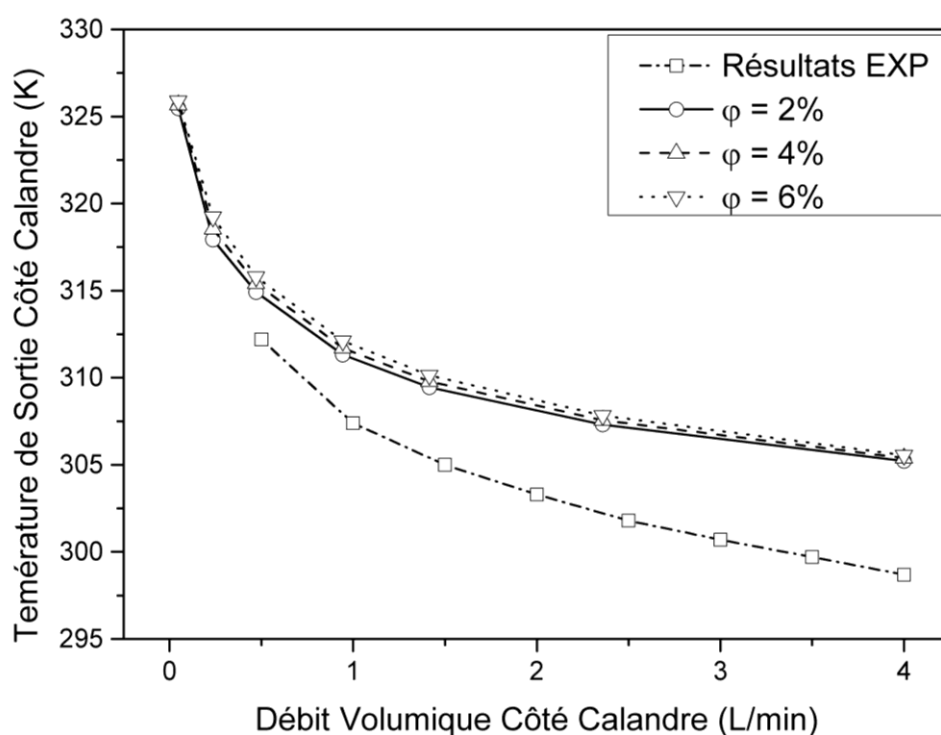


Figure V.7 : Évolution de la température de sortie du nanofluide en fonction de son débit volumique.

La **Figure V.7** illustre la variation de la température du fluide à la sortie de la calandre en fonction du débit volumique des nanofluides. Ces résultats, obtenus par simulation CFD, sont comparés aux données expérimentales pour trois concentrations volumiques du nanofluide : 0,02 ; 0,04 et 0,06.

Les observations montrent que la température du nanofluide en sortie de la calandre diminue significativement avec l'augmentation de son débit volumique, indépendamment de sa concentration. Cette tendance est particulièrement marquée

dans l'intervalle de débit [0,047 - 1,4 l/min], indiquant qu'un débit compris entre [0,047 - 0,47 l/min] serait optimal pour assurer une meilleure performance thermique.

Toutefois, l'augmentation de la fraction volumique du nanofluide entraîne une légère hausse de sa température de sortie, traduisant une meilleure captation de la chaleur. À noter que les températures les plus basses sont obtenues dans le cas de l'eau, étudiée expérimentalement, soulignant ainsi l'effet bénéfique du nanofluide sur le transfert thermique.

L'écart de température entre le nanofluide et l'eau varie respectivement de :

- ✓ (2,71 ; 3,21 ; 3,59 K) pour les concentrations 0,02 ; 0,04 et 0,06 à un débit de 0,047 l/min.
- ✓ (6,52 ; 6,69 ; 6,86 K) pour les mêmes concentrations à un débit plus élevé de 4 l/min.

Ces résultats confirment l'impact du débit et de la concentration du nanofluide sur l'efficacité thermique de l'échangeur.

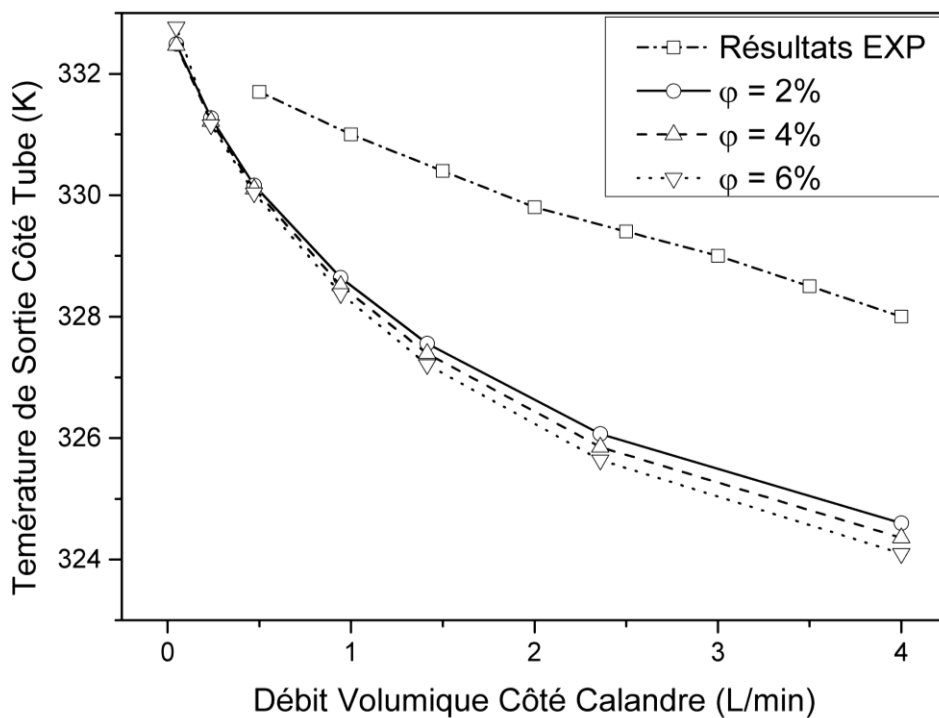


Figure V.8 : Évolution de la température de sortie de l'eau chaude (côté tube) en fonction du débit volumique du nanofluide.

La **Figure V.8** illustre l'évolution de la température de l'eau chaude en fonction du débit volumique du nanofluide, pour trois concentrations volumiques sélectionnées. Ces résultats sont également comparés aux données expérimentales.

On observe que la température du fluide chaud diminue progressivement avec l'augmentation du débit du nanofluide dans la calandre. Par ailleurs, cette température augmente lorsque la concentration en nanoparticules diminue, indiquant que la présence de nanoparticules améliore le transfert thermique en absorbant davantage d'énergie.

L'écart de température entre l'eau chaude manipulée avec du nanofluide côté calandre et l'eau chaude dans le tube (résultats expérimentaux) varie de :

- ✓ (1,54 ; 1,59 ; 1,66 K) pour les concentrations 0,02 ; 0,04 et 0,06 à un débit de 0,047 l/min.
- ✓ (3,40 ; 3,64 ; 3,90 K) pour les mêmes concentrations à un débit plus élevé de 4 l/min.

Ces résultats montrent que l'utilisation de nanofluides dans la calandre augmente les échanges thermiques par rapport à l'eau seule. Cependant, on constate que l'eau dans le tube conserve une température plus élevée, ce qui signifie qu'elle retient plus d'énergie thermique au lieu de la transférer efficacement vers le nanofluide. Une partie de cette énergie pourrait ainsi être dissipée vers l'extérieur, entraînant une perte thermique pour le système.

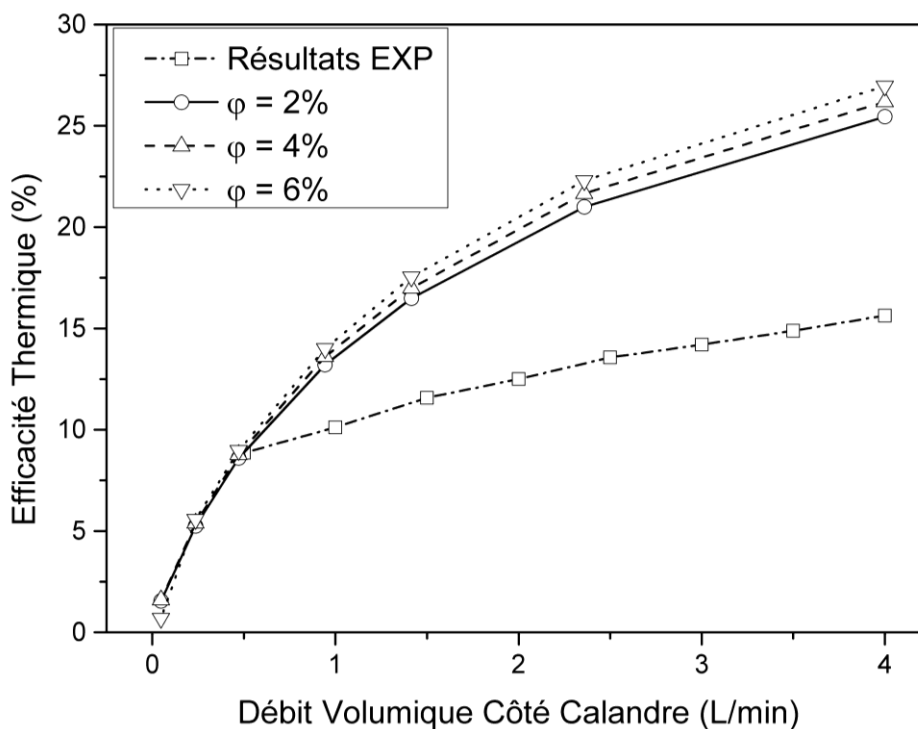


Figure V.9 : Relation entre l'efficacité thermique de l'échangeur STHE et le débit volumique du fluide froid pour différentes concentrations du nanofluide.

La **Figure V.9** illustre la relation entre l'efficacité thermique de l'échangeur STHE et le débit volumique du fluide froid, en considérant différentes concentrations de nanofluide. Ces résultats sont également comparés aux données expérimentales obtenues dans cette étude.

On observe que l'efficacité de l'échangeur augmente avec l'accroissement du débit volumique du fluide froid, quel que soit le cas étudié. Toutefois, l'augmentation de la fraction volumique en nanoparticules contribue encore davantage à l'amélioration de cette efficacité.

Les résultats numériques démontrent un renforcement de l'efficacité thermique de l'échangeur STHE en comparaison avec les données expérimentales, grâce à l'utilisation du nanofluide et à l'augmentation de son débit.

Comparé à l'efficacité obtenue expérimentalement avec l'eau seule, l'utilisation du nanofluide Cu/W a permis d'obtenir un gain d'efficacité variant entre :

- ✓ 0,26% à 0,11% pour une concentration de 2%.

✓ 9,81% à 11,33% pour une concentration de 6%.

Ces résultats confirment donc que l'intégration de nanoparticules améliore significativement le transfert thermique dans l'échangeur STHE, en particulier lorsque leur concentration et le débit du fluide froid augmentent.

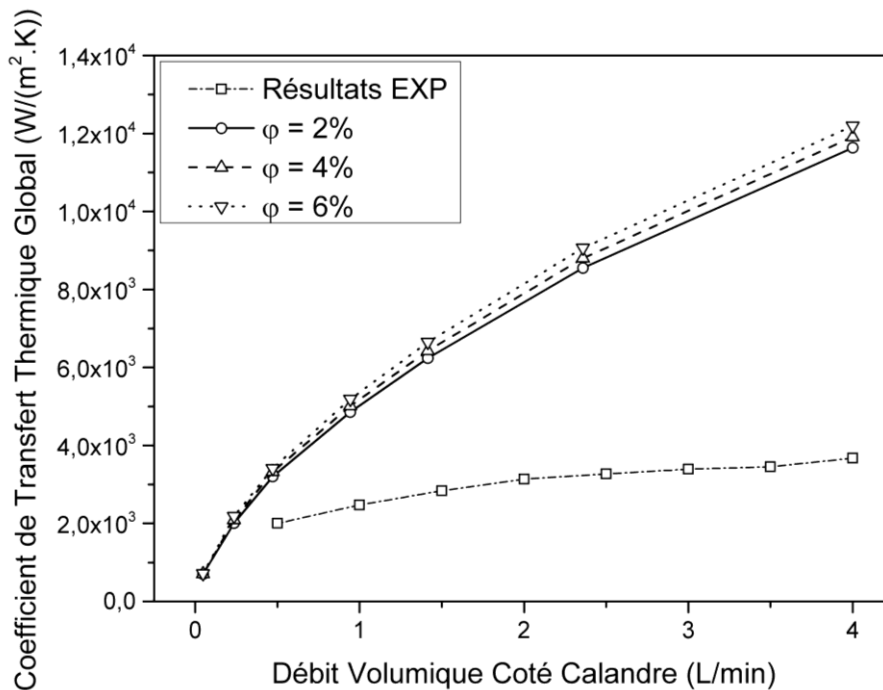


Figure V.10 : Évolution du coefficient de transfert thermique global en fonction du débit volumique du nanofluide côté calandre.

La **Figure V.10** met en évidence une augmentation du coefficient de transfert thermique global avec l'accroissement du débit volumique du nanofluide circulant dans la calandre de l'échangeur.

On observe une légère différence entre les trois courbes correspondant aux différentes concentrations de nanofluide, cette différence devenant plus marquée à mesure que le débit du fluide froid augmente.

Les valeurs expérimentales suivent la même tendance, mais avec une pente plus faible par rapport aux résultats numériques. Cela suggère que la simulation numérique tend à surestimer légèrement l'amélioration du transfert thermique.

Les résultats montrent que le coefficient d'échange global obtenu avec le nanofluide Cu-Eau est considérablement plus élevé qu'avec l'utilisation de l'eau seule.

Les valeurs obtenues sont de l'ordre de :

- ✓ 1205,90 W à 1409,66 W pour un débit de 0,047 l/min.
- ✓ 7962,79 W à 8516,87 W pour un débit de 4 l/min.

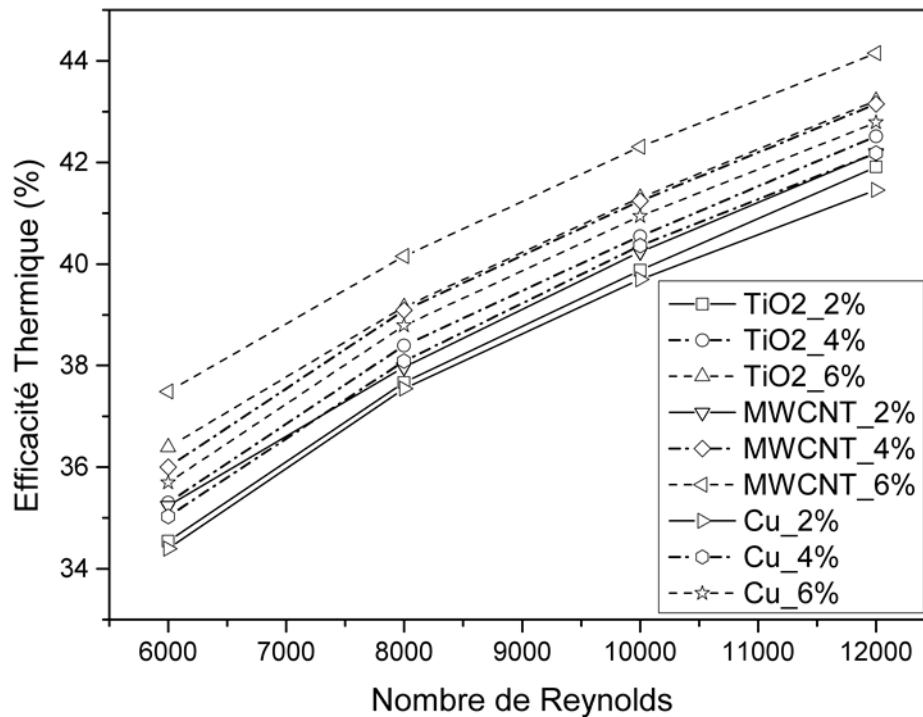


Figure V.11 : L'efficacité thermique de l'échangeur STHE pour plusieurs types du nanofluides.

Ces résultats confirment que l'ajout de nanoparticules améliore considérablement le transfert thermique, rendant l'échangeur plus performant, en particulier à des débits élevés du fluide froid.

Afin d'étudier l'influence de la nature des nanoparticules sur le transfert thermique dans un échangeur STHE (Shell and Tube Heat Exchanger), des simulations numériques ont été réalisées en utilisant trois types de nanoparticules (Cu, TiO₂ et MWCNT), introduites dans l'écoulement côté calandre. Notant que les températures d'entrée ont été fixées à 333 K (côté chaud) et 300 K (côté froid), tandis que le débit d'eau chaude côté tube était maintenu constant à 2,5 L/min.

La **Figure V.11** comparé entre l'efficacité thermique de l'échangeur STHE pour des nanofluides contenant ces trois nanoparticules, en fonction du nombre de Reynolds côté calandre et pour différentes concentrations.

On remarque que l'efficacité thermique de l'échangeur croît avec le nombre de Reynolds côté calandre dans tous les cas. Néanmoins, l'augmentation de la fraction volumique en nanoparticules amplifie davantage cette amélioration.

En Comparant aux nanoparticules Cu/W, les résultats des nouvelles nanoparticules (MWCNT et TiO₂) révèlent un renforcement de l'efficacité thermique de l'échangeur STHE, attribué à leur conductivité thermique plus élevée.

Parmi les trois matériaux étudiés, les MWCNT (nanotubes de carbone multi-parois) démontrent l'efficacité thermique la plus élevée pour toutes les valeurs de Re, devant le TiO₂ et enfin le Cu. Cette performance supérieure des MWCNT peut être attribuée à leur excellente conductivité thermique et à leur surface spécifique élevée. En revanche, le cuivre (Cu), malgré sa conductivité thermique intrinsèquement élevée, se révèle le moins efficace.

Les simulations numériques montrent que le remplacement du Cu/W par des nanofluides aqueux à base de MWCNT et TiO₂ entraîne une augmentation de l'efficacité thermique, avec des gains se situant dans une fourchette de :

Pour MWCNT :

- 1,75 % à 2.47 % pour une concentration de 2%.
- 3.3 % à 5,0 % pour une concentration de 6%.

Pour TiO₂ :

- 0.44 % à 1.1 % pour une concentration de 2%.
- 2,0 % à 0,9 % pour une concentration de 6%.

Bien que présentant des performances inférieures aux MWCNT, les nanoparticules de TiO₂ maintiennent une efficacité thermique significativement supérieure à celle du cuivre Cu.

Ces résultats confirment le rôle déterminant de la conductivité thermique des nanoparticules dans l'amélioration du transfert de chaleur au sein de l'échangeur STHE. Leur capacité à faciliter le flux thermique du côté chaud vers le côté froid explique cette amélioration significative.

Dans le même cadre de la comparaison des trois types de nanoparticules (MWCNT, TiO_2 et Cu), la **Figure V.12** présente la variation du coefficient de transfert thermique global de l'échangeur STHE en fonction du nombre de Reynolds à diverses concentrations volumiques.

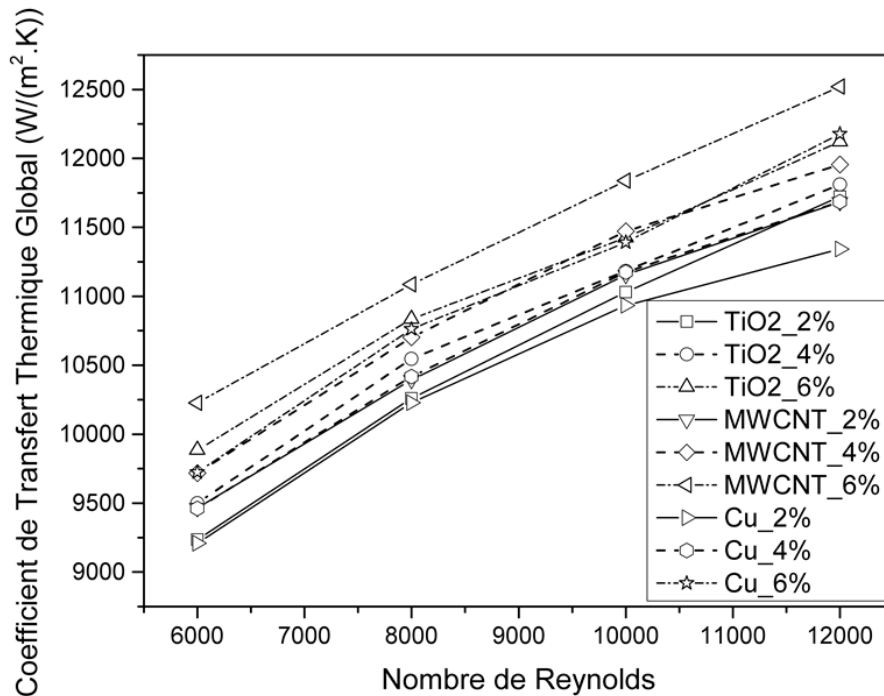


Figure V.12 : La variation du coefficient de transfert thermique global pour plusieurs types du nanofluides.

Le coefficient de transfert thermique global de l'échangeur augmente systématiquement avec le nombre de Reynolds côté calandre. Cette croissance est par ailleurs accentuée par l'augmentation de la fraction volumique en nanoparticules.

Les résultats numériques indiquent une amélioration notable de coefficient de transfert thermique global des nanofluides à base de MWCNT/W et TiO_2 /W par rapport au Cu/W avec une augmentation variant de :

Pour MWCNT :

- 2,78 % à 3,01 % pour une concentration de 2%.
- 2,83 % à 5,18 % pour une concentration de 6%.

Pour TiO_2 :

- 0.28 % à 3.35 % pour une concentration de 2%.
- 0,30 % à 1,66 % pour une concentration de 6%.

Parmi les trois matériaux étudiés, les MWCNT présentent le coefficient de transfert thermique global optimal de l'échangeur sur l'ensemble de la plage de nombres de Reynolds, surpassant respectivement le TiO_2 et le Cu. Cette supériorité s'explique par leur conductivité thermique exceptionnelle et leur grande surface spécifique. Bien que moins efficaces que les MWCNT, les nanoparticules de TiO_2 conservent néanmoins un avantage thermique significatif par rapport au cuivre.

V.7. Conclusion :

Une étude numérique a été menée à l'aide de la méthode des volumes finis sous ANSYS Fluent sur un échangeur de chaleur à faisceau de tubes et calandre (STHE) afin d'analyser son comportement thermique et son efficacité. L'impact de l'utilisation d'un nanofluide Cu/eau, circulant du côté calandre, avec une concentration volumique variant de 2 % à 6 % et pour différents débits volumiques (0,047–4 l/min), a été étudié. Sur la base des résultats obtenus, les conclusions suivantes peuvent être tirées :

- ✓ L'utilisation d'un nanofluide Cu/eau côté calandre améliore le transfert thermique dans le STHE par rapport à l'utilisation de l'eau pure des deux côtés, et ce, quelle que soit sa concentration volumique.
- ✓ L'augmentation de la concentration du nanofluide jusqu'à 6 % permet d'améliorer les performances thermiques de l'échangeur de chaleur, entraînant :
 - Un gain de température allant de 3,59 à 6,86 °C côté calandre et de 1,66 à 3,9 °C côté tube.
 - Une amélioration de l'efficacité variant entre 0,26 % et 11,33 %.
 - Une augmentation du coefficient d'échange thermique global, passant de 1409,66 W à 8516,87 W, selon le débit volumique (0,047–4 l/min), par rapport aux résultats expérimentaux obtenus avec l'eau.

Les performances du nanofluide Cu/W ont également été comparées à celles de suspensions aqueuses de TiO_2/W et de MWCNT/W . Les simulations numériques

indiquent que ces dernières améliorent davantage le transfert de chaleur, l'effet étant plus prononcé pour le MWCNT/W que pour le TiO₂/W.

Conclusion générale

Cette étude numérique, réalisée sous ANSYS Fluent avec la méthode des volumes finis, a analysé les performances thermiques d'un échangeur à faisceau tubulaire et calandre (STHE). L'évaluation a porté sur l'effet d'un nanofluide Cu/eau circulant côté calandre, en variant la concentration volumique (2 à 6 %) et le débit volumique (0,047 à 4 l/min).

Par ailleurs, une étude expérimentale a été réalisée sur le même échangeur en utilisant uniquement de l'eau des deux côtés (tube et calandre), afin de valider et comparer les résultats obtenus en termes de température de sortie, efficacité et coefficient d'échange thermique global.

Une étude comparative a évalué les performances des nanofluides TiO_2/W et MWCNT/W par rapport au nanofluides aqueux à base de Cu. Les résultats des simulations numériques démontrent une amplification significative des performances thermiques et de l'efficacité du transfert de chaleur, laquelle est plus substantielle pour le nanofluide MWCNT/W que pour le TiO_2/W .

D'après les résultats obtenus, nous pouvons tirer les conclusions suivantes :

- Grâce à la mécanique des fluides computationnelle (CFD), la modélisation numérique des échangeurs thermiques offre une alternative économique aux tests expérimentaux, tout en optimisant le transfert de chaleur.
- L'utilisation de nanofluides dans les échangeurs à faisceau et calandre améliore significativement les performances thermiques et permet d'atteindre des températures de sortie plus élevées.
- Une augmentation de la concentration en nanoparticules jusqu'à 6 % améliore significativement les performances thermiques de l'échangeur.

- La thermographie infrarouge a facilité la visualisation et l'analyse des gradients thermiques dans l'échangeur.

En termes d'évolutions potentielles, cette recherche suggère plusieurs axes de développement futurs, notamment :

- Pour valider les résultats numériques obtenus, une étude expérimentale sur des nanofluides réels constituerait un complément essentiel, permettant une comparaison rigoureuse entre simulations et données mesurées.
- Exploitation d'un autre échangeur à faisceau et calandre à une forme (type, nombre et forme de chicane, nombre et dimension des tubes...etc.)
- Intégrer d'autres types et forme des nanofluides.

Références

- [1] B.I.Master, K.S.Chunangad, and V.Pushpanathan, "Fouling Mitigation Using Helixchanger Heat Exchangers," in *Engineering Conferences International*, 2003, pp. 1-6.
- [2] S.U.S.Choi and J.A.Eastman, "Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles," *ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, pp. 99-106, 1995.
- [3] B.Farajollahi, S.G.Etemad, and M.Hojjat, "Heat transfer of nanofluids in a shell and tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 53, pp. 12-17, 2010.
- [4] K.Y. Leong, R.Saidur, T.M.I.Mahlia, and Y.H.Yau, "Modeling of shell and tube heat recovery exchanger operated with nanofluid based coolants," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 55, pp. 808-816, 2012.
- [5] K.Y. Leong, R. Saidur, M. Khairulmaini, Z. Michael, and A. Kamyar, "Heat transfer and entropy analysis of three different types of heat exchangers operated with nanofluids," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 838-843, 2012.
- [6] Roghayeh Lotfi, Ali Morad Rashidi, and Azadeh Amrollahi, "Experimental study on the heat transfer enhancement of MWNT-water nanofluid in a shell and tube heat exchanger," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 39, pp. 108-111, 2012.
- [7] M. Akhtari, M. Haghshenasfard, and M. R. Talaie, "NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER OF a-Al₂O₃ /WATER NANOFLUID IN DOUBLE PIPE AND SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGERS," *Numerical Heat Transfer*, vol. 63, pp. 941-958, 2013.
- [8] Jaafar Albadr, Satinder Tayal, and Mushtaq Alasadi, "Heat transfer through heat exchanger using Al₂O₃ nanofluid at different concentrations," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 1, pp. 38-44, 2013.

- [9] M.M. Elias et al., "Effect of nanoparticle shape on the heat transfer and thermodynamic performance of a shell and tube heat exchanger," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 93-99, 2013.
- [10] L.Godson, K.Deepak, C.Enoch, B.Jefferson, and B.Raja, "Heat transfer characteristics of silver/water nanofluids in a shell and tube heat exchanger," *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, no. 14, pp. 489-496, 2014.
- [11] M.M. Elias, I.M. Shahrul, I.M. Mahbubul, R. Saidur, and N.A. Rahim, "Effect of different nanoparticle shapes on shell and tube heat exchanger using different baffle angles and operated with nanofluid," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 70, pp. 289-297, 2014.
- [12] A.Ghozatloo, A.Rashidi, and M.Shariaty-Niassar, "Convective heat transfer enhancement of graphene nanofluids in shell and tube heat exchanger.," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 53, pp. 136-141, 2014.
- [13] Mehdi Bahiraei, Morteza Hangi, and Mahdi Saeedan, "A novel application for energy efficiency improvement using nanofluid in shell and tube heat exchanger equipped with helical baffles," *Energy*, vol. 93, pp. 2229-2240, 2015.
- [14] N.Kumar and S.S. Sonawane, "Experimental study of Fe₂O₃/water and Fe₂O₃/ethylene glycol nanofluid heat transfer enhancement in a shell and tube heat exchanger," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 78, pp. 277-284, 2016.
- [15] I.M. Shahrul, I.M. Mahbubul, R. Saidur, and M.F.M. Sabri, "Experimental investigation on Al₂O₃-W, SiO₂-W and ZnO-W nanofluids and their application in a shell and tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, no. 97, pp. 547-558, 2016.
- [16] Abazar Vahdat Azad and Nader Vahdat Azad, "Application of nanofluids for the optimal design of shell and tube heat exchangers using genetic algorithm," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 8, pp. 198-206, 2016.
- [17] Ramtin Barzegarian, Alireza Aloueyan, and Tooraj Yousefi, "Thermal performance augmentation using water based Al₂O₃-gamma nanofluid in a horizontal shell and tube heat exchanger under forced circulation," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 86, pp. 52-59, 2017.
- [18] K.Somasekhar et al., "A CFD Investigation of Heat Transfer Enhancement of Shell and Tube Heat Exchanger Using Al₂O₃-Water Nanofluid," *Materials*

- Today: Proceedings* , no. 5, pp. 1057-1052, 2018.
- [19] Z. Said, S.M.A. Rahman, M. El Haj Assad, and Abdul Hai Alami, "Heat transfer enhancement and life cycle analysis of a Shell-and-Tube Heat Exchanger using stable CuO/water nanofluid," *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 31, pp. 306-317, 2019.
- [20] S. V. Sridhar, R. Karuppasamy, and G. D. Sivakumar, "Experimental Investigation of Heat Transfer Enhancement of Shell and Tube Heat Exchanger Using SnO₂-Water and Ag-Water Nanofluids," *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, vol. 12, pp. 1-6, 2019.
- [21] Mohammad Fares, Mohammad AL-Mayyahi, and Mohammed AL-Saad, "Heat transfer analysis of a shell and tube heat exchanger operated with graphene nanofluids," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 18, pp. 1-8, 2020.
- [22] Mehdi Bahiraei, Mohammad Naseri, and Ali Monavari, "Irreversibility features of a shell-and-tube heat exchanger fitted with novel trapezoidal oblique baffles: Application of a nanofluid with different particle shapes," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, pp. 1-16, 2021.
- [23] Mehdi Bahiraei, Mohammad Naseri, and Ali Monavari, "A second law analysis on flow of a nanofluid in a shell-and-tube heat exchanger equipped with new unilateral ladder type helical baffles," *Powder Technology*, vol. 394, pp. 234-249, 2021.
- [24] P.A.D.Cruz, E.J.E.Yamat, J.P.E.Nuqui, and A.N.Soriano, "Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis of the heat transfer and fluid flow of copper (II) oxide-water nanofluid in a shell and tube heat exchanger," *Digital Chemical Engineering*, vol. 3, p. 100014, 2022.
- [25] M.Bahiraei, M.Naseri, and A.Monavari, "Thermal-hydraulic performance of a nanofluid in a shell-and-tube heat exchanger equipped with new trapezoidal inclined baffles: Nanoparticle shape effect," *Powder Technology*, vol. 395, pp. 348-359, 2022.
- [26] M.Bahiraei and A.Monavari, "Irreversibility characteristics of a mini shell and tube heat exchanger operating with a nanofluid considering effects of fins and nanoparticle shape.," *Powder Technology*, vol. 398, p. 117117, 2022.
- [27] A.M.Hassaan, "An investigation for the performance of the using of nanofluids in shell and tube heat exchanger ," *International Journal of Thermal Sciences* , no.

- 177, pp. 1-8, 2022.
- [28] Zafar Said, Shek Rahman, Prabhakar Sharma, Ahmed Amine Hachicha, and Salah Issa, "Performance characterization of a solar-powered shell and tube heat exchanger utilizing MWCNTs/water-based nanofluids: An experimental, numerical, and artificial intelligence approach," *Applied Thermal Engineering*, pp. 1-16, 2022.
- [29] Mehmet Senan Yılmaz, Murat Ünverdi, Hasan Küçük, Nürettin Akcakale, and Fethi Halıcı, "Enhancement of heat transfer in shell and tube heat exchanger using mini-channels and nanofluids: An experimental study," *International Journal of Thermal Sciences*, pp. 1-23, 2022.
- [30] Farzad Sharifat, Annalisa Marchitto, Mojtaba Shams Solari, and Davood Toghraie, "Analysis, prediction, and optimization of heat transfer coefficient and friction factor of water-Al₂O₃ nanofluid flow in shell-and-tube heat exchanger with helical baffles (using RSM)," *Eur. Phys. J. Plus*, pp. 1-18, 2022.
- [31] Bushra Khatoon et al., "Enhancement of heat transfer rate in shell & tube heat exchanger using CuO/Al₂O₃-water based nanofluids," *Materials Today: Proceedings*, pp. 1-6, 2022.
- [32] A.A.Lokhande, D.R.Waghole, and S.A.Dayane, "Heat transfer augmentation in shell and tube heat exchangers using copper oxide nanofluid with modified geometry: A numerical investigation," *Materials Today: Proceedings*, no. 72, pp. 1240-1245, 2023.
- [33] A.K.Kareem, A.H.Alabbasi, and A.M.Mohsen, "Simulation study of heat transfer behaviour of turbulent two-phase flow in a 3D cubic shell and tube heat exchanger using water and different nanofluids," *Results in Engineering*, vol. 24, p. 102851, 2024.
- [34] V.Ghazanfari, A.Taheri, Y.Amini, and F.Mansourzade, "Enhancing heat transfer in a heat exchanger: CFD study of twisted tube and nanofluid (Al₂O₃, Cu, CuO, and TiO₂) effects," *Case Studies in Thermal Engineering*, no. 53, pp. 1-18, 2024.
- [35] Sakunthala Karuppusamy et al., "Enhancing heat transfer efficiency in shell-and-tube heat exchangers with SiC and CNT-infused alkaline water nanofluids," *Desalination and Water Treatment*, pp. 1-14, 2024.
- [36] J.C.Maxwell, *A Treatise on Electricity and Magnetism*, 2nd ed. Cambridge:

- Oxford University Press, 1904.
- [37] S.M.S.Murshed, K.C. Leong, and C. Yang, "Thermophysical and electrokinetic properties of nanofluids – A critical review," *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, pp. 2109–2125, 2008.
- [38] A.Briclo, "Évaluation de la performance énergétique des échangeurs par nanofluides caloporteurs," L'UNIVERSITÉ DE REIMS CHAMPAGNE-ARDENNE, France, THÈSE 2022.
- [39] Y.Ding and D.Wen, "Particle migration in a flow of nanoparticle suspensions," *Powder Technology*, vol. 149, pp. 84-92, 2005.
- [40] J.Buongiorno, "Convective transport in nanofluids," *ASME J. Heat Transfer*, vol. 128, pp. 240-250, 2006.
- [41] D.A.G.Bruggemen, "Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen, I.Dielektrizitätskonstanten und Leitfähigkeiten der Mischkörper aus Isotropen Substanzen.," *Annalen der Physik*, vol. 24, pp. 636-664, 1935.
- [42] R.L.Hamilton and O.K. Crosser, "Thermal conductivity of heterogeneous two component systems," *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*, vol. 1, no. 3, pp. 187-191, 1962.
- [43] P. Bhattacharya, S.K.Saha, A.Yadav, P.E.Phelan, and R.S.Prasher, "Brownian dynamics simulation to determine the effective thermal conductivity of nanofluids," *JOURNAL OF APPLIED PHYSICS*, vol. 95, no. 11, pp. 6492-6494, 2004.
- [44] W.Yu and S.U.S.Choi, "The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: A renovated Maxwell model," *Journal of Nanoparticle Research*, vol. 5, pp. 167-171, 2003.
- [45] J.Koo and C.Kleinstreuer, "A new thermal conductivity model for nanofluids," *Journal of Nanoparticle Research*, vol. 6, pp. 577-588, 2004.
- [46] R.S.Vajjha and D.K.Das, "Experimental determination of thermal conductivity of three nanofluids and development of new correlations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 4675-4682, 2009.
- [47] B.C. Sahoo, D.K. Das, R.S.Vajjha, and J.R.Satti, "Measurement of the Thermal

- Conductivity of Silicon Dioxide Nanofluid and Development of Correlations," *Journal of Nanotechnology in Engineering and Medicine*, vol. 3, pp. 1-10, 2012.
- [48] J.Li, "Computational Analysis of Nanofluid Flow in Microchannels with Applications to Micro-heat Sinks and Bio-MEMS.," the Graduate Faculty of North Carolina State University, Doctor of Philosophy Mechanical Engineering 2008.
- [49] H.E.Patel, T.Sundararajan, and S.K.Das, "An experimental investigation into the thermal conductivity enhancement in oxide and metallic nanofluids," *J Nanopart Res*, vol. 12, pp. 1015-1031, 2010.
- [50] S.Y.Lu and H.C.Lin, "Effective conductivity of composites containing aligned spheroidal inclusions of finite conductivity," *Journal of applied physics*, vol. 79, no. 9, pp. 6761-6769, 1996.
- [51] K.V.Sharma, P.K.Sarma, W.H.Azmi, R.Mamat, and K.Kadirgama, "Correlations to predict friction and forced convection heat transfer coefficients of water based nanofluids for turbulent flow in a tube," *International Journal of Microscale and Nanoscale Thermal and Fluid Transport Phenomena*, vol. 3, no. 4, pp. 1-25, 2012.
- [52] M.Corcione, "Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, pp. 789-793, 2011.
- [53] A.Einstein, *Investigations on The Theory of the Brownian Movement*. LONDON, GREAT BRITAIN : METHUEN & CO.LTD.36 ESSEX STREET W.C., 1926.
- [54] H.C.BRINKMAN, "The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solutions," *THE JOURNAL OF CHEMICAL PHYSICS*, vol. 20, no. 4, p. 571, 1952.
- [55] G.K.Batchelor, "The effect of Brownian motion on the bulk stress in a suspension of spherical particles," *J. Fluid Mech*, vol. 83, no. 1, pp. 97-117, 1977.
- [56] X.Wang, X.Xu, and S.U.S.Choi, "Thermal Conductivity of Nanoparticle–Fluid Mixture," *JOURNAL OF THERMOPHYSICS AND HEAT TRANSFER*, vol. 13, no. 4, pp. 474-480, 1999.
- [57] S.E.B.Maiga, C.T.Nguyen, N.Galanis, and G.Roy, "Heat transfer behaviours of nanofluids in a uniformly heated tube," *Superlattices and Microstructures*, vol. 35, pp. 543-557, 2004.

- [58] W.J.Tseng and K.C.Lin, "Rheology and colloidal structure of aqueous TiO₂ nanoparticle suspensions," *Materials Science and Engineering*, vol. A355, pp. 186-192, 2003.
- [59] J.Koo and C.Kleinstreuer, "Laminar nanofluid flow in microheat-sinks," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 2652-2661, 2005.
- [60] B.C.Pak and Y.I.Cho, "Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids with Submicron Metallic Oxide Particles," *Experimental Heat Transfer*, vol. 11, pp. 151-170, 1998.
- [61] Y.Xuan and W.Roetzel, "Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 3701-3707, 2000.
- [62] R.S. Vajjha and D.K. Das, "Specific Heat Measurement of Three Nanofluids and Development of New Correlations," *Journal of Heat Transfer*, vol. 131, pp. 1-7, 2009.
- [63] S.V.Patankar, *Numerical Heat Transfer And Fluid Flow*, Taylor & Francis, Ed. New York, 1980.
- [64] X.Lu, "Numerical Simulation of Conjugate Natural Convection and Radiation within Thermal Wellbore Annuli," UNIVERSITY OF CALGARY, CALGARY, ALBERTA, Canada, THESIS 2016.
- [65] B.ANDERSSON et al., *Computational Fluid Dynamics for Engineers*. Angleterre: Université de Cambridge, 2012.
- [66] B.Bouhacina, R.Saim, H.Benzenine, and H.F.Oztop, "Analysis of thermal and dynamic comportment of a geothermal vertical U-tube heat exchanger," *Energy and Buildings*, vol. 58, pp. 37-43, 2013.
- [67] M.Gholami et al., "Natural convection heat transfer enhancement of different nanofluids by adding dimple fins on a vertical channel wall," *Chinese Journal of Chemical Engineering*, no. 28, pp. 643-659, 2020.
- [68] J.J.Zhao, Y.Y.Duan, X.D.Wang, and B.X.Wang, "Effect of nanofluids on thin film evaporation in microchannels.," *Journal of Nanoparticle Research*, vol. 13, pp. 5033-5047, 2011.
- [69] I. Master Bashir, S. Chunangad Krishnan, and Pushpanathan Venkateswaran, "Fouling Mitigation Using Helixchanger Heat Exchangers," in *Engineering*

Conferences International, 2003, pp. 1-6.