



Université Batna 2 – Mostefa Ben Boulaïd
Faculté de Technologie
Département de Génie-Mécanique



Thèse

Préparée au sein du :
Laboratoire d'Etude des **Systèmes Energétiques Industriels (LESEI)**

Présentée pour l'obtention du diplôme de :
Doctorat LMD en Génie-Mécanique
Option : Energétique

Sous le Thème :

Étude de l'amélioration des échanges thermiques dans les tubes courbés longitudinalement. Application aux capteurs solaires à concentration linéaire

Présentée par :
CHERIET Kamel

Devant le jury composé de :

M. BOUGRIOU Cherif	Prof.	Université de Batna 2	Président
M. DEMAGH Yassine	Prof.	Université de Batna 2	Rapporteur
M. SERIR Lazhar	MCB	Université de Batna 2	Co-Rapporteur
M. BORDJA Lyes	Prof.	Université Larbi Ben Mhidi, OEB	Examineur
M. KABAR Yassine	Prof.	ENP. Malek Benabi Constantine	Examineur
M. MADANI Hakim	Prof.	Université de Batna 2	Examineur

2024

Remerciements

Je remercie **Dieu** tout puissant de m'avoir accordé la puissance et la volonté pour achever ce travail.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à l'occasion de la soutenance de ma thèse de doctorat. Ce moment marque la fin d'un parcours intense et stimulant et je souhaite sincèrement remercier tous ceux qui ont contribué à la réalisation de ce projet.

En premier lieu, je suis reconnaissant envers mon directeur de thèse, **Pr. Demagh Yassine**, pour sa guidance exceptionnelle, son soutien constant et son expertise précieuse. Ses conseils éclairés ont été la boussole qui a guidé mes recherches et je suis honoré d'avoir eu l'opportunité de travailler sous sa direction.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à mon Co-directeur de thèse **Dr. SERIR Lazhar**, pour son implication dans cette thèse notamment le suivi de la réalisation de banc d'essai de ce projet.

J'adresse mes remerciements aux membres du jury, pour avoir consacré leur temps précieux à évaluer ce travail.

Prof. BOUGRIOU Cherif, de l'université de Batna 2 , pour avoir eu l'honneur de présider ce jury.

Prof. KABAR Yassine, de l'ENP. Malek Benabi Constantine, d'avoir accepté examiner ce travail

Prof. BORDJA Lyes, de l'Université Larbi Ben Mhidi, OEB, d'avoir accepté examiner ce travail.

Prof. MADANI Hakim, de l'université de Batna 2, d'avoir accepté examiner ce travail.

Mes remerciements s'étendent également aux membres du comité de formation doctorale, dont les discussions et les commentaires ont enrichi mes travaux de recherche. Leur contribution a joué un rôle significatif dans le développement de mes idées et la consolidation de mes résultats.

Je souhaite exprimer ma gratitude envers ma famille, particulièrement ma **chère mère**, à l'âme saine de **mon père**, mes **chers frères et sœurs**, **ma femme** et mes **enfants**, la prunelle de mes yeux et mes amis. Je cite encore Messieurs **Ibrahim, Mustafa, Pinou, Guelfen, Taher, Hamid et Bouha**. Qui m'ont soutenu tout au long de ce parcours à la réussite de ce travail et en mettant à ma disposition des ressources matérielles et un environnement propice

à la recherche. Leur encouragement indéfectible a été une source d'inspiration et de réconfort, et je partage cette réussite avec eux.

Enfin, je tiens à remercier tous ceux qui m'ont aidé, de près ou de loin, qui ont rendu possible cette aventure intellectuelle.

Cette thèse représente bien plus qu'un simple travail de recherche ; elle est le fruit d'efforts collectifs et du dévouement de nombreuses personnes. La richesse de cette expérience réside dans les relations tissées, les enseignements partagés et les défis surmontés ensemble.

Avec gratitude

Résumé

Ce travail de thèse porte sur la caractérisation numérique et expérimentale des tubes échangeurs courbés longitudinalement en forme de C cycliquement inversés (TCL). Dans un premier temps, une étude numérique des performances thermiques des TCL est réalisée afin de délimiter les frontières entre les tubes échangeurs courbés hélicoïdalement (TCH) (coils en anglais) et les TCL. À travers cette étude comparative numérique, nous avons tenté d'identifier si les corrélations empiriques du nombre de Nusselt (Nu) et du coefficient de frottement (f), développées explicitement pour les TCH, pourraient être appliquées aux TCL. Les premiers résultats des simulations ont révélé un bon accord pour le nombre de Nusselt, tandis que le facteur de frottement semble dépendre de plusieurs autres paramètres, à l'image du rapport d'amplitude, défini explicitement dans cette première partie de la thèse.

Suite aux résultats encourageants de l'étude numérique, nous sommes passés à un niveau supérieur dans le long chemin de la caractérisation thermo-hydraulique des configurations TCL (Tube courbé Longitudinalement) en C cycliquement inversés, celui de la mise en place d'un dispositif expérimental pour l'étude thermo-hydraulique des écoulements et l'établissement de corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement. Étant donné l'indisponibilité de ces configurations sur le marché national, le premier pas consiste donc à réfléchir à la manière de réaliser d'une façon idéalement lisse, sans aucun pli, cette forme de tubes courbés. À cette fin, une étude du procédé de formage des tubes en acier inoxydable pour obtenir ce type de forme a été réalisée. La finalité de cette partie est de présenter la méthodologie engagée dans l'étude, la conception et la construction d'une cintreuse plane de tubes en acier inoxydable, pour le formatage courbé longitudinale en C cycliquement inversés.

Une fois les configurations TCL de différentes tailles obtenues dans le dispositif conçu à cet effet, une étude expérimentale est engagée pour analyser les échanges de chaleur produits par ces configurations. De l'eau distillée est utilisée comme fluide caloporteur. À travers la mesure de températures, de pressions, de débits et de puissances de chauffe, des courbes caractérisant le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été élaborées.

Mots clés : Transfert de chaleur, tubes courbés longitudinalement en forme de C cycliquement inversés, caractérisation thermo-hydraulique, étude expérimentale.

Abstract

This thesis work focuses on the numerical and experimental characterization of longitudinally curved tubes in the form of cyclically inverted C-shapes (CIT). Initially, a numerical study of the thermal performance of CITs is conducted to delineate the boundaries between helically curved heat exchanger tubes (coils) and CITs. Through this comparative numerical study, we attempted to determine whether empirical correlations of the Nusselt number (Nu) and friction coefficient (f), explicitly developed for coils, could be applied to CITs. The initial simulation results revealed a good agreement for the Nusselt number, while the friction factor appeared to depend on several other parameters, such as the amplitude ratio, explicitly defined in this first part of the thesis.

Following the encouraging results of the numerical study, we progressed to a higher level in the lengthy process of thermo-hydraulic characterization of CIT configurations, namely the establishment of an experimental setup for the thermo-hydraulic study of flows and the determination of correlations for the Nusselt number and friction coefficient. Given the unavailability of these configurations in the national market, the first step is to consider how to ideally fabricate, without any wrinkles, this type of curved tubes. To this end, a study of stainless-steel tube forming process to obtain this shape was conducted. The purpose of this part is to present the methodology involved in the study, the design, and construction of a flat stainless steel tube bender, for the longitudinal bending of cyclically inverted C-shapes.

Once the CIT configurations of different sizes are obtained in the designed setup, an experimental study is initiated to analyze the heat exchange produced by these configurations. Distilled water is used as the heat transfer fluid. Through the measurement of temperatures, pressures, flow rates, and heating powers, curves characterizing the Nusselt number and friction coefficient have been developed.

Keywords: Heat transfer, longitudinally curved tubes in cyclically inverted C-shapes, thermo-hydraulic characterization, experimental study

المخلص.

تمحور عمل هذه الرسالة حول التوصيف العددي والتجريبي للأنايب المنحنية طولياً بشكل معكوس دورة (CIT) C في البداية، يتم إجراء دراسة عددية لأداء الحراري للـ CITs لتحديد الحدود بين أنابيب تبادل حراري منحنية بشكل هليكويد (الفائف) والـ CITs. من خلال هذه الدراسة العددية المقارنة، نحاول تحديد ما إذا كان يمكن تطبيق الترابطات التجريبية لعدد نوسلت (Nu) ومعامل الاحتكاك (f) ، التي وضعت بشكل صريح للفائف، على الـ CITs. أظهرت النتائج الأولية للمحاكاة اتفاقاً جيداً لعدد نوسلت، في حين يبدو أن عامل الاحتكاك يعتمد على عدة عوامل أخرى، مثل نسبة السعة، المحددة بوضوح في هذا الجزء الأول من الرسالة. بعد النتائج المشجعة للدراسة العددية، قمنا بالتقدم إلى مستوى أعلى في العملية الطويلة للتوصيف الحراري-الهيدروليكي لتكوينات CIT ، وهو إنشاء تجهيز تجريبي لدراسة الأنسجة الحرارية وتحديد الترابطات لعدد نوسلت ومعامل الاحتكاك. نظراً لعدم توفر هذه التكوينات في السوق الوطنية، فإن الخطوة الأولى هي التفكير في كيفية صنع هذا النوع من الأنابيب المنحنية بشكل مثالي، دون أي تجاعيد. لهذا الغرض، تم إجراء دراسة لعملية تشكيل الأنابيب من الفولاذ المقاوم للصدأ للحصول على هذا الشكل. الهدف من هذا الجزء هو تقديم المنهجية المعنية في الدراسة، والتصميم، وبناء مثني أنبوب مسطح من الفولاذ المقاوم للصدأ، للانحناء الطولي لأشكال C المعكوسة دورياً.

بمجرد الحصول على تكوينات CIT من أحجام مختلفة في التجهيز المصمم لهذا الغرض، تم بدء دراسة تجريبية لتحليل التبادل الحراري الناتج عن هذه التكوينات. يتم استخدام الماء المقطر كسائل نقل الحرارة. من خلال قياس درجات الحرارة والضغط ومعدلات التدفق وقدرات التسخين، تم تطوير منحنيات توصف عدد نوسلت ومعامل الاحتكاك.

الكلمات الرئيسية: نقل الحرارة، الأنابيب المنحنية طولياً بأشكال C المعكوسة دوري

Sommaire

SOMMAIRE

Résumés	
Liste des tableaux	i
Liste des figures	ii
Nomenclature	v
Production scientifique	ix
Introduction générale	1
Chapitre I : Etat de l'art	5
I-1. Introduction	6
I-2. Tubes courbés en hélice (<i>TCH</i>)	7
I-3. Tubes courbés en spirale (<i>TCS</i>)	15
I-4. Tubes courbés longitudinalement en formes de C, U et Sinusoïdale	17
I-5. Conclusion	20
Chapitre II :	22
Etude numérique des performances thermiques des tubes échangeurs courbés longitudinalement en forme de C cycliquement inversés	
Résumé	23
II-1. Introduction	23
II-2. TCL en C cycliquement inversés vs TCH	24
II-3. Modèle de turbulence thermo-hydraulique et validation	25
II-3-1. Modèle mathématique	25
II-3-2. Considérations spécifiques et conditions aux limites	28
II-3-3. Post-traitement	29
II-3-4. Tests d'indépendance du maillage et validation du modèle numérique	30
II-4. Résultats et discussion	35
II-4-1. Discussion	37
II-4-2. Pourquoi le coefficient de frottement (f) dépend-t-il de (β)	39
II-4-3. Pourquoi le nombre de Nusselt (Nu) ne dépend-t-il pas de (β)	41

II-5. Conclusion	42
Chapitre III :	43
Étude, conception et réalisation d'une cintrreuse plane des tubes pour le formatage courbé longitudinale de C cycliquement inversés	
Résumé	44
III-1. Introduction	45
III-2. Conception et réalisation de la cintrreuse plane	46
III-2-1. Description générale du dispositif	46
III-2-2. Conception des divers composants de la cintrreuse plane en 3D assistée par SolidWorks	49
III-2-3. Réalisation de la cintrreuse plane	53
III-3. Phénomène de retour élastique	55
III-3-1. Définition	55
III-3-2. Caractérisation physique du tube inoxydable AISI 316L	57
III-3-3. Paramètres à effet sur le coefficient de retour élastique	59
III-3-4. Calcul de la faisabilité de cintrage	61
III-3-5. Estimation du coefficient de retour élastique	6
III-4. Conclusion	66
Chapitre IV :	68
Étude expérimentale des performances thermiques des configurations TLC : Résultats préliminaires	
Résumé	
IV-1. Introduction	69
IV-2. Configuration expérimentale	69
IV-3. Conception du banc d'essai	72
IV-4. Conception de l'armoire électrique	74
IV-5. Réalisation du banc d'essai	78
IV-6. Traitement des mesures expérimentales et validation du banc d'essai	84
IV-7. Résultats et discussion	85
IV-8. Conclusion	89
Conclusion générale	93
Références bibliographiques	95
	99

Liste des tableaux

Tableau II-1.	Propriétés du <i>HTF</i>	31
Tableau II-2.	Nombre de Reynolds critique	33
Tableau II-3.	Vérification de l'indépendance de Maillages	33
Tableau II-4.	Corrélations en régime turbulent de Nu et de f pour des configurations TCH	34
Tableau III-1.	Caractéristiques techniques des tubes inoxydables AISI 316L	58
Tableau III-2.	Caractéristiques physiques et chimiques des tubes inoxydables AISI 316L	58
Tableau III-3.	Caractéristiques mécaniques des tubes inoxydables AISI 316L	59

Liste des figures

Fig. I.1 :	Configuration des tubes enroulés en hélices	8
Fig. I.2 :	Configuration des tubes enroulés en spirale	16
Fig. I.3:	Configuration des tubes enroulés longitudinalement en C cycliquement inversés	20
Fig. II.1:	Configurations d'étude (a): Tubes courbés hélicoïdalement (<i>TCH</i>), (b): Axe de la ligne médiane du <i>TCH</i> , (c): Tubes courbés longitudinalement en C cycliquement inversés (<i>TLC</i>).	24
Fig. II.2:	<i>TLC</i> avec différents rapports d'amplitude (β) et un rapport de courbure (δ) similaire	26
Fig. II.3(a):	Maillage des TCH	31
Fig. II.3(b):	Maillage des TLC ($\beta=0.2$)	32
Fig. II.4:	Tests de validation des simulations	34
Fig. II.5:	(<i>Nu</i>) et (<i>f</i>) de <i>TCH</i> vs. <i>TLC</i>	35
Fig. II.6 :	<i>Nu</i> et <i>f</i> en fonction du nombre de Reynolds pour les variantes du TLC	36
Fig. II.7:	Comportement de l'écoulement sur différentes sections transversales d'un segment périodique en forme de C. $\beta = 1, \Delta N = 0,0293$ et $Re = 3,5 \times 10^4$. La paroi du tube a été omise	37
Fig. II.8:	Localisation des plans de coupes sur un segment périodique en forme de C	38
Fig. II.9:	Lignes de courant dans des sections transversales sélectionnées sur le deuxième segment périodique des configurations <i>TCL</i> . $0.172 \leq \beta \leq 1$, $Re=35353$. La paroi du tube a été omise	40
Fig. III.1(a):	Vue dessous - vue isométrique de l'assemblage de la cintrreuse plane	47
Fig. III.1(b):	Vue de face - vue d'arrière de l'assemblage de la cintrreuse plane	48
Fig. III.1(c):	Dessin d'assemblage de la cintrreuse plane	48
Fig. III.2:	Ligne d'axe de la forme longitudinale courbée en C cycliquement inversés	49
Fig. III.3:	Dessin d'assemblage de l'étai	49
Fig. III.4:	La projection axonométrique du deuxième réducteur (vue éclatée)	50
Fig. III.5:	Moto-réducteur et pignon alésé claveté pour chaîne métallique	50
Fig. III.6:	Pignon alésé claveté à denture traitée pour chaîne métallique	51
Fig. III.7:	Système de transmission du mouvement par chaîne	51
Fig. III.8:	Matrices : (a) de forme et (b) de serrage	51

Fig. III.9:	Chaine métallique de transmission	52
Fig. III.10:	Le socle	52
Fig. III.11:	(a) Boitier de commande, (b) Arrêt d'urgence et (c) Fin de course	53
Fig. III.12:	Vis sans fin et la roue dentée du 1 ^{er} réducteur	54
Fig. III.13:	Accouplement à ergot et boitier du réducteur	54
Fig. III.14:	Réalisation du dispositif de cintrage	55
Fig. III.15:	Retour élastique lors de l'étirage	57
Fig. III.16:	Effet du module de Young sur le coefficient de retour élastique	60
Fig. III.17:	Distribution des contraintes au niveau du rayon de courbure, dans le contexte d'un pliage en forme de V, avec une épaisseur de tôle de 3 mm	61
Fig. III.18:	Phénomène de retour élastique	63
Fig. III.19:	Comparaison des Facteurs de Retour Élastique	65
Fig. III.20:	Mise en position du tube pour un rayon $R_c=120\text{mm}$	65
Fig. III.21:	Mise en position du tube pour un rayon $R_c=80\text{mm}$	65
Fig. III.23:	Tubes longitudinalement courbés en C cycliquement inversés, pour différents rayons de courbure	66
Fig. IV.1:	Dessin de banc d'essai en 3D avec SOLIDWORKS	75
Fig. IV.2:	Agrandissement de la 1ère zone	76
Fig. IV.3:	Agrandissement de la 2ème zone	76
Fig. IV.4:	Vue d'un tube courbé longitudinalement en forme de C cycliquement inversés d'un diamètre de <i>160 mm</i>	76
Fig. IV.5:	Dessin des tubes périodique à différentes amplitudes	77
Fig. IV.6:	Test de validation de banc d'essai (Tube rectiligne)	77
Fig. IV.7:	Dessin de disjoncteur en 3D par SOLIDWORKS	78
Fig. IV.8:	Dessin de contacteur et relais thermique en 3D avec SOLIDWORKS	79
Fig. IV.9:	Dessin de transformateur de courant	79
Fig. IV.10:	Arrêt d'urgence en 3D avec SOLIDWORKS	80
Fig. IV.11:	Borniers et connecteurs	80
Fig. IV.12:	Bouton-poussoir à impulsion lumineuse	81
Fig. IV.13:	Voyant lumineux de signalisation	81
Fig. IV.14:	Commutateur à bascule	82
Fig. IV.15:	Assemblage des différents composants de l'armoire électrique	82
Fig. IV.16:	Schéma de puissance de l'armoire électrique	83

Fig. IV.17:	Schéma de commande de l'armoire électrique	84
Fig. IV.18:	Réalisation du banc d'essai	85
Fig. IV.19:	Installation expérimentale d'un tube droit (validation de dispositif)	86
Fig. IV.20(a):	Essai de validation des résultats expérimentaux d'un tube droit (Coefficient de frottement)	88
Fig. IV.20(b):	Essai de validation des résultats expérimentaux d'un tube droit (Nombre de Nusselt)	89
Fig. IV.21:	Coefficient de frottement vs nombre de Reynolds	90
Fig. IV.22:	Coefficient du frottement vs nombre de Reynolds ; $R_c = 80\text{ mm}$	91
Fig. IV.23:	Rapport du coefficient de frottement par rapport au nombre de Reynolds ; $R_c = 120\text{ mm}$	92
Fig. IV.24:	Coefficient de frottement fonction du nombre de Reynolds ; $R_c = 160\text{ mm}$	93
Fig. IV.25:	Comparaison des résultats expérimentaux d'un tube périodiquement ondulé($R_c = 80\text{mm}$) Vs les corrélations des tubes TCH	94

Nomenclature

Lettres romaines	
$A [mm]$	Amplitude
$c_p [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Chaleur spécifique à pression constante
f	Coefficient de frottement
$h [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Coefficient de transfert de chaleur
$\dot{m} [kg \cdot s^{-1}]$	Débit massique
$D_{interne} [mm]$	Diamètre intérieur du Tube
$k [m^2 \cdot s^{-2}]$	Énergie cinétique turbulente
$e [mm]$	En pliage c'est l'épaisseur de la tôle; En cintrage c'est le diamètre de la tige
$l_t [m]$	Échelle de longueur turbulente,
$S_p [mm]$	Épaisseur nominale du tube
K'	Facteur de retour élastique (Rapport entre la forme de la pièce finie et la forme de l'outil)
K	Faisabilité de Pliage
F_1, F_2	Fonction de mélange
$I_m [-]$	Intensité turbulente
$L_c [m]$	Longueur curviligne du tuyau
De	Nombre de Dean
Nu	Nombre de Nusselt

Pr	Nombre de Prandlt
Pr_t	Nombre de prandtl turbulent (= 0,85)
Re	Nombre de Reynold
Ra	Nombre de Rayleigh
Re_{cr}	Nombre de Reynolds critique
$H [mm]$	Pas de la bobine
$P [Pa]$	Pression
$\Delta p [Pa]$	Chute de pression
β	Rapport d'amplitude : A/R_c
δ	Rapport de courbure : $D_{interne}/2R_c$
$R_c [m]$	Rayon de courbure
$r'_m [mm]$	Rayon moyen après retour élastique
$r_m [mm]$	Rayon moyen avant retour élastique
$R_m [mm]$	Rayon moyen de cintrage
$A [m^2]$	Surface d'échange
$Q [W]$	Taux de transfert de chaleur moyen
$T [K]$	Température
$u [m \cdot s^{-1}]$	Vitesse

$V^* [ms^{-1}]$	Vitesse normalisée
Lettres Greek	
$\theta [^\circ]$	Angle final après le cintrage
$\varphi [^\circ]$	Angle indiquant les coupes transversales sur la ligne médiane le long du tuyau incurvé
$\theta_0 [^\circ]$	Angle initial de matrice de forme
$k'' [daN / mm^2]$	Coefficient d'amplitude du métal (loi d'érouissage $\sigma = k'' \varepsilon^n$)
$n [daN / mm^2]$	Coefficient d'érouissage du métal. Pour la plupart des aciers n varie entre 0.1 et 0.25
f	Coefficient de frottement
ν	Coefficient de poisson
$\lambda_f [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Conductivité du fluide
$\tau [Pa]$	Contrainte de cisaillement
$\lambda [m]$	Longueur de la période
$\rho [kg \cdot m^{-3}]$	Masse volumique
$\eta [cm^{-1}]$	Nombre d'onde ($= 2\pi / L$)
β	Rapport d'amplitude : A/R_c
δ	Rapport de courbure : $D_{interne}/2R_c$
$\mu [Pa \cdot s]$	Viscosité Dynamique
Subscripts	
c, w	Courbé

<i>b, f, et mf</i>	Mélange (bulk) ; Film et fluide moyen
<i>in or out</i>	Entrée ou sortie
<i>w</i>	paroi
<i>s</i>	Rectiligne

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

Le transfert de chaleur dans les tubes courbés revêt une importance dans les divers domaines d'applications industrielles telles que les centres nucléaires, les serpentins, les systèmes de climatisations et de chauffage, l'agroalimentaire -surtout en ce qui concerne la pasteurisation des boissons et les produits laitiers-, et s'étend également au-delà du domaine des systèmes de refroidissement des ordinateurs.

La configuration de l'écoulement qui traverse des tubes courbés diffère de celui qui traverse des tubes droits à cause de la présence d'écoulements secondaires (vortex) qui se manifeste dans les sections perpendiculaires aux lignes de la vitesse d'écoulement axiale. L'effet des forces centrifuges induites par la forme courbée des tubes permet d'agir sur la vitesse axiale de l'écoulement est le fait que le point de vitesse maximale dévie vers la paroi. Ainsi, la configuration de l'écoulement dans un tube courbé possède un aspect 3D, alors qu'elle est 2D dans les tubes droits.

La plupart des travaux de recherches sur les échangeurs de chaleur tubulaire courbés se focalisent sur les tubes courbés hélicoïdalement en raison de leurs performances thermiques élevées. En revanche, bien qu'appartenant au même type d'échangeurs de chaleur, les configurations courbées longitudinalement (**TCL**) n'ont pas reçu beaucoup d'attention de la part des scientifiques, mise à part quelques études récentes qui ont encouragé l'utilisation des **TCL**, en formes sinusoïdales périodiques, dans la technologie de concentrateurs solaires linéaires. Cette déficience a conduit à un manque de corrélations pour estimer le coefficient de transfert de chaleur ainsi que celui de la perte de charge pour cette seconde catégorie d'échangeurs tubulaires courbés.

Pour combler ce retard, ce travail de thèse propose une caractérisation thermo-hydraulique des performances thermiques dans les tubes courbés longitudinalement en forme de C cycliquement inversés. En effet, la connaissance de l'évolution du nombre de Nusselt (Nu) et du coefficient de frottement (f) à travers les **TCL**, à différents régimes d'écoulements et différentes caractéristiques géométriques, va permettre la mise en place de corrélations empiriques facilitant ainsi les études de conception d'engineering d'échangeurs de chaleur utilisant ce type de tubes. Suite à une application dans le domaine du solaire thermique, cette étude voit son utilisation principale dans l'amélioration des performances thermiques des capteurs à concentration solaire cylindro-paraboliques.

Objectifs de la thèse

Ce travail de thèse représente une recherche initiatrice dans le domaine du transfert de chaleur et la chute de pression, pour des tubes courbés longitudinalement en forme de C cycliquement inversés.

En plus d'une introduction générale et une conclusion générale en fin de thèse, cette étude est structurée en quatre volets distincts mais complémentaires, à savoir :

Un premier volet qui comprend une recherche détaillée sur l'état de l'art relative aux corrélations empiriques, étude expérimentales, études numériques, phénomènes thermiques et dynamiques en lien aux échangeurs tubulaires courbés. Cette première recherche a permis de mettre en avant plan le manque flagrant de corrélations pour l'estimation du coefficient d'échange et de perte de pression pour des tubes courbés longitudinalement en forme de C cycliquement inversés.

Un second volet qui comporte une analyse numérique des écoulements fluides turbulents dans des tubes courbés longitudinalement en forme de C cycliquement inversés, caractérisées principalement par le rapport d'amplitude (β). Le but principal est d'examiner la possibilité d'utiliser les corrélations empiriques conçues initialement pour les tubes courbés hélicoïdalement (**TCH**) pour évaluer le nombre de Nusselt (Nu) et le coefficient de friction (f) dans le contexte des tubes courbés longitudinalement (**TCL**). La validité du modèle et des simulations a été réalisée en confrontant les résultats numériques avec des corrélations empiriques de la littérature.

Le troisième volet concerne la conception et la réalisation d'une cintrreuse plane pour tubes métalliques (spécifiquement en acier inoxydable 316L dans cette étude) courbés longitudinalement en forme de C cycliquement inversés, à des différents diamètres et différent rapport d'amplitude (β). La cintrreuse plane est composée principalement : d'un système de réduction de vitesse à deux réducteurs, d'un moteur à double sens, d'une matrice de forme adaptée aux diamètres de tube cintré, d'une matrice de serrage et d'une chaîne de transmission de mouvement. La conception de ce dispositif implique une analyse minutieuse des exigences des matériaux, des spécifications des pièces à cintrer, ainsi que des contraintes mécaniques nécessaires à la flexion précise des tubes métalliques. Des considérations telles que la précision de la courbure, la résistance du matériau, les dimensions de la pièce finale et la facilité d'utilisation de cette machine sont essentielles lors de la conception d'une cintrreuse plane, pour garantir des résultats précis et cohérents.

Et le dernier volet comprend une caractérisation expérimentale (tests) des échanges de chaleur dans des tubes courbés longitudinalement en forme de C cycliquement inversés, obtenus par le dispositif conçu spécialement à cet effet, comme exposé dans le volet précédent. Différents tubes, à différentes caractéristiques géométriques ont été testés. Les résultats expérimentaux ont permis de consolider favorablement le constat de l'étude numérique du second volet (Chapitre II) pour la perte de pression et le coefficient de transfert de chaleur.

CHAPITRE I
Etat de l'art



I. Etat de l'art

I-1. Introduction

Dans les dernières décennies le but substantiel de la majorité des chercheurs de la dynamique des fluides est comment choisir une meilleure géométrie qui provoque un meilleur transfert de chaleur dans les échangeurs thermiques avec le minimum possible de perte de charge.

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs largement utilisés pour transférer la chaleur entre des fluides de températures différentes. Leur utilisation est étendue, couvrant des domaines tels que les systèmes de réfrigération, de climatisation, ainsi que diverses installations impliquées dans le traitement thermique. En plus d'améliorer les performances des échangeurs de chaleur, l'optimisation du transfert thermique permet de réduire considérablement leur encombrement.

Généralement, les techniques d'amélioration se répartissent en deux catégories : les techniques actives, nécessitant des forces externes telles que des champs électriques, acoustiques ou des vibrations de surface, et les techniques passives, qui reposent sur des géométries de surface spéciales ou des additifs fluides. Les deux approches ont été exploitées pour améliorer les performances thermiques échangeurs de chaleur.

On s'intéresse dans ce travail aux avantages que peuvent apporter les formes courbées aux performances thermiques des échangeurs de chaleur tubulaire. Grâce à leur structure compacte et à leur efficacité de transfert thermique élevée, les tubes courbés sont introduits comme l'une des méthodes passives d'optimisation du transfert de chaleur, et ils sont largement utilisés dans divers secteurs industriels.

Le transfert de chaleur dans les tubes courbés vise à optimiser l'efficacité de l'échange thermique grâce à la formation, au sein de l'écoulement principal, des écoulements secondaires (vortex), mais aussi grâce à leur grande surface de transfert thermique et de masse par unité de volume, tout en tenant compte de la complexité de la dynamique des fluides.

La première conséquence de la forme courbée du tube est l'apparition de forces centrifuges qui agissent directement sur le fluide en écoulement produisant des écoulements secondaires dans les plans de section transversale qui augmentent le transfert de chaleur, mais aussi les pertes de charge par rapport aux tubes droits. Une dissymétrie de l'écoulement

se produit en raison des différences de force centrifuge entre les éléments de fluide se déplaçant à différentes vitesses axiales (Ujhidy et al. [1]). Ce phénomène est typique aux configurations d'écoulements courbés, et reste inexistant dans les configurations droites.

Les différentes configurations de tubes courbés peuvent être classées comme suit : (a) Les tubes hélicoïdal : Cette forme est défini par une courbe régulière -l'hélice- qui s'enroule autour d'un cylindre de manière régulière et uniforme. La forme hélicoïdale peut être générée par une rotation et un déplacement simultané d'une droite autour d'un axe. (b) Le tore : Qui possède une forme géométrique tridimensionnelle à l'image d'un anneau. Cette forme est créée par la rotation d'un cercle autour d'un axe situé à une certaine distance du plan du cercle. (c) Le serpentins : Le rayon de courbure variés périodiquement sans jamais s'annuler. (d) Les spirales Archimédiennes : Ces spirales ont une croissance uniforme et constante. Elles se forment en déplaçant un point le long d'une ligne droite tout en tournant autour d'un centre fixe à un rythme constant. (e) Périodique : Qui obéit à une fonction mathématique dont les valeurs se répètent à intervalles réguliers appelés périodes. Formellement, une fonction $f(x)$ est périodique si, pour tout x dans son domaine, il existe une constante positive P telle que $f(x+P) = f(x)$. Cela signifie que la fonction produit la même valeur à des intervalles réguliers, ce qui crée une répétition continue de son comportement (Vashisth et al.[2]).

Ces différentes configurations de tubes peuvent être regroupés en trois catégories principales : les tubes courbés en hélice, les tubes courbés en spirale et les tubes courbés longitudinalement. Les configurations en hélice (hélicoïdales) et en spirale sont parmi les types de tubes courbés les plus connus, employés notamment dans les processus de récupération de chaleur, les systèmes de climatisation et de réfrigération, ainsi que dans les réacteurs chimiques.

I-2. Tubes courbés hélicoïdalement (TCH)

Eustice [3], White [4] et Taylor [5] sont parmi les premiers scientifiques qui ont conduit des travaux expérimentaux traitant d'un fluide s'écoulant à travers un *TCH*.

De nombreuses études expérimentales se sont concentrées sur l'estimation du taux moyen de transfert de chaleur et de la perte de charge dans les *TCH*.

La Fig. I.1 illustre les caractéristiques principales de tubes échangeurs hélicoïdaux, à savoir, le rapport de courbure, le diamètre intérieur de tube et le pas entre chaque hélice. Les

tubes à l'intérieur de l'échangeur de chaleur suivent une trajectoire hélicoïdale, créant ainsi une séquence de boucles en forme de spirale. D'après les études précédentes cette conception offre plusieurs avantages, tels qu'une meilleure efficacité de transfert de chaleur, une compacité accrue, et une résistance aux effets des vibrations et des changements de pression. Avec tous ces atouts, ils occupent une place privilégiée dans diverses applications industrielles, notamment dans le refroidissement et le chauffage des fluides, le traitement chimique, et d'autres processus où le transfert de chaleur efficace est essentiel.

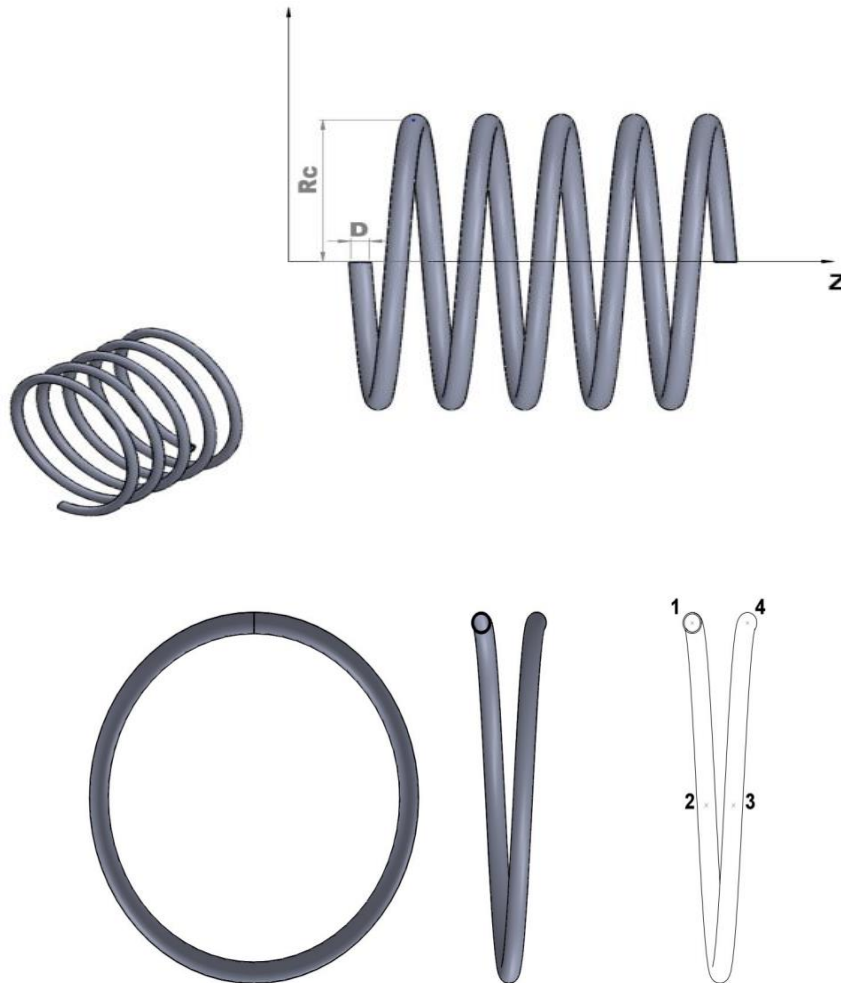


Fig. I.1: Configuration des tubes enroulés en hélices

En 1959, Ito [6] a établi une corrélation, sur la base de résultats expérimentales, du coefficient de friction pour un régime turbulent à travers les *TCH*, en fonction du rapport de courbure $\delta \equiv (D_{inteme} / 2Rc)$ (rapport du diamètre interne du tube sur deux fois le rayon de courbure) et du nombre de Reynolds (Re). La corrélation se présente sous la forme suivante :

$$f = 0,304 \cdot Re^{-0,25} + 0,029\sqrt{\delta} \quad (I-1)$$

Pour un diamètre de tube donné, plus le rapport de courbure augmente, plus le coefficient de frottement augmente. Seban et McLaughlin [7] ont étudié le transfert de chaleur et la chute de pression de l'eau s'écoulant à travers deux *TCH* horizontaux possédant un rapport $\left(\frac{1}{\delta}\right)$ de 17 et 104. Les auteurs ont établi une corrélation du coefficient de transfert de chaleur, évalué à la température du film (moyenne arithmétique de la température de mélange du fluide et celle de la paroi interne du tube) pour une plage de régime d'écoulement de $(12 \div 65 \times 10^3)$.

Rogers et Mayhew [8] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur turbulent et la perte de charge dans les *TCH*. Les auteurs ont établi des corrélations entre la perte de charge et les coefficients de transfert de chaleur pour $\left(\frac{1}{\delta} = 10,8 - 13,30 - 20,10\right)$. Le nombre de Nusselt se présente alors sous la forme :

$$Nu = 0,023 Re^{0,85} Pr^{0,4} \left(\frac{d}{D}\right)^{0,1} \quad (I-2)$$

Ces corrélations sont établies sur une plage de nombres de Reynolds de $(1,0 \times 10^4 \div 5,0 \times 10^4)$ et les propriétés des fluides ont été évaluées à la température de mélange du fluide.

Mori et Nakayama [9] ont utilisé l'air comme fluide de travail circulant dans deux tubes toroïdaux horizontaux avec un angle de courbure de 300° et admettant deux valeurs différentes de $\left(\frac{1}{\delta}\right)$, i.e. 8,7 et 40. La paroi était maintenue à une température constante, et les propriétés physiques de l'air ont été évaluées à la température moyenne.

Gnielinski [10] a mis en lumière la manière dont le nombre de Nusselt est influencé par le rapport d'aspect, qui correspond au rapport entre les rayons de la section transversale elliptique du tube. Dans le cas d'une section elliptique, ce rapport d'aspect a également un impact sur la configuration de la vitesse. Gnielinski a formulé les corrélations suivantes :

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1 + 12,7\sqrt{\frac{f}{8}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}} (Pr/Pr_w)^{0,14} \quad (I-3)$$

$$f_s = \frac{0,3164}{(Re^{0,25})} + 0,03\delta^{0,5} \left(\frac{\mu_\omega}{\mu_{r\omega}} \right)^{0,14} \quad (I-4)$$

Schmidt [11] a étudié expérimentalement l'influence de l'écoulement secondaire pendant la convection forcée dans les TCH, à travers cinq configurations chauffées. Ces configurations admettent des rapports de courbure dans l'intervalle $(0.015 \div 0.20)$, pour des nombres de Reynolds de $(10^2 \div 10^5)$ et a ainsi donnée une estimation du coefficient de transfert de chaleur et de la chute de pression non isotherme.

$$Nu = 1,0 + 3,6(1 - \delta)\delta^{0,8}(0,023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,4}) \quad (I-5)$$

De l'air, de l'eau et de l'huile ont été utilisés comme fluides de travail.

Les résultats expérimentaux ont été synthétisés sous forme adimensionnelle et comparés aux études antérieures réalisées par d'autres chercheurs. Il conclut que, pour un même débit, le transfert de chaleur dans les tubes à courbure hélicoïdale est plus élevé que les tubes droits.

Xin et Ebadian [12] ont réalisé des expériences sur des TCH pour étudier les effets du rapport de courbure et du nombre de Prandtl (Pr) sur le transfert de chaleur. Les expériences suggéraient que, pour un écoulement turbulent de faible (Pr), le nombre de Nusselt périphérique (Nu) augmente avec l'augmentation du régime d'écoulement, et inversement pour des valeurs plus élevées de (Pr). Ces auteurs ont proposé une corrélation pour un (Nu) turbulent en régime pleinement développé basé sur le rapport de courbure, le régime d'écoulement et le nombre de Prandtl, dans des plages de : $0,0267 < d \leq 0,08840$, $5 \times 10^3 < Re \leq 10^5$ et $0,7 < Pr \leq 5$.

Bai et al. [13] ont présenté les effets de la viscosité sur le nombre de Nusselt turbulent où ils ont pris en compte dans leur corrélation un rapport de la viscosité du fluide estimée à la température de mélange du fluide par rapport à celle estimée à la température de la paroi.

Par ailleurs, Prabhanjan et al. [14] ont comparé les taux de transfert de chaleur entre un échangeur de chaleur en hélice et un échangeur de chaleur à tube droit. Leur configuration expérimentale comprenait une bobine hélicoïdale de 10 tours avec un diamètre interne de $15,7 \text{ mm}$, une épaisseur de paroi de $1,2 \text{ mm}$ et un pas nul. La bobine expérimentale avait un diamètre hélicoïdal de 203 mm et une longueur étirée de $6,38 \text{ m}$. Leurs résultats ont mis en évidence l'impact de la géométrie de l'échangeur de chaleur et de la température du bain d'eau environnant sur le coefficient de transfert de chaleur.

Inagaki et al. [15] ont réalisé des expériences pour étudier les vibrations induites par l'écoulement, le transfert thermique et la perte de charge des tubes enroulés en hélice dans un échangeur de chaleur intermédiaire pour un réacteur d'essai d'ingénierie à haute température. L'air a été utilisé comme fluide de travail. Le modèle d'échangeur de chaleur était constitué de 54 tubes enroulés en hélice répartis en trois couches.

Ali [16] a formulé une corrélation de la perte de charge en fonction du nombre d'Euler, du nombre de Reynolds et d'un rapport d'aspect, pour un écoulement isotherme et stationnaire de fluides newtoniens à travers des tubes enroulés en hélice. Huit différentes configurations géométriques ont été testées dans des dispositifs expérimentaux dédiés. Les résultats ont démontré l'influence du nombre de Reynolds et du rapport d'aspect sur le coefficient de frottement (de Fanning).

Guo et al. [17] ont étudié l'effet de l'inclinaison axiale des *TCH* sur la perte de pression par frottement. Ils ont observé qu'une bobine inclinée à 45° vers le haut présente une légère augmentation de la perte de pression par frottement ; cependant, la différence entre les quatre bobines inclinées est inférieure à 12%. Une nouvelle corrélation du coefficient de frottement a été établie d'après les données de mesures obtenues et prend la forme suivante :

$$f_c = 2,552Re^{-0,15} \left(\frac{d}{D} \right)^{0,51} \quad (\text{I-6})$$

En effet, presque tous les auteurs s'accordent à dire que le rapport de courbure (δ), le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl sont les paramètres pertinents pour décrire le nombre de Nusselt moyen et le coefficient de frottement à l'intérieur des *TCH*.

En parallèle avec les travaux expérimentaux visant à mieux comprendre les phénomènes thermodynamiques dans les tubes courbés, de nombreuses études numériques ont été réalisées en utilisant différents modèles mathématiques et numériques.

Patankar et al. [18] ont étudié le développement de l'écoulement turbulent dans des tuyaux courbés à 180° numériquement. Les simulations ont montré que le profil de vitesse dans le rayon horizontal est déformé avec un déplacement maximal de la vitesse vers le côté extérieur du tube en raison de la force centrifuge (CF), contrairement à celles obtenues sur le rayon vertical où le profil est uniforme.

Li et al. [19] ont estimé une position axiale autour de (180°) où l'écoulement turbulent et le transfert de chaleur à travers le tube courbé deviennent presque entièrement développés,

tandis que Kumar et al. [20] ont rapporté une observation similaire (180°) où la couche limite thermique devient établie.

Jayakumar et al. [21] ont étudié numériquement le nombre de Nusselt local à plusieurs sections transversales. Le côté extérieur de l'hélice possède le nombre de Nusselt le plus élevés. Ils ont montré qu'un écoulement turbulent se développe sur environ d'un tiers de la longueur totale de la spirale, à environ $\sim 240^\circ$ sur 720° .

A travers des Simulations Numériques Directes, Hüttl et Friedrich [22] ont pu étudier l'écoulement turbulent entièrement développé dans des tubes courbés et des *TCH* pour des nombres de Reynolds bas et avaient mis en évidence les effets du rapport de courbure sur la dynamique de l'écoulement. Les résultats ont montré que le rapport de courbure influence fortement la turbulence du l'écoulement.

Di Liberto et Ciofalo [23] ont réalisé une étude numérique comparative entre des tuyaux courbés et des tuyaux droits pour des nombres de Reynolds dans la plage ($1,2 \times 10^4 - 1,8 \times 10^4$). Les auteurs ont conclu à une légère augmentation du (Nu) moyen avec l'augmentation du rapport de courbure (δ). De plus, les fluctuations de la température dans la région centrale des tuyaux courbés étaient plus intenses que dans les tuyaux droits.

Parallèlement, Zheng et al. [24] ont utilisé la méthode des volumes de contrôles, avec une précision de second ordre, pour résoudre les équations $3D$. Leur analyse portait sur la convection forcée laminaire et le rayonnement thermique dans un milieu participant à l'intérieur d'un tube hélicoïdal. En comparant les simulations numériques avec et sans prise en compte du rayonnement thermique, ils ont étudié les effets de ce dernier sur le transfert convectif. Leurs résultats ont indiqué que le rayonnement thermique pouvait améliorer le taux global de transfert de chaleur.

Chen et Zhang [25] ont étudié la manière dont la rotation (force de Coriolis), la courbure (force centrifuge) et le chauffage/refroidissement (force de flottabilité de type centrifuge) agissent ensemble pour modifier le schéma d'écoulement, le coefficient de frottement, la répartition de la température et le nombre de Nusselt.

Yang et al. [26] ont développé un modèle numérique visant à analyser la méthode de propagation de la chaleur en convection laminaire dans un tube en forme d'hélice avec un nombre limité de spires. Leur étude a examiné l'impact du nombre de Dean, de la torsion et du nombre de Prandtl sur le processus de convection laminaire. Le nombre de Dean est un nombre adimensionnel, considéré comme un nombre correctif du nombre de Reynolds,

caractérisant les écoulements dans les tubes courbés. Ce nombre reflète l'influence relative des forces centrifuges -liées à la courbure du tube- par rapport aux forces visqueuses. Les écoulements à grand nombre de Dean présentent généralement des caractéristiques telles que des vortex (tourbillons et des mouvements tourbillonnaires) dans les régions courbées de la conduite. Yang et al. [26] ont considéré que le tube hélicoïdal présentait un flux thermique uniforme le long de sa paroi interne, avec une température périphérique également uniforme sur cette paroi. L'écoulement laminaire étudié, impliquant un fluide newtonien incompressible, est supposé être complètement développé du point de vue hydrodynamique et thermique. Les résultats obtenus ont montré que le gradient de température augmentait d'un côté de la paroi du tube est diminué de l'autre côté à mesure que la torsion augmentée. Pour les fluides présentant un nombre de Prandtl élevé, le nombre de Nusselt diminué considérablement avec une torsion croissante. Cependant, pour les fluides à faible nombre de Prandtl, la diminution du nombre de Nusselt était moins significative malgré une augmentation de la torsion. L'écoulement dans les tubes courbés est plus complexe que dans les tubes droits, induisant une perte de charge plus élevée pour un même débit et une même longueur de tube.

Tarbell et Samuels [27] ont résolu le système d'équations de mouvement et le bilan énergétique dans le but d'étudier les paramètres caractéristiques de l'écoulement dans les tubes hélicoïdaux. Les résultats obtenus ont été comparés aux résultats expérimentaux de White [4], aux dénouements analytiques de la couche limite de Mori et Nakayama [28] et à la solution numérique de Truesdell et Adler [29]. Une corrélation (Eq. I.7) a été proposée du coefficient de frottement représentant les données à 3% près.

$$\frac{f_c}{f_s} = 1,0 + \left[8,279 \times 10^{-4} + \frac{7,964^{-3}}{\lambda} \right] Re - 2,096 \times 10^{-7} Re^2 \quad (I-7)$$

Pour $20 \leq De \leq 500$ et $3 \leq \lambda \leq 30$

Où $\lambda = \left(\frac{r}{\delta} \right)$ est une fraction entre le rayon de courbure par rapport au rayon de tube, f_c est le coefficient de frottement pour le tube enroulé et f_s est le coefficient de frottement du tube droit.

Downing et Kojasoy [30] ont examiné l'impact de la courbure sur la perte de charge du R-134a circulant à travers des canaux hélicoïdaux miniatures. Leurs tests ont porté sur huit

courbures distinctes et des tailles de canal variées, couvrant ainsi une vaste gamme de conditions d'écoulement.

Ju et al. [31] ont étudié expérimentalement les performances des tubes hélicoïdaux avec l'utilisation d'un générateur de vapeur HTR-10. Les informations obtenues ont montré que le nombre de Reynolds critique dans un tube hélicoïdal est supérieur à celui dans un tube rectiligne. Une corrélation a été développée comme suit :

Pour un régime laminaire :

$$f_s = \frac{64}{Re}, \frac{f_c}{f_s} = 1, De \leq 11,6 \quad (I-8)$$

Pour un régime laminaire avec de larges vortex :

$$f_s = \frac{64}{Re}, \frac{f_c}{f_s} = 1 + 0,015Re^{0,75} (d/D)^{0,4}, De \geq 11,6 \text{ et } Re \leq Re_{cri} \quad (I-9)$$

Pour un régime turbulent (Tube lisse):

$$f_s = \frac{0,316}{(Re^{0,25})}, De \geq 11,6 \text{ et } Re \leq Re_{cri} \quad (I-10)$$

Kalb et Seader [32] ont étudié théoriquement l'effet du rapport de courbure par rapport au rayon de tube d'un écoulement visqueux pleinement développé pour une condition aux limites de température uniforme de la paroi. Une formule empirique a été proposée comme suit :

$$Nu = 3,31 (De^{(0,115)}) (Pr)^{0,0108} \quad (I-11)$$

$$\text{et } Nu = 3,31 (De^{(0,476)}) (Pr)^{0,2} \quad (I-12)$$

Lee et al. [33] ont présenté théoriquement l'influence des forces de flottabilité dans un écoulement laminaire entièrement développé soumis à un flux de chaleur constant le long de tuyau. Les résultats ont démontré que les forces de flottabilité affectent le nombre de Nusselt moyen circonférentiel de l'échangeur de chaleur.

Di Piazza et Ciofalo [34] ont simulé, par différents modèles de turbulence, le transfert de chaleur dans des tuyaux hélicoïdaux ; on constate que les modèles de turbulence Reynolds stress et contrainte de cisaillement sont les plus précises et plus fiables à la réalité. Des expériences ont été montées pour vérifier les résultats théoriques de ces modèles.

Dravid et al. [35] ont utilisé une approche numérique pour examiner comment l'écoulement secondaire impacte le transfert de chaleur en régime laminaire à l'intérieur des tubes enroulés en hélice, tant dans la région complètement développée que dans la région d'entrée. Les résultats prédits ont été validés en les comparant aux données expérimentales dans la plage de chevauchement. Ils ont ensuite proposé une corrélation pour les nombres de Nusselt asymptotiques :

$$Nu = (0,65De^{0,5} + 0,76) Pr^{0,175} \quad (I-13)$$

Cette formulation spécifie que le nombre de Nusselt, varie en fonction du nombre de Dean (50-200) et du nombre de Prandtl (5-175). Leur recherche a montré que le transfert de chaleur par convection forcée à l'extérieur du tube est lié au produit $(Re^{0,51} Pr^{0,3})$.

Futagami et Aoyama [36] ont examiné les relations entre le transfert de chaleur et la perte de charge dans des tubes courbés et enroulés circulaires pour un écoulement laminaire pleinement développé de fluides newtoniens. La force centrifuge induit des écoulements secondaires en coupe transversale nommés tourbillons de Dean, augmentant l'efficacité globale du transfert de chaleur avec une variation significative du nombre de Nusselt périphérique. Une corrélation a été déterminée comme suit :

$$\frac{N_{(u,b)}}{N_{(u,0)}} = 1,0 + \left[0,19 \times (Re \times Ra \times Pr)^{0,2} \right]^{4,5} \quad (I-14)$$

Pour $5 \leq De \leq 1000$ et $1 \leq Pr \leq 500$.

Pour plus de détails sur le transfert de chaleur et la perte de pression dans les TCH, le lecteur est invité à consulter les travaux présentés par Vashisth et al. [2], Naphon et Wongwises [37], Kalpakli Vester et al. [38], Fsadni et al. [39] et Humnic [40].

I-3. Tubes courbés en spirale (TCS)

Les échangeurs de chaleur spiraux sont utilisés dans diverses applications industrielles, notamment dans le refroidissement et le chauffage des fluides, les systèmes de climatisation, l'industrie chimique et l'alimentaire.

La Fig.I.2 présente une vue de face d'un échangeur de chaleur spiral, il est caractérisé par une variation de rayon de courbure selon un pas déterminé uniforme et une hauteur nulle. Les tubes peuvent être enroulés en forme spirale concentrique avec un changement d'hauteur, créant ainsi une surface d'échange de chaleur étendue.

Les propriétés du transfert de chaleur dans les échangeurs de chaleur en spirale demeurent peu étudiées. Ho et al. [41], ainsi que Wijesundera et al. [42] ont utilisé des corrélations pertinentes des coefficients de transfert de chaleur du côté du tube et du côté de l'air. Afin de déterminer les performances thermiques de ces types d'échangeurs de chaleur dans des conditions de refroidissement et de déshumidification. Des expériences ont été menées pour valider les résultats de ces simulations.

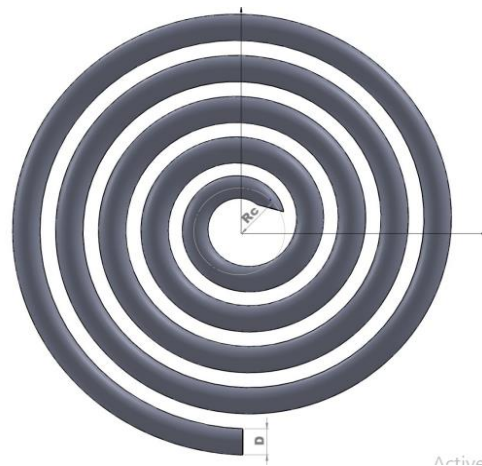


Fig. I.2: Configuration des tube enroulés en spirale

Une étude expérimentale a été proposée par Naphon et Wongwises [43] pour déterminer le coefficient moyen de transfert de chaleur dans le tube spiral. Les expériences, réalisées dans des conditions de refroidissement et de déshumidification, ont pris en considération l'influence des conditions d'entrée des deux fluides de travail sur le coefficient de transfert de chaleur dans le tube. La configuration d'essai consistait en un échangeur de chaleur composé de six couches de tubes courbés et concentriques. Les résultats expérimentaux ont été comparés à des corrélations de la littérature. Une nouvelle corrélation pour le nombre de Nusselt, dans les tubes enroulés en spirale, a été proposée comme suit :

$$Nu = (27,358De^{0,287} Pr^{-0,949}) \quad (I-15)$$

Pour $300 \leq De \leq 2200$ et $Pr \geq 0,5$

Dans deux autres travaux, Naphon et Wongwises [44,45] ont élaboré un modèle mathématique visant à évaluer les performances et les propriétés de transfert de chaleur des échangeurs de chaleur à tubes à ailettes enroulés en spirale dans des conditions de surface mouillée et sèche. Les résultats obtenus par calcul et par mesure étaient en concordance raisonnable.

I-4. Tubes courbés longitudinalement en formes de C, U et Sinusoïdale

Outre les nombreuses études sur les *TCH* et les *TCS*, d'autres formes de tubes courbés, tels que les tubes courbés longitudinalement, ont été peu étudiées en raison de leur utilisation restreinte dans l'industrie.

Razzaque et al. [46] ont entrepris une étude expérimentale portant sur le coefficient de frottement au sein des tubes en forme U ou en serpent, caractérisés par des ondulations régulières et une partie d'espacement. Leur recherche a examiné diverses variables telles que le nombre d'ondulations, le rapport de courbure, les diamètres des tubes en cuivre, les longueurs des segments droits de chaque tube, et le ratio longueur d'espacement (L/d) .

Une configuration semblable à celle de [46] a été étudiée par Popiel et Wojtkowiak [47] afin de déterminer le coefficient de perte de charge dans des tubes en forme de U. Leur analyse met en évidence l'impact du rapport entre le diamètre de courbure et celui du tube sur les variations du coefficient de frottement, à la fois dans la phase laminaire et de transition. Les résultats obtenus révèlent une transition fluide entre ces deux phases, indiquant que l'évolution complète de l'écoulement secondaire, qu'il soit laminaire ou turbulent, est substituée par un écoulement secondaire turbulent.

Dans la phase laminaire, l'influence de la forme de courbure demeure marginale lorsque le nombre de Dean est inférieur ou égal à 3. Les chercheurs ont formulé une corrélation afin de décrire ces constatations de la manière suivante :

$$\ln\left(f_w\left(\frac{Re}{64}\right)\right) = a + b(\ln(De))^2 \quad (I-15)$$

Où $a = 0,021796$ et $b = 0,04413356$

Un canal courbé en forme d'onde carrée en forme de C longitudinale avec des unités récurrentes en forme de C a été expérimenté par Liu et al. [48]. Les géométries serpentine ont été trouvées favorables au mélange par rapport aux canaux carrés droits. Les écoulements secondaires seraient responsables de l'étirement et du pliage des éléments fluides augmentant les taux de mélange. L'efficacité augmente avec le nombre de Reynolds en raison de la présence de tourbillons aux coudes du canal. Une configuration semblable à [48] a été aussi étudiée par Chintada et al. [49] en régime laminaire. On a constaté que la performance de

Transfert de chaleur des canaux serpentins est meilleure que celle des canaux droits pour $Pr > 7,0$ et inférieure pour $Pr < 0,7$. Wu et al. [50] ont réalisé des simulations numériques pour étudier l'ébullition du fluide frigorigène dans un tube serpentin horizontal avec le modèle d'écoulement diphasique eulérien, et ont également mis en place des expériences pour valider et fournir des données pour les simulations.

Une autre forme à laquelle on s'est intéressé dans cette étude est la forme sinusoïdale. Abou Arab et al. [51] ont entrepris une étude expérimentale portant sur la mesure de la perte de pression dans les zones où l'écoulement est à la fois laminaire et turbulent à travers un tube circulaire incurvé selon une forme sinusoïdale. Il a été observé que le nombre de Dean exerce une influence marquée sur le type d'écoulement. De plus, le degré d'ondulation et le rapport entre la hauteur et la longueur du tube ont été identifiés comme des éléments significatifs impactant le coefficient de perte de pression. Ces constatations ont permis de développer la corrélation suivante :

$$f_w \left(\frac{2R_c}{D} \right)^{1/2} = f_s \left(\frac{2R_c}{D} \right)^{1/2} + 0,03 \quad (\text{I-16})$$

Pour un régime laminaire ; $Re \leq 2000$ et,

$$f_w \left(\frac{2R_c}{D} \right)^{1/2} = f_s \left(\frac{2R_c}{D} \right)^{1/2} + 0,005 \quad (\text{I-17})$$

Pour un régime turbulent, $2000 \leq Re \leq 15000$.

Les travaux expérimentaux de Yang et Chiang [52] ont démontré des améliorations significatives, avec une augmentation pouvant atteindre jusqu'à 100 % du taux de transfert de chaleur par rapport aux tubes droits. De plus, ces expériences ont révélé une augmentation du coefficient de frottement jusqu'à 40 % .

Ces résultats sont prometteurs car ils fournissent des données cruciales pour comprendre les performances améliorées de ces échangeurs de chaleur en forme de C sinusoïdale, en particulier pour les écoulements turbulents. La corrélation entre le taux de transfert de chaleur et le coefficient de frottement est donnée comme suit:

$$f = 1,69De^{-0,159} \delta^{0,488} \quad (\text{I-16})$$

$$Nu = 2,87De^{0,4} \delta^{-0,203} Pr^{0,386} \quad (\text{I-17})$$

Pour $2 \times 10^5 \leq De \leq 6 \times 10^6$, $0,05 \leq \delta \leq 0,091$ et $3,9 \leq Pr \leq 4,5$.

Alors que, pour un écoulement laminaire $Re \leq 2000$ et le coefficient de friction obtenu est :

$$f = 793De^{-0,509} \delta^{0,988} \quad (I-18)$$

$$Nu = 0,185De^{0,325} \delta^{-0,157} Pr^{0,234} \quad (I-19)$$

Pour $2 \times 10^5 \leq De \leq 6 \times 10^6$, $0,05 \leq \delta \leq 0,096$, $3,9 \leq Pr \leq 4,5$

Bitam et al [53] ont modélisé numériquement en 3D l'écoulement turbulent pour étudier le potentiel d'optimisation du transfert de chaleur dans un tout nouveau récepteur solaire pour concentrateur cylindro-parabolique. L'utilisation d'un tube en forme courbé/ sinusoïdal au lieu d'un récepteur classique à tube droit et de l'huile synthétique comme fluide caloporteur allait permettre de confronter les résultats numériques obtenus avec les données expérimentales de la littérature. Ils ont démontré que le nombre de Nusselt moyen pourrait augmenter de 45% à 63%, tandis que le coefficient de frottement ne connaîtrait qu'une augmentation inférieure de 40,8%. Cette augmentation combinée permet d'attendre un critère d'évaluation de performances maximal d'environ 135%. L'importance croissante de ces études dans des domaines vitaux tels que les énergies renouvelables et les composants électroniques souligne la nécessité de passer à des travaux expérimentaux pour consolider ces observations et optimiser ces échangeurs de chaleur pour des applications réelles.

Parallèlement aux formes sinusoïdales on trouve aussi des configurations semblables identifiées comme étant des tubes courbés en forme de C cycliquement inversés (TCL), comme le montre la figure I-3.

Des études récentes ont essayé d'explorer numériquement la perte de pression dans les TCL.

Parmi ces études on trouve Demagh et al. [54], qui ont réalisé une étude numérique sur les écoulements turbulents à l'intérieur des échangeurs de chaleur tubulaires incurvés longitudinalement en forme sinusoïdale. Le modèle de turbulence utilisé est le modèle de transport de contrainte de cisaillement $k-\omega$ (SST). La confrontation des résultats numériques pour le coefficient de frottement (f) et les données expérimentales de la littérature, ont confirmé l'incapacité des corrélations spécifiques aux géométries hélicoïdales à prédire de manière précise le coefficient de frottement (f) à l'intérieur des tubes courbés longitudinalement en forme de C. De plus, contrairement aux géométries hélicoïdales, il a

été observé que le coefficient de frottement pour les tubes en forme de C semble être influencé par d'autres ratios que le rapport de courbure (δ).

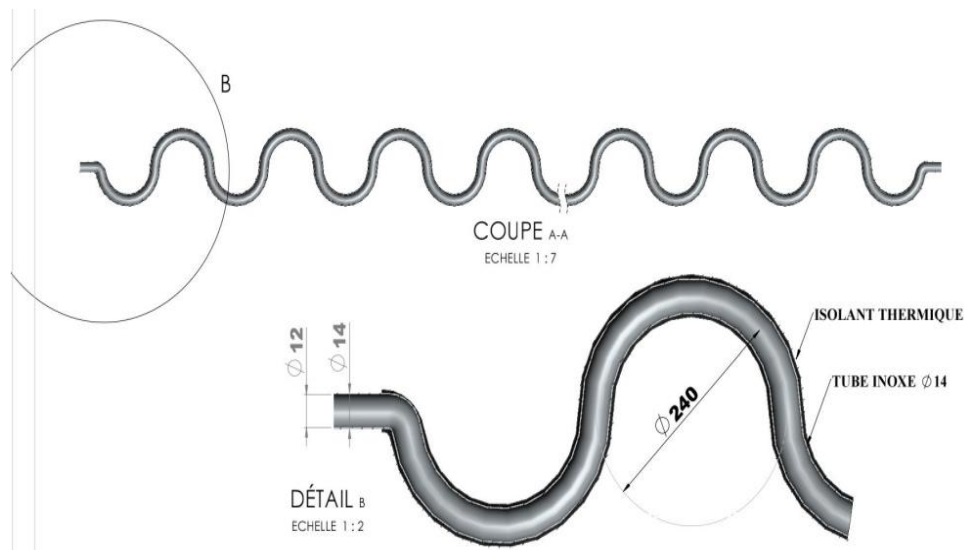


Fig. I.3: Configuration des tubes enroulés longitudinalement en C cycliquement inversés

Cette étude a souligné l'impact du rapport d'amplitude β , défini comme le rapport entre l'amplitude et le rayon de courbure, sur ces résultats.

Alors que les *TLC* et les *TCH* admettent un rayon de courbure unique ; ce qui implique une force centrifuge constante créant des tourbillons à chaque position le long des tubes, les formes sinusoïdales se caractérisent par des rayons de courbure variant périodiquement, la force centrifuge n'est significative que dans les coudes du tube et génère des tourbillons uniquement dans ces zones.

I-5. Conclusion

De ce qui a précédé, on a noté la plupart des travaux de recherches sur les échangeurs de chaleur tubulaire courbés se focalisent sur les tubes courbés hélicoïdalement (*TCH*) en raison de leurs performances thermiques élevées. En revanche, bien qu'appartenant au même type d'échangeurs de chaleur, les configurations courbées longitudinalement, spécifiquement les *TCL*, n'ont pas reçu beaucoup d'attention de la part des scientifiques, sauf quelques études récentes qui ont encouragé l'utilisation des *TCL*, en forme de C cycliquement inversés ou sinusoïdale périodiques, dans la technologie de concentrateurs solaires linéaires (Bitam et al. [53] et Demagh et al. [55 et 56]). Cette lacune a conduit à un manque de corrélations pour estimer le coefficient de transfert de chaleur ainsi que celui de la perte de charge pour cette

seconde catégorie d'échangeurs tubulaires courbés (*TCL*), et c'est ce qui a motivé cette étude, numérique/expérimentale, pour essayer de combler cette lacune, ou du moins initier une caractérisation thermo hydrauliques de ce type de configuration courbées en forme de C cycliquement inversés.

CHAPITRE II:
Etude numérique des
performances thermiques des
tubes d'échangeurs courbés
longitudinalement en forme C
cycliquement inversés

Résumé

Une étude numérique des performances thermiques des tubes échangeurs courbés longitudinalement en forme de C cycliquement inversés est traité dans ce chapitre pour essayer de délimiter les frontières entre les *TCH* et les *TCL*. Ainsi, à travers cette étude comparative numérique on a essayé d'identifier si oui ou non des corrélations empiriques du nombre de Nusselt (Nu) et du coefficient de frottement (f), développées explicitement pour les *TCH*, pourraient être appliquées aux *TLC*. Un modèle de turbulence $k-\omega(SST)$ a été utilisé sur *TCH* et validé avec succès par des corrélations empiriques issus de la littérature. Parmi les résultats obtenus des simulations sur les *TCL*, il a été noté que pour les *TLC*, caractérisés principalement par un rapport d'amplitude β égal à l'unité ($\beta = 1$) (rapport de l'amplitude de la forme en C sur le rayon de courbure), le Nu numérique des configurations *TLC* coïncide avec ceux des *TCH*, avec une erreur relative moyenne de 1,9%. En revanche, pour f , nous obtenons 3,06%.

En faisant varier le rapport d'amplitude β des *TLC* étudiés dans l'intervalle ($0,172 \leq \beta \leq 1$), nous n'avons noté aucun changement significatif dans le nombre de Nusselt, avec une erreur relative maximale de 3,98%. En revanche, le coefficient de frottement semble dépendre fortement de ce rapport (d'amplitude).

Cette première étude numérique à démontrer que les performances thermiques des *TCL* est équivalente à celle des *TCH* ce qui nous encouragé à élaborer une étude expérimentale pour l'établissement de corrélation du nombre Nu et du coefficient f_c .

II-1. Introduction

Dans un article récent de Demagh et al. En 2020 [54], les auteurs ont réalisé une étude numérique pour examiner la possibilité d'appliquer des corrélations de coefficient de frottement, établies principalement pour les *TCH*, aux *TLC*. Les résultats préliminaires confirment l'incapacité des corrélations spécifiques aux *TCH* à prédire le coefficient de frottement (f) à l'intérieur des tubes en forme de C. Dans ce chapitre, une extension de l'article de Demagh et al. [54] sur les similitudes de transfert de chaleur entre les *TCH* et les *TLC* est développée.

I-2. TCL en C cycliquement inversés vs TCH

Les *TCH* de la Fig. II.1(a) sont obtenus en balayant une section circulaire le long d'une ligne centrale hélicoïdale (Fig. II.1(b)) et sont entièrement caractérisés par le rayon de courbure (Rc) et le diamètre interne ($D_{interne}$). Les *TLC* de la Fig. II.1(c) pourraient être obtenus à partir des *TCH* en faisant pivoter les deux extrémités libres de la spirale (Fig. II.1(a)), branches (1-2) et (4-3), de 180 degrés autour de la direction y , respectivement, autour des deux nœuds 2 et 3. Les deux configurations admettent ainsi le même rapport de courbure $\delta = (D_{interne} / 2Rc)$; ce dernier est connu comme le principal paramètre décrivant les configurations courbées.

Dans cette étude, un paramètre supplémentaire ($\beta = A/Rc$) est supposé caractériser au mieux les *TLC*, en formes de C, de S ou sinusoïdale, comme introduit par Demagh et al.[54].

De la discussion ci-dessus, il est clair que le rapport d'amplitude du *TLC* de la Fig. II.1(c) est égal à l'unité ($\beta = 1$); étant donné que ($A = Rc$) en raison du fait que le *TCH* a été entièrement transformé en *TCL*. La Figure II.2 montre les variantes de *TLC* obtenues en faisant varier le rapport d'amplitude (β) tout en maintenant le même rapport de courbure (δ).

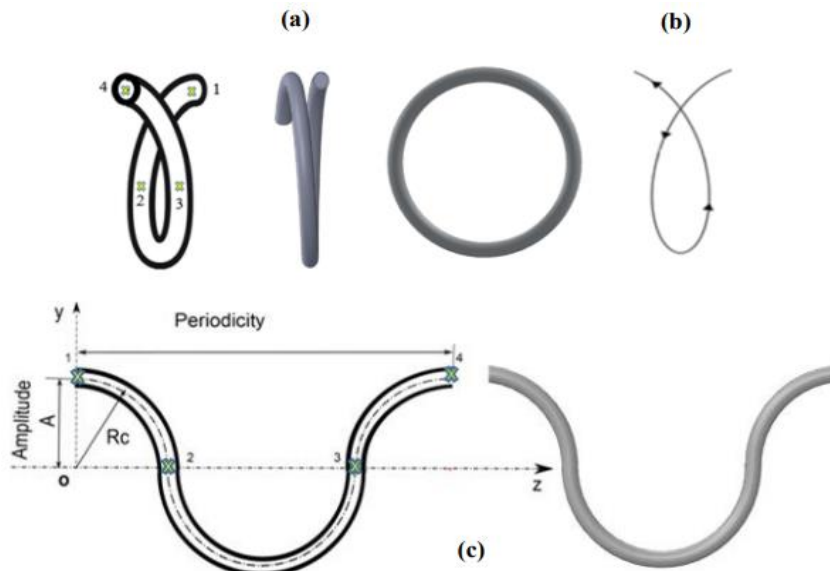


Fig. II.1: Configurations d'étude.

- (a): Tubes courbés hélicoïdalement (*TCH*), (b): Axe de la ligne médiane du *TCH*,
- (c): Tubes courbés longitudinalement en C cycliquement inversés (*TLC*).

Dans cette étude, la plage du rapport d'amplitude étant ($0,172 \leq \beta \leq 1$). En conséquent, la longueur de périodicité $\lambda = 4\sqrt{(2ARc - A^2)}$ change et diminue à mesure que l'amplitude A est diminué.

I-3. Modèle de turbulence thermo-hydraulique et validation

I-3-1. Modèle mathématique

Le modèle de turbulence le plus largement utilisé pour décrire les échanges turbulents à travers des tubes courbés est le modèle à deux équations réaliste $k-\varepsilon$ (réalisable) (Li et al. [19], Jayakumar et al. [21], Yang et Ebadian [57], Lin et Ebadian [58, 59], Wu et al. [60], et Pawar et Sunnapwar [61]).

D'un autre côté, on trouve Di Piazza et Ciofalo [34] qui avaient exploité ANSYS CFX pour réaliser des simulations numériques dans des tubes courbés. Ils ont utilisé divers modèles de turbulence à des fins de comparaison, notamment le ($k-\varepsilon$) standard avec des fonctions murales, le ($k-\omega$) (SST) et le modèle de contrainte de Reynolds du deuxième ordre ($RSM-\omega$).

Les auteurs concluent que le modèle de viscosité/diffusivité tourbillonnaire ($k-\omega$) (SST) et le modèle de contrainte de Reynolds du deuxième ordre ($RSM-\omega$) donnent des résultats comparables pour le coefficient de frottement (f) et le nombre de Nusselt (Nu) est la meilleure concordance avec les résultats expérimentaux. En considération de ces constatations, le modèle de turbulence ($k-\omega$) (SST) de Menter [62] a été adopté dans cette étude numérique. Le modèle de transport des contraintes de cisaillement ($k-\omega$) (SST) donne des prédictions très précises sur la séparation des écoulements, sous des gradients de pression défavorables en incluant des effets de transport dans la formulation de la viscosité turbulente. En entraînant une amélioration significative en termes de prédictions de séparation des écoulements. Le code *CFD* (*Ansys 15.0*) est utilisé pour réaliser des simulations *3D* d'un écoulement turbulent incompressible stationnaire.

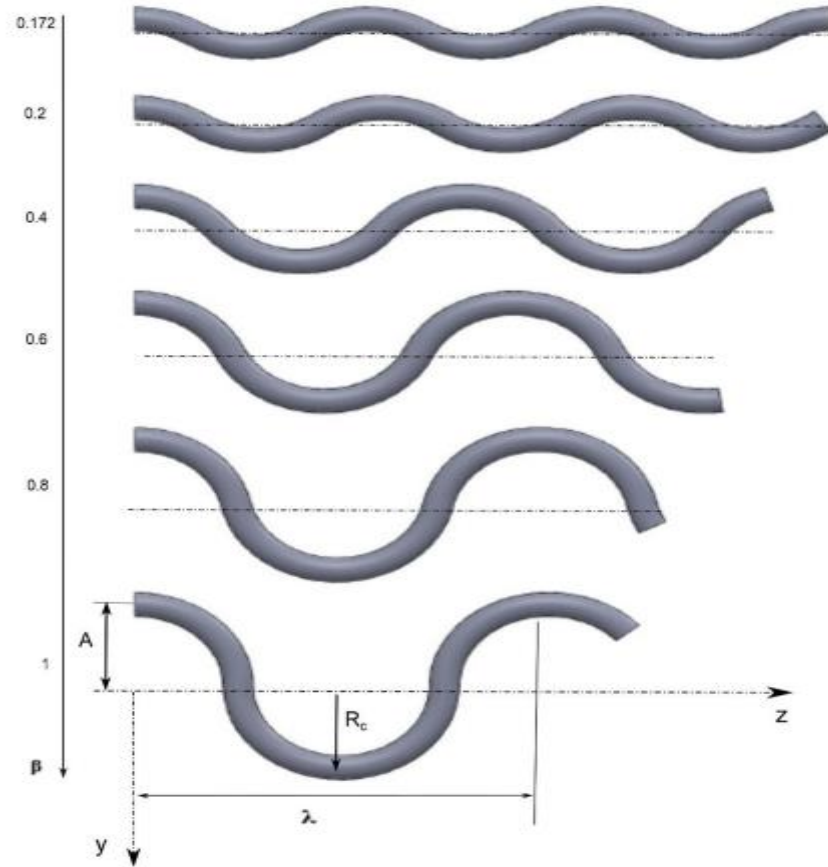


Fig. II.2: *TLC* avec différents rapports d'amplitude (β) et un rapport de courbure (δ) similaire

La notation tensorielle cartésienne des équations gouvernantes sous forme conservative est:

La conservation de la masse,

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

La conservation de la quantité de mouvement,

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \mu_t) \left(\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right) \quad (\text{II-2})$$

La conservation de l'énergie

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i c_p T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II-3})$$

Où le nombre de Prandtl turbulent Pr_t est de 0.85

L'énergie cinétique turbulente,

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (\text{II-4})$$

L'énergie de dissipation

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \omega) &= \frac{\gamma}{\nu_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) \\ &+ 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (\text{II-5})$$

Aussi, les expressions de la contrainte visqueuse et de la viscosité turbulente sont respectivement:

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (\text{II-6})$$

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 \kappa}{\text{Max}(a_1 \omega, \sqrt{2} S_t F_2)} \quad (\text{II-7})$$

Où le module S_t de la vitesse moyenne du tenseur de déformation est défini comme $S_t = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$, où S_{ij} prend la forme :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{II-8})$$

La fonction de mélange F_1 est :

$$F_1 = \tanh \left[\left[\min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right); \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{\Psi y^2} \right) \right]^4 \right] \quad (\text{II-9})$$

(y) est la distance jusqu'à la surface suivante et (ψ) est la partie positive du terme de diffusion croisée de l'équation. 9 définis comme :

$$\Psi = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}; 10^{-20} \right) \quad (\text{II-10})$$

La viscosité turbulente étant :

$$v_t = \frac{a_1 \kappa}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)} \quad (\text{II-11})$$

Ω est la valeur absolue du tourbillon. F_2 est donné par :

$$F_2 = \tanh \left[\max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega y}; \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \quad (\text{II-12})$$

Les nombres de Prandtl turbulents (σ_k) et (σ_ω), respectivement pour (k et ω), sont calculés à l'aide des formules suivantes,

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{k2}}} \quad (\text{II-13})$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\omega2}}} \quad (\text{II-14})$$

Chaque constante du modèle de Menter est calculée par une combinaison des constantes correspondantes du modèle ($k-\varepsilon$) et du modèle ($k-\omega$) comme $\phi = F_1 \phi_1 + (1-F_1) \phi_2$

Ainsi, les constantes pour ce modèle sont : $\sigma_{k1} = 0,85, \sigma_{k2} = 1,$
 $\gamma_1 = \beta_1 / \beta^* - \sigma_{\omega1} \kappa^2 / \sqrt{\beta^*}, \gamma_2 = \beta_2 / \beta^* - \sigma_{\omega2} \kappa^2 / \sqrt{\beta^*}, \sigma_{\omega1} = 0,5, \sigma_{\omega2} = 0,856,$
 $\beta_1 = 0,0750, \beta_2 = 0,0828, a_1 = 0,31, \beta^* = 0,09, \kappa = 0,41$ and
 $Pr_t = 0,85.$

I-3-2. Considérations spécifiques et conditions aux limites

Le code *CFD Ansys 15.0*® peut effectuer des simulations pour un écoulement totalement développé dans une géométrie périodique répétitive (comme les configurations en forme de C et sinusoïdales) en utilisant un seul segment périodique pour l'analyse. Malheureusement, comme indiqué dans [63], il n'est pas conseillé d'utiliser les conditions aux limites "périodiques" lorsque les propriétés du fluide (comme l'eau) dépendent de la température. Les considérations spécifiques et les conditions aux limites prises en compte dans cette étude sont :

- Conditions aux limites à l'entrée :

$$\dot{m} = \dot{m}_e, \quad k_e = \frac{3}{2}(u_e I_e)^2 \quad \text{et} \quad \omega_e = k_e^{1/2} / C_\mu^{1/4} l_t.$$

Où: $I_e = 0,16(Re_e)^{-1/8}$, $l_t = 0,07D_{interne}$, et $C_\mu = 0,09$. Le débit massique du fluide caloporteur (*HTF*), uniforme à l'entrée, est calculé en utilisant \bar{T}_e , car il dépend des propriétés dépendant de la température.

- Une condition totalement développée à la sortie.
- Une condition adiabatique aux extrémités du tube.
- Une température constante de la paroi externe.
- Condition de symétrie sur le plan yz pour les configurations *TLC*, tandis que la géométrie entière est utilisée pour les configurations *TCH*.

I-3-3. Post-traitement

Les résultats numériques préliminaires des simulations doivent être traités avant leur présentation. Cette section décrit comment le nombre de Nusselt (*Nu*) et le coefficient de friction (*f*) sont obtenus. Le nombre de Reynolds est défini comme,

$$Re_{\square\square\square} = \frac{\dot{m}_e D_{interne}}{\mu \cdot A_{ST}} \quad (II-15)$$

Le taux moyen de transfert de chaleur (*Q*) a été obtenu à partir du produit du débit massique du HTF par l'augmentation de température du fluide. Conformément à [64 et 65], il est défini comme,

$$Q = \dot{m}_e (C_{p,s} \bar{T}_s - C_{p,e} \bar{T}_e) \quad (II-16)$$

$C_{p,s}$ et $C_{p,e}$ étant les chaleurs spécifiques du HTF évaluées à \bar{T}_e et \bar{T}_s , respectivement. \bar{T}_s et \bar{T}_e étant les températures intégrales à pondérations massiques calculées comme,

$$\bar{T} = \frac{1}{\int \rho dA} \int T \rho dA \quad (II-17)$$

dA étant une zone élémentaire de la section transversale à l'entrée (ou à la sortie). La moyenne arithmétique des températures de mélange à l'entrée et à la sortie du HTF étant \bar{T}_{mf} ,

$$\bar{T}_{mf} = \frac{(\bar{T}_e + \bar{T}_s)}{2} \quad (II-18)$$

Le coefficient de transfert de chaleur a été obtenu en utilisant la différence entre la température moyenne de la paroi et celle le mélange de fluide. Ainsi, le coefficient de transfert de chaleur moyen et le nombre de Nusselt moyen sont donnés respectivement comme suit :

$$h = \frac{Q}{A_i (\bar{T}_p - \bar{T}_{mf})} \quad (\text{II-19})$$

$$Nu = \frac{h \cdot D_{interne}}{\lambda} \quad (\text{II-20})$$

λ Est la conductivité thermique du *HTF* évaluée à la température du film $\bar{T}_f = (\bar{T}_p + \bar{T}_e)/2$

T_p Est une température moyenne intégrale pondérée par la surface, calculée de la même façon que la contrainte de cisaillement murale τ_p sur la paroi interne du tube, respectivement, elles sont données par :

$$\begin{cases} \bar{T}_p = \frac{1}{A_i} \int T_p dA \\ \bar{\tau}_p = \frac{1}{A_i} \int \tau_p dA \end{cases} \quad (\text{I-21})$$

dA étant une zone élémentaire de la paroi interne du tube. Le coefficient de frottement de Darcy (Moody) est défini comme suit :

$$f = \Delta p \frac{D_{interne}}{L} \frac{2}{\rho U_e^2} \quad (\text{I-22})$$

I-3-4. Tests d'indépendance du maillage et validation du modèle numérique

Les simulations ont utilisé le code commercial Ansys 15.0. Le code utilise une technique couplée, qui résout simultanément toutes les équations de transport dans les domaines solide et fluide. Les figures II.3(a) et II.3(b) mettent en évidence le maillage obtenu. Le test d'indépendance du maillage a été effectué sur les configurations TCH en raison de la disponibilité des corrélations de (Nu) et (f) dans la bibliographie, comme mit en évidence dans l'étude bibliographique. Les principales caractéristiques du tube courbe considéré dans la présente étude sont : des diamètres intérieur et extérieur de 8 mm et 12 mm, un rayon de courbure de $R_c = 136.67mm$ et une longueur curviligne totale de $L_c = 976.11mm$. Les propriétés thermodynamiques et de transport du fluide de travail (eau dans cette étude)

dépendent de la température. Le Tableau II-1 résume les propriétés du fluide de travail (*HTF*) sur la plage de température ($305 \div 320\text{ K}$) [66].

Tableau II-1- Propriétés du *HTF* [67]

Température	L'eau			
	305K	310K	315K	320K
Masse volumique [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	995,025	993,05	991,08	989,12
Viscosité dynamique [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]	769×10^{-6}	695×10^{-6}	631×10^{-6}	577×10^{-6}
Conductivité thermique [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]	0,620	0,628	0,634	0,640
Chaleur spécifique [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{K}^{-1}$]	4178	4178	4179	4180

Par conséquent, des fonctions linéaires par morceaux composées de sections de lignes droites sont utilisées pour calculer les propriétés à différentes températures. Le domaine étudié est maillé à l'aide d'éléments quadrilatéraux avec un maillage structuré dans la paroi du tube et un maillage non structuré (éléments quad/mixtes) non uniforme à l'intérieur, Figures II.3(a) et II.3(b).

Le grossissement du bord paroi-fluide pour les deux configurations d'intérêt est montré dans la Fig. II.3(a) (détail A).

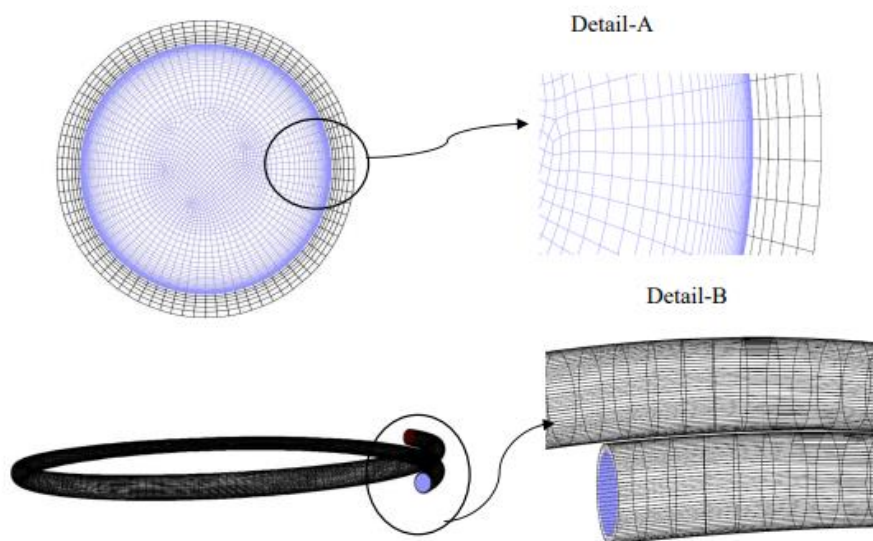


Fig. II.3 (a): Maillage des TCH

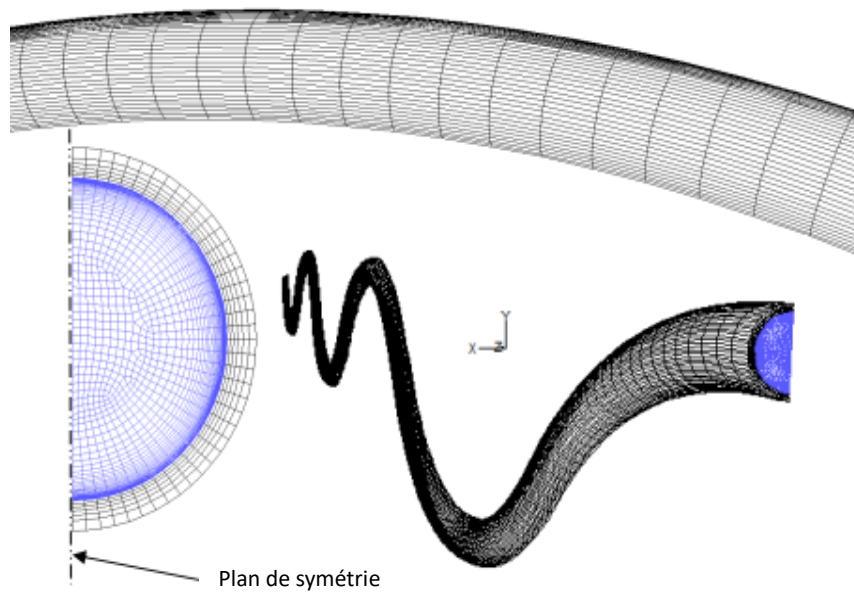


Fig. II.3(b): Maillage des TLC ($\beta=0.2$)

Pendant le processus de maillage, plus de cellules sont placées à l'intérieur de la sous-couche visqueuse pour capturer les forts gradients dans la région proche de la paroi et pour garantir la satisfaction de la condition ($y^+ < 1$) au premier nœud de maillage près de la paroi. La condition de symétrie sur le plan yz du TLC est visualisable dans la Fig. II.3(b).

Un schéma du second ordre a été utilisé pour résoudre les équations aux différences et l'algorithme SIMPLE pour résoudre l'équation liée à la pression et à la vitesse.

Les critères de convergence ont été fixés à moins de 10^{-4} pour toutes les variables, sauf pour l'équation d'énergie où la valeur de 10^{-6} a été adoptée. Connaissant l'importance d'identifier la transition lamini-turbulent dans les tubes courbés, Eustice [3] a été le premier à noter la relation entre le nombre de Reynolds critique et le rapport de courbure (δ). Les nombres de Reynolds critiques utilisés dans cette étude sont indiqués dans le Tableau II-2.

Ainsi, la plage de nombres de Reynolds de cette étude ($1,8 \times 10^4 \div 5,5 \times 10^4$) est considérée comme turbulente et complètement développée. La température à l'entrée est de $T_e=310K$. Le Tableau II-3 résume un échantillon des tests d'indépendance de maillage ; la solution est considérée comme indépendante du maillage lorsque le changement du nombre de Nusselt moyen et du coefficient de frottement est inférieur à 1 % .

D'après le Tableau II-3, les résultats pour le maillage global de **1,081,236** cellules avec $y^+ \approx 0,26$ n'ont pas été affectés par le raffinement et représente le maillage optimal.

Tableau II-2- Nombre de Reynolds critique

Configuration	δ	$Re_{cri} = 2000(1 + 13,2d^{0,6})$	$Re_{cri} = 2100(1 + 12\sqrt{\delta})$
		Ito [6]	Srinivasan et al.[67]
<i>TCH</i>	0,0293	5,174	6,413

Tableau II-3- Vérification de l'indépendance de Maillages

Maillage	Cellules	$\approx y^+$	f	$\% f$	Nu	$\% Nu$
1	1,081,236	2,59	0,023659084	//	333,78	//
2	1,081,236	1,32	0,023699456	0,17	325,96	2,35
3	1,081,236	0,26	0,023962888	1,11	327,91	0,59
4	3,863,913	0,054	0,02391322	0,2	327,33	0,17

Au lieu de contrôler le maillage dans son ensemble, chaque sous-domaine, fluide ou solide, a été inspecté séparément dans le maillage global. De plus, le maillage dans chaque direction a été traité indépendamment.

Les résultats numériques ont été confrontés aux corrélations expérimentales de la littérature pour valider les simulations, comme le montre la Fig. II.4. Les corrélations développées par Ito [6], Rogers and Mayhew [8], Gnielinsk[10], Schmidt [11] et Jayakumar et al. [21], résumées dans la Table 4, ont été utilisées pour la comparaison.

Les corrélations de Gnielensky [10] et Jayakumar et al. [21] ont montrées la meilleure correspondance pour le nombre de Nusselt numérique, avec des erreurs relatives maximales de moins de 2,6 % et 4,24 %, respectivement. Alors que, Rogers and Mayhew [8] et Schmidt [11] ont données des erreurs relatives maximales de 7,87 % et 8,98 %, respectivement, malgré ça de telles déviations restent tolérables pour la plupart des applications en ingénierie. Pour le coefficient de frottement, les corrélations de Ito [6] et Gnielinsky [10] ont présentées des erreurs relatives maximales de 4,8 % et 3,7 %, respectivement, ce qui est acceptable.

Les prédictions du modèle numérique sont en bon accord qualitatif avec les corrélations expérimentales de (Nu) et (f) ; le modèle capture avec précision les phénomènes dans les *TCH* et sera utilisé dans les sections suivantes pour les *TLC* .

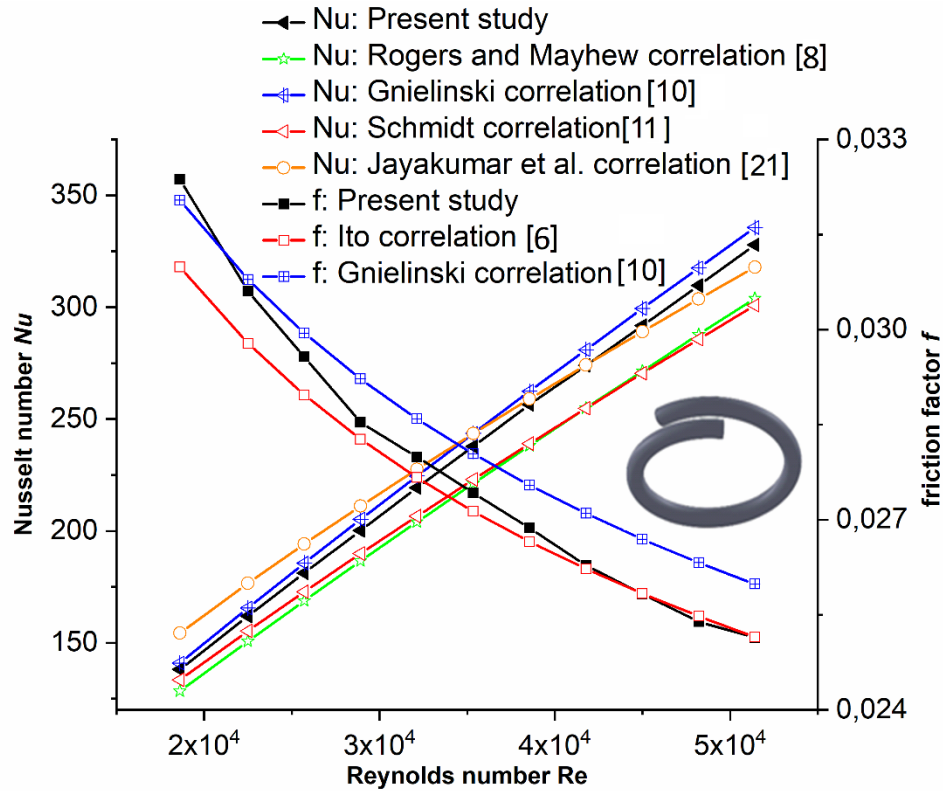


Fig. II.4: Tests de validation des simulations

Tableau II-4- Corrélations en régime turbulent de Nu et de f pour des configurations TCH

Référence	Corrélation	Plages de validation et Température de référence
Ito [6]	$f = 0,304Re^{(-0,25)} + 0,029\sqrt{\delta}$	
Rogers and Mayhew [8]	$Nu = 0,023Re^{0,85} Pr^{0,4} \left(\frac{d}{D}\right)^{0,1}$ $1/\delta = \begin{cases} 10,8 \\ 13,3 \\ 20,1 \end{cases}$	$10^4 \leq Re \leq 10^5$ Pr & Re sont estimés à T_{mf}

Gnielinski [10]	$Nu = \frac{\frac{f Re Pr}{8}}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8}} \left(p_r^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,14}$ $f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} - 0,03 \delta^{0,5} \left(\frac{\mu_w}{\mu_{r_w}} \right)^{0,14}$	Pr & Re sont estimés à T_{mf} ; μ_p et Pr_p à T_p et μ_{mf} à T_{mf}
Schmidt [11]	$Nu = 1,0 + 3,6(1 - \delta)\delta^{0,8}(0,023Re^{0,8} p_r^{0,4})$	$10^2 \leq Re \leq 10^5$, Pr & Re sont estimés à T_{mf} .
Jayakumar et al. [21]	$Nu = 0,116 Re^{0,71} Pr^{0,4} \delta^{0,11}$	$1,4 \times 10^4 \leq Re \leq 7 \times 10^4$ $0,05 \leq \delta \leq 0,2$ $3 \leq Pr \leq 5$ Pr & Re sont estimés à T_{mf}

I-4. Résultats et discussion

La Fig. II.5 confronte les nombres de Nusselt moyens de l'eau s'écoulant à travers des TCH et des TLC (Fig. II.1(c)), principalement caractérisés par ($\beta = 1$), $\delta = 0,0293$, et $\lambda = 546,68mm$.

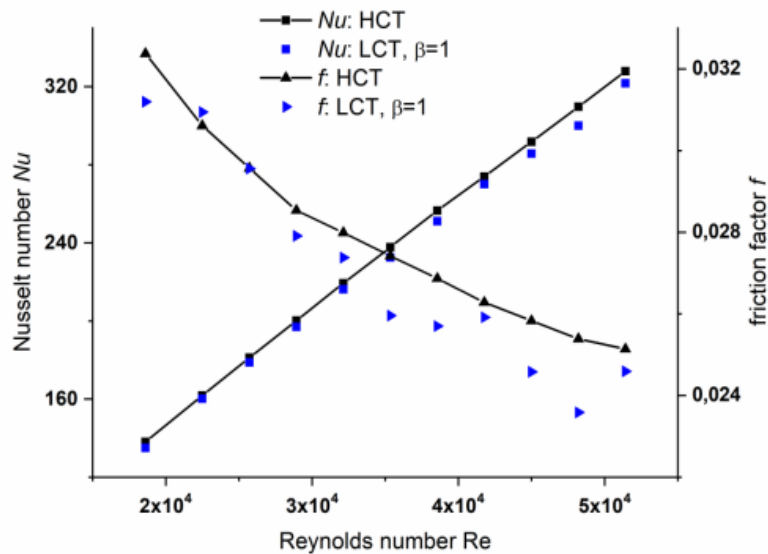


Fig. II.5: (Nu) et (f) de TCH vs. TLC

Les résultats des nombres de Nusselt moyens se chevauchent presque parfaitement, ce qui n'est pas le cas pour les coefficients de frottement. L'erreur relative moyenne du nombre de Nusselt des *TLC* par rapport aux *TCH* est d'environ 3,13%, tandis qu'elle atteint la valeur de 7,09 % pour le coefficient de frottement. Ce résultat est encourageant car nous avons déjà une bonne correspondance pour (Nu), et il convient de rappeler que cette étude explore les possibilités et les conditions d'application aux *TLC* des corrélations développées explicitement pour les *TCH* [11, 21, 10, 6, 8]. Pour consolider davantage ces observations, il serait intéressant de comprendre l'effet du rapport d'amplitude ($\beta = A/R_c$) sur le nombre de Nusselt des *TLC*, tout en maintenant le même rapport de courbure (δ).

La Fig. II.6 illustre la comparaison du nombre de Nusselt des *TLC* en faisant varier le rapport d'amplitude (β). Il est évident que dans la plage de rapport d'amplitude $0,172 \leq \beta \leq 1$ le nombre de Nusselt n'est pas affecté par (β) où les courbes se chevauchent. En revanche, le coefficient de frottement montre une dépendance relativement critique à (β). Le rapport de frottement diminue considérablement à mesure que le rapport d'amplitude diminue.

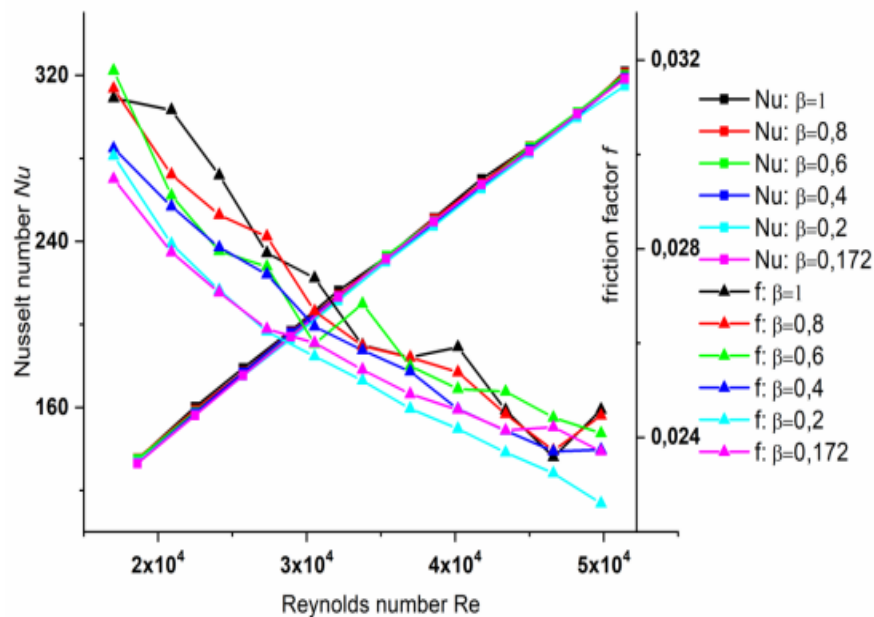


Fig. II.6: Nu et f en fonction du nombre de Reynolds pour les variantes du *TLC*

I-4-1. Discussion

Quelle que soit la forme de la courbure : *TCH*, *TLC*, sinusoïdal, ou autre, il est bien connu que ces configurations induisent des écoulements secondaires dans le courant principal [2].

Également appelés vortex de Dean, les écoulements secondaires induits sont dus au déséquilibre entre l'inertie et les forces centrifuges principalement générées par les courbures du tube, ce qui entraîne une amélioration du mélange du fluide, une augmentation considérable du taux de transfert de chaleur et une augmentation de la pénalité de perte de charge.

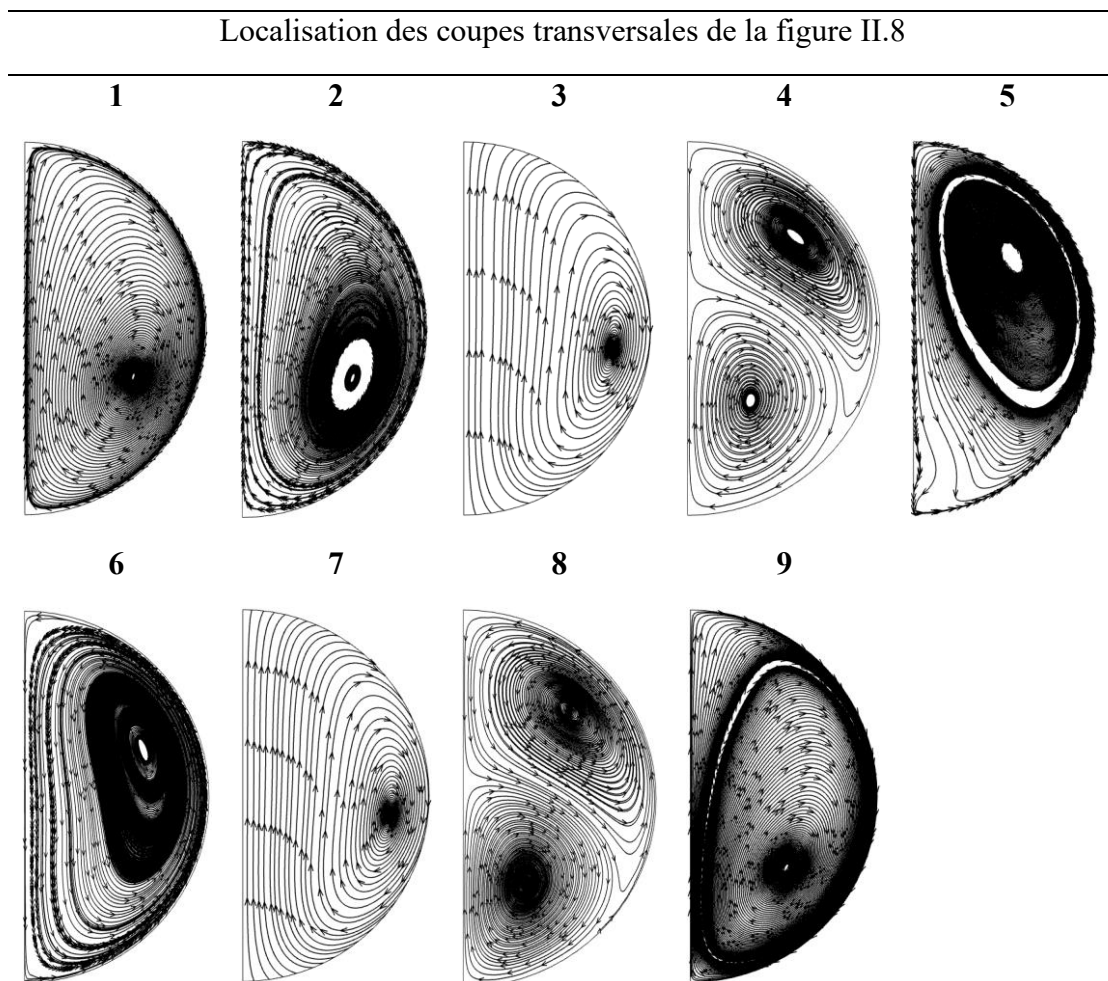


Fig. II.7: Comportement de l'écoulement sur différentes sections transversales d'un segment périodique en forme de C.

$\beta = 1, \Delta x = 0,0293$ et $Re \approx 3,5 \times 10^4$. La paroi du tube a été omise

La Fig. II.7 illustre les vortex qui prennent place dans neuf (9) sections transversales du tube. Les sections transversales ont été créées dans le deuxième segment périodique du domaine de calcul (Fig. II.3(b)), comme le montre la Fig. II.8.

Pour un régime d'écoulement de $Re ; 3,5 \times 10^4$, une cellule primaire de l'écoulement secondaire est observée dans la première section transversale. En raison de la symétrie, seule la moitié de la section transversale circulaire est perçue. En fait, deux cellules symétriques contre-rotatives coexistent sur toute la section transversale et sont connues sous le nom de vortex de Dean. Les *TLC* sont des configurations à direction de courbures alternée, où le changement périodique de l'orientation de la courbure entraîne une inversion de la direction de la force centrifuge.

Pour une meilleure présentation des commentaires, le segment périodique de la Fig. II.8 est divisé en quatre branches, (1-3), (3-5), (5-7) et (7-9).

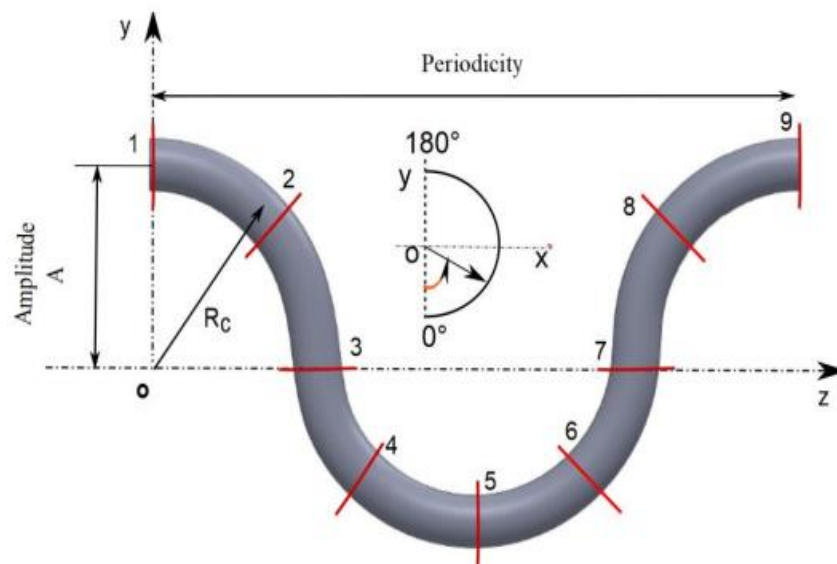


Fig. II.8: localisation des plans de coupes sur un segment périodique en forme de C

Une seule cellule tourbillonnaire est générée dans le premier plan et tourne dans le sens des aiguilles d'une montre. La cellule demeure jusqu'au plan 3, comme le montre la Fig. II.7.

Dans la deuxième branche (3-5), la force centrifuge change de direction en raison du changement d'orientation du coude et est dirigée dans la direction opposée à celle générée dans la première branche (1-3). L'effet de ce processus est ressenti avant d'atteindre le plan 4 où deux cellules contre-rotatives subsistent. L'effet de l'inversion de la force centrifuge atteint son maximum dans le plan 5 où seule une cellule subsiste, occupant presque

toute la surface de la moitié de la section transversale et tournant dans le sens antihoraire. En raison des forces centrifuges opposées dans le plan 1 et 5, les deux cellules tournent dans des directions opposées et admettent deux positions différentes du centre du vortex. Les mêmes phénomènes se produiront dans les branches suivantes (5-7) et (7-9), et on retrouve à la fin le vortex avec un sens de rotation des aiguilles d'une montre du plan 1 et ainsi de suite périodiquement pour le prochain segment périodique du *TLC*. La direction de rotation de la cellule s'inverse périodiquement des sections transversales 1 à 5 et 5 à 9. La formation de deux cellules tourbillonnaires dans les branches (3-5) et (7-9) permettra l'inversion de la rotation de la cellule tourbillonnaire qui sera mise en place dans les positions 5 ou 9, respectivement. En fonction de la branche, une cellule tourbillonnaire déclinera tandis que la seconde se développera pour occuper à la fin toute la section transversale.

II-4-2. Pourquoi le coefficient de frottement (f) dépend de (β)

Demagh et al [54] avaient déjà discuté de la relation entre la perte de charge des *TLC* et le paramètre (β). La principale conclusion était que sur la plage de nombres de Reynold ($2 \times 10^4 \div 5 \times 10^4$), il est impossible de prédire les pertes de charge dans les *TLC* à l'aide de corrélations développées pour les *TCH*. Le coefficient de frottement des *TLC* semble être affecté par des ratios autres que le rapport de courbure, comme le souligne l'introduction du rapport d'amplitude (β). Dans la plage de (β), la tendance moyenne du coefficient de frottement (f) dans la Fig. II.6 suggère qu'il diminue à mesure que (β) diminue. Cependant, en considérant la Fig. II.7, les arguments avancés par Demagh et al. [54], pour expliquer la diminution de la perte de charge sont discutables de différentes manières.

À la lumière de la Figure II.7, les vortex sont omniprésents dans l'écoulement. Le commentaire avancé dans [54] pour expliquer l'inversion de rotation de la cellule tourbillonnaire par le passage à travers des zones sans vortex est incorrect. L'inversion de rotation de la cellule tourbillonnaire se produira progressivement. À partir d'une seule cellule dans le premier plan avec un centre situé dans la partie inférieure de la zone en raison de la force centrifuge induite dans la première branche (1-3). En dépassant le plan 3, la force centrifuge induite dans la première branche disparaît pour faire place à une nouvelle force centrifuge qui sera créée dans la direction opposée à la première en raison du changement d'orientation de la courbure du tube. Cette nouvelle force centrifuge induira à son tour un tourbillon qui coexistera avec le premier toujours présent.

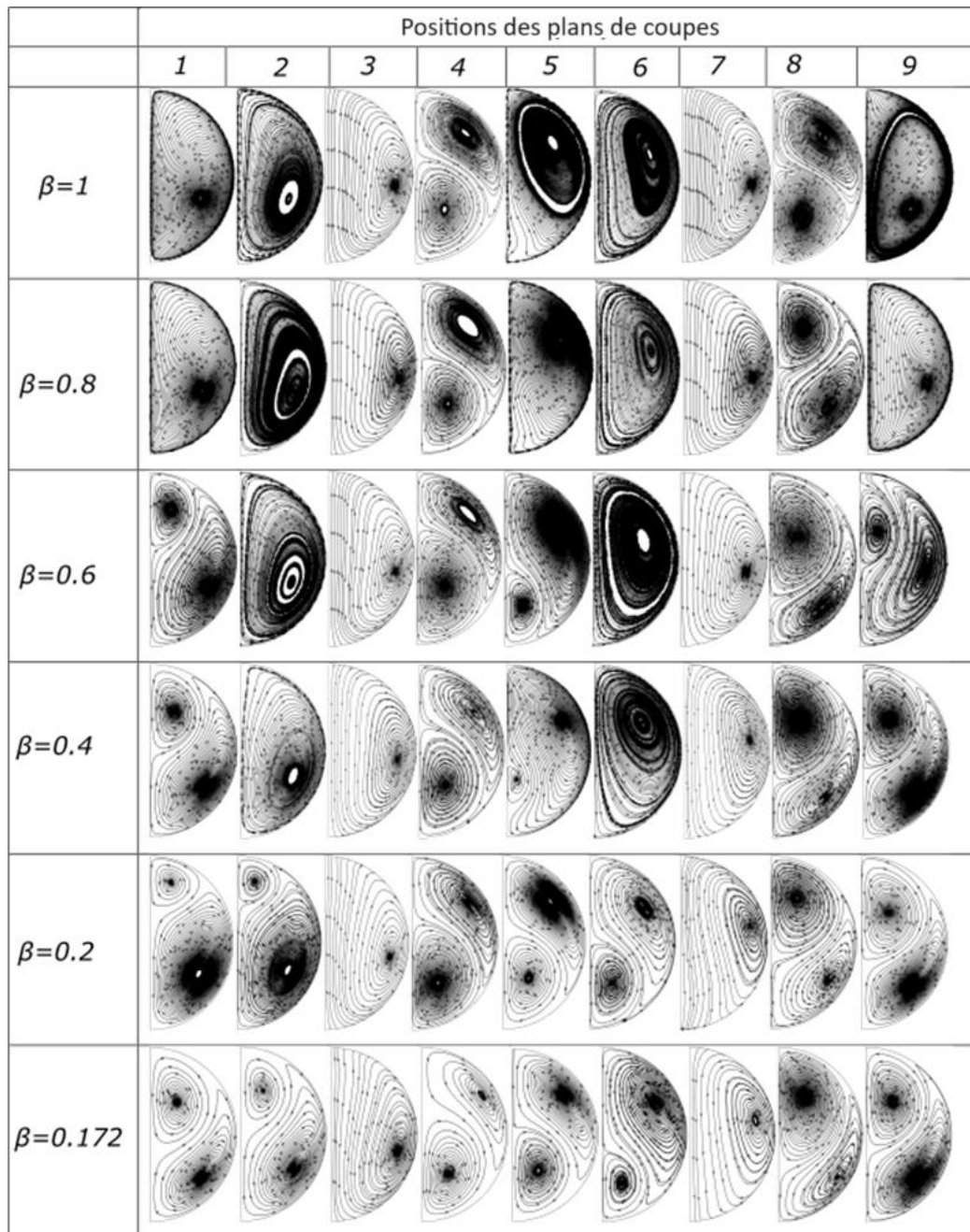


Fig. II.9: Lignes de courant dans des sections transversales sélectionnées sur le deuxième segment périodique des configurations *TCL*.

$0,172 \leq \beta \leq 1$, $Re=35353$. La paroi du tube a été omise

Le dernier vortex généré aura un centre situé dans la partie supérieure de la section, Fig. II.7, et les deux vortex coexisteront ensemble pendant un certain temps. Comme le vortex inférieur a été généré par une force centrifuge qui a disparu, il déclinera jusqu'à ce qu'il soit complètement éteint à la fin de la deuxième branche (2-5), pour laisser place continuellement à une seule cellule en croissance. À la fin, au plan 5, il y aura une seule cellule tournant dans

la direction opposée à la précédente, avec un centre situé dans la partie supérieure de la section transversale.

Alors, pourquoi une diminution du coefficient de frottement (f) à mesure que le rapport d'amplitude (β) diminue ? En général, l'écoulement du fluide dans les *TLC* peut être considéré comme une immersion/disparition des tourbillons, comme le montre la Fig. II.9.

À mesure que le rayon de courbure (R_c) du tube diminue, l'intensité de la force centrifuge (FC), inversement proportionnelle, augmente, et vice versa. Un tube droit est principalement caractérisé par un rayon de courbure infini ($R_c \rightarrow \infty$), le résultat étant une FC qui s'annule d'elle-même, avec un écoulement sans vortex. Un rapport d'amplitude décroissant ($\beta = A/R_c$), signifie un rayon de courbure grandissant (R_c) tout en maintenant la même amplitude (A) et le même diamètre $D_{interne}$ du tube. Avec un rayon de courbure grandissant, l'intensité de la FC diminuera. En fin de compte, une FC avec une intensité plus faible générera des tourbillons avec une intensité/énergie plus faible entraînant une chute de pression plus faible. Selon la Fig. II.9, plus le ratio (β) diminue, plus il y a de vortex dans l'écoulement. Cependant, leur effet sur le coefficient de frottement (perte de pression) diminue, certainement parce que leur intensité/énergie s'est affaiblie comme expliqué un peu plus haut. Le coefficient de frottement (f) dépend du rapport d'amplitude (β) et son effet est similaire au rapport de courbure, à mesure que le rapport d'amplitude diminue, le coefficient de frottement diminue également.

II-4-3. Pourquoi le nombre de Nusselt (Nu) ne dépend pas de (β)

De la Fig. II.6, le nombre de Nusselt reste inchangé en faisant varier le rapport d'amplitude (β). Les vortex conduisent à une intensification des échanges de chaleur en permettant un meilleur mélange du fluide et une couche limite perturbée et dégradée.

D'une configuration à l'autre, le nombre de Nusselt reste inchangé, ce qui ne suggère qu'aucun de ces phénomènes mentionnés ci-dessus ne s'est intensifié. D'une configuration *TLC* à une autre, $0,172 \leq \beta \leq 1$, le nombre de vortex augmente. Ces nouvelles cellules, générés dans un fluide déjà bien mélangé, n'auront aucun effet sur le fluide ni sur la couche limite, car le fluide est déjà bien mélangé en raison des vortex qui existent déjà dans l'écoulement. Ce phénomène est similaire à celui de l'amélioration des performances

thermiques dans un échangeur de chaleur tubulaire par la mise en œuvre de générateurs solides de vortex (GSV). La connaissance exacte du nombre de GSV, de l'arrangement et de l'agencement spatial conduit à l'élaboration d'une conception optimale, sans pour autant que le nombre de GSV soit exhaustif. Donc, il est inutile de mettre un grand nombre de GSV quand les mêmes performances thermiques pourraient être obtenues avec un plus petit nombre.

Par conséquent, malgré l'augmentation du nombre de vortex (Fig. II.9), les performances thermiques, et donc le nombre de Nusselt, restent les mêmes car ils ont déjà atteint leur maximum.

II-5. Conclusion

Dans ce premier chapitre, une approche numérique basée sur le modèle turbulent $(k-\omega)$ SST du code commercial *Ansys* 15.0 a été exploitée pour analyser si les corrélations empiriques du nombre de Nusselt (Nu) et du coefficient de frottement (f) développées explicitement pour les échangeurs à *TCH* pouvaient être appliquées aux *TCL* en forme de C cycliquement inversés. Une comparaison critique des résultats numériques de l'écoulement de l'eau dans un *TCH*, avec les corrélations de Gnielensky et Jayakumar montre un excellent accord pour le nombre de Nusselt (Nu), avec une erreur relative maximale de moins de 2,6% et 4,24%, respectivement. De plus, la comparaison avec les corrélations expérimentales de Ito et de Gnielensky montre un bon accord pour le coefficient de frottement (f), avec des erreurs relatives maximales de 4,8% et 3,7%, respectivement. Le modèle capture nettement les phénomènes dans les tuyaux hélicoïdaux et a été utilisé pour les *TCL* en C cycliquement inversés. Les principales conclusions de cette étude montrent que pour une plage de nombre de Reynolds, ($2 \times 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^4$), faisant varier le rapport d'amplitude dans la plage ($0,172 \leq \beta \leq 1$), et avec le même rapport de courbure (δ), la prédiction du nombre de Nusselt (Nu) à l'intérieur des *TLC* peut être faite grâce à des corrélations établies précédemment pour les *TCH*. Contrairement au nombre de Nusselt, le coefficient de frottement (f) dépend proportionnellement du rapport d'amplitude (β) et son effet est similaire au rapport de courbure ; à mesure que le rapport d'amplitude augmente, le coefficient de frottement augmente également.

CHAPITRE III

Étude, conception et réalisation
d'une cintreuse plane des tubes
pour le formatage courbé
longitudinale de C cycliquement
inversés

Résumé

Suite aux résultats encourageant de l'étude numérique présentée dans le chapitre II, on est passée à un niveau supérieur dans le long chemin de caractérisation thermo-hydraulique des configurations TCL (Tube courbé Longitudinalement) en C cycliquement inversés, celui de la mise en place d'un dispositif expérimental pour l'étude thermo-hydraulique des écoulements et l'établissement de corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement.

Pour cela est vu l'indisponibilité de ces configurations sur le marché national, le premier pas consiste donc à penser comment réaliser d'une façon idéalement lisse, sans aucun pli, cette forme de tubes courbés. À cette fin, une étude du procédé de formage des tubes en acier inoxydable pour obtenir ce type de forme a été réalisée. La finalité de ce chapitre étant la présentation de la méthodologie engagée dans l'étude, la conception et la construction d'une cintrouse plane de tubes, en acier inoxydable, pour le formatage courbé longitudinale en C cycliquement inversés.

La connaissance et l'estimation des coefficients de retour élastique des tubes s'est avéré nécessaire pour ce qui va suivre. Ce coefficient qui caractérise le phénomène de formabilité des métaux ferreux et non ferreux, joue un rôle très important dans le domaine de la résistance des matériaux.

Il a été identifié dans l'analyse des travaux antérieure sur les formes courbées (Chapitre II, section II.1) qu'un des paramètres influant sur les performances thermiques dans les tubes courbés d'une façon générale est le rapport de courbure (δ), défini comme le rapport du diamètre interne du tube sur deux fois le rayon de courbure ($\delta = D_{interne} / 2R_c$). Fixant le diamètre interne du tube et faisant varier le rayon de courbure, i. e. le rayon des C, le rapport de courbure change alors le rapport d'amplitude reste invariant, $\beta=1$, le cas dans ce chapitre.

Trois différentes configurations ont été élaborées au cours de cette étude, respectivement, pour trois rayons de courbures, i.e. $R_c = 80 \text{ mm}$, 120 mm et 160 mm . Les tubes admettant un diamètre interne identique ($D_{interne} = 12 \text{ mm}$).

La cintrouse plane se compose essentiellement d'un socle qui porte les différentes pièces annexes, d'un moteur électrique à double sens, des réducteurs de vitesses, d'une chaîne de transmission du mouvement, des fins de course, d'un boîtier de commande.

La partie la plus importante de la machine, regroupant les deux molettes de forme et le dispositif de guidage qui permet d'assurer l'alignement le long de tube et le point tangent entre molette et la molette de serrage. La réalisation de ces formes complexes avec ce type d'acier dépend de nombreux paramètres qui permettent la réussite de cintrage. Ceux à propos de la vitesse de cintrage, la lubrification, la tension de serrage, le type de traitement thermique, le rayon de courbure, qui ce dernier est en relation étroite avec le coefficient de retour élastique qu'il faut estimer et qui reste impose à son tour les dimensions de la matrice de forme.

III-1. Introduction

Ce chapitre présente la méthodologie engagée dans l'étude, la conception et la construction d'une cintrouse plane de tubes, en acier inoxydable, pour le formatage courbé longitudinale en C cyclique inversés possédant rapport de courbure (δ). Actuellement, ces types des formes sont fabriqués avec des machines à cintrage manuel, automatique et semi-automatique. Le manque de précision et l'inconvénient principal, parmi tant d'autres, lié au processus de cintrage manuel, voir semi-automatique (Vadaliya et al. [68]) que l'automatisation conçue sur le principe de transmission de mouvement par des réducteurs des vitesses permet d'éviter. Des études antérieures, bien que limitées dans ce domaine, permettent d'établir un aperçu global des différents processus de fabrication de ces machines. L'automatisation permet d'augmenter le rendement, la cadence de production et la précision souhaitée et la valorisation du temps et de l'effort [68]. La polyvalence de la cintrouse, malgré ses différences et ses types, réside dans un seul rôle, celui de plier et de cintrer les métaux, ferreux ou non ferreux, avec ou sans traitement thermique. Parmi ces travaux, on cite : Muhammed et al. [69], ont conçus et réaliser une cintrouse de tiges pour étriers orientée vers le domaine de la construction et de l'industrie des bâtiments. La fabrication de cette machine hydraulique a permis de minimiser les couts. Shinde et al. [70], ont conçus et réaliser leur machine hydraulique en 2016. Ils ont pu déterminer la durée optimale nécessaire pour produire un étrier. La cintrouse hydraulique de Somnath et al. [71], qui été constituée d'une poulie, d'un vérin hydraulique et d'une scie de coupe, présentée l'avantage de mise en forme carrée des étriers et d'une manière continue. Jiang et al. [72] ont utilisé un dispositif de réglage et un moteur électrique relié à une poulie par une courroie, qui entraîné une autre poulie possédant un diamètre plus grand.

Cette transmission par courroies a permis, à la fois, la réduction de la vitesse sortante et la transmission du mouvement de rotation à un axe muni d'un disque et d'une tige de forme.

Ces composants seront tous montés sur un châssis métallique. Une autre étude menée par Vadaliya et al. [68] a permis de concevoir et fabriquer une cintreuse dans le but d'augmenter le taux de performance de la main d'œuvre, ainsi que la précision souhaitée. La cintreuse se compose d'un châssis métallique qui comporte un moteur électrique, un accouplement de moteur, deux pignons de réduction de vitesse et un arbre qui porte un plateau muni d'un axe de serrage des tubes.

III-2. Conception et réalisation de la cintreuse plane

III-2-1. Description générale du dispositif

Le l'objectif principal et la réalisation d'un tube en acier inoxydable 316L courbée longitudinalement en C cycliquement inversés et obtenue principalement par de deux demi-cercles tangents. La méthode traditionnelle de cintrage est purement manuelle, reposant sur la compétence et de l'expérience du travailleur qui ouvre, dont la précision du pliage reste aléatoire et incontrôlée [68]. De ce fait, on propose la conception d'un dispositif semi-automatique qui permettra de cintrer des tubes, sans l'intervention manuelle d'un opérateur, et améliorant d'une façon considérable la précision du processus de formatage. L'absence de parties linéaires intermédiaires allée permettre une vitesse d'exécution plus élevée accompagné d'une plus grande précision. Bien que des machines pneumatiques et hydrauliques existent pour des courbures similaires, notre conception représente une innovation dans le domaine industriel permettant de garantir une grande précision, et ce même si elle fonctionne de manière semi-automatique. Le système que nous présentons implique le cintrage de tubes creux. Le dispositif, présenté sur les Figures (III.1-a) et (III.1-b), est composé d'un moteur électrique 2300 tr/min à double sens équipé d'un accouplement (Fig. III.1-a, réf. 1.2-1.5) qui transmet le mouvement à un premier réducteur de vitesse (Fig. III.1-a, réf. 1.2). De suite, le mouvement est transmis à un second réducteur (Fig. III.1-a, réf. 1.4) par le biais d'une chaîne métallique (Fig. III.1-a, réf. 1.3). Ces deux mécanismes réduisent la vitesse de rotation de l'arbre de sorti au niveau des matrices de forme et de serrage, respectivement (Fig. III.1-b, réf. 1.6 & 1.7), jusqu'à 4 tr/min. Un autre dispositif est conçu pour assurer l'alignement de tube et les points tangents des formes souhaitées (Fig. III.1-a, réf. 1.1), pour créer les C cycliquement inversés, les demi-cercles qui se répètent le nombre de fois voulu.

La ligne d'axe de forme courbée en C cycliquement inversés (Fig. III.2), ou deux demi-cercles inversés, se prolongent l'un à l'autre en un point de contact, sans aucun segment droit entre elles comme c'est le cas des cintruses automatiques dont l'existence est due principalement à son rôle de porte-serres de tube à plier, ce qui ne permet pas le formatage d'une forme continuellement courbée, mais de forme en U. Les points de départ et d'arrivée, de la courbe en demi-cercle C, sont imposés par deux fins de course réglables selon le rayon souhaité (Fig. III.1-b, réf. 1.12). L'ensemble des axillaires, comme cité ci-dessous, sont supportés par un châssis métallique équipé de roues mobiles avec système de freinage, ce qui nous permet de le transporter et de le déplacer là où nous le souhaitons. Le logiciel de conception SOLIDWORKS a permis de créer une image de synthèse 3D à l'échelle, Fig. (III.1-c), et nous fournit une représentation graphique des différentes pièces constitutives et leurs points critiques à améliorer.

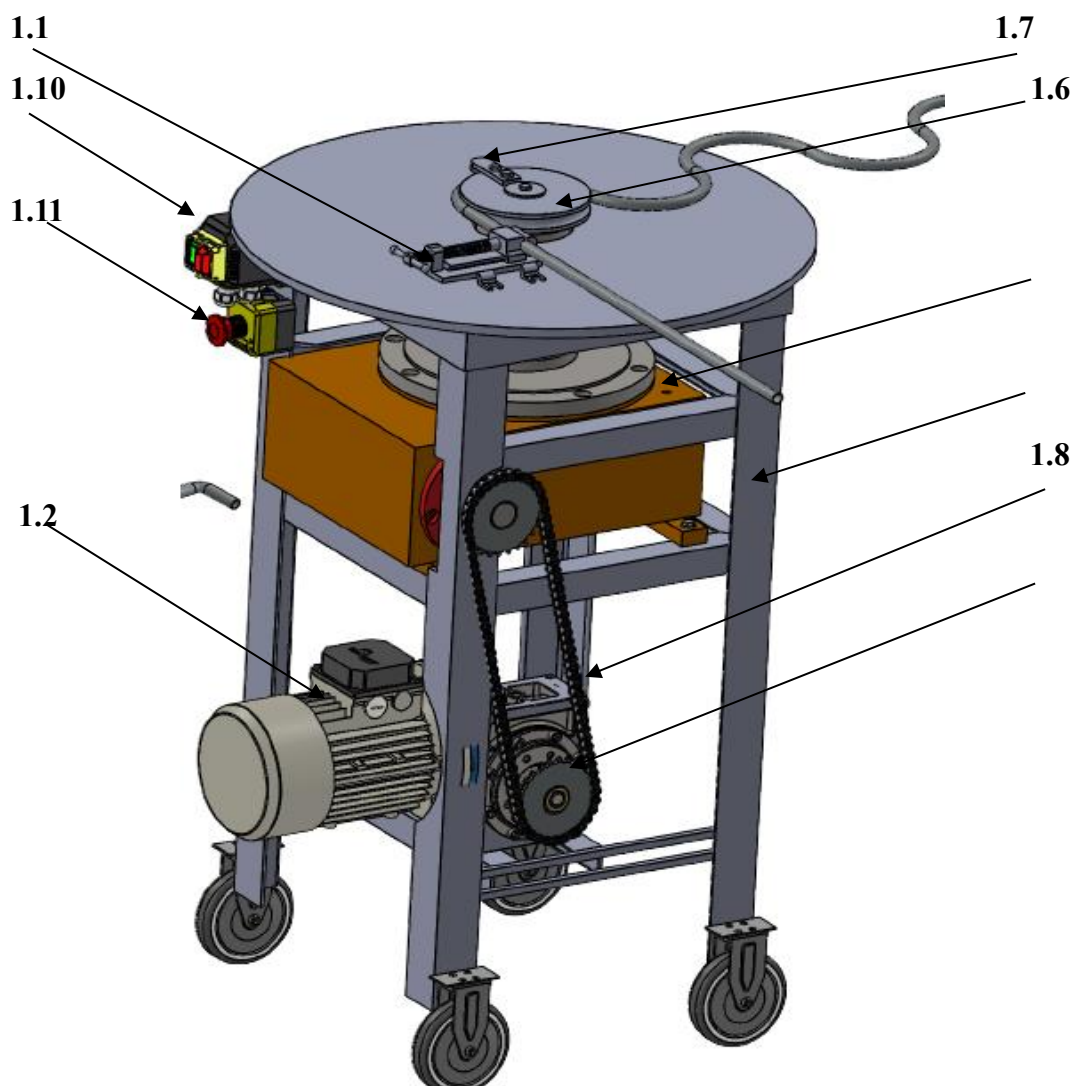


Fig. III.1(a): Vue dessous - vue isométrique de l'assemblage de la cintruse plane

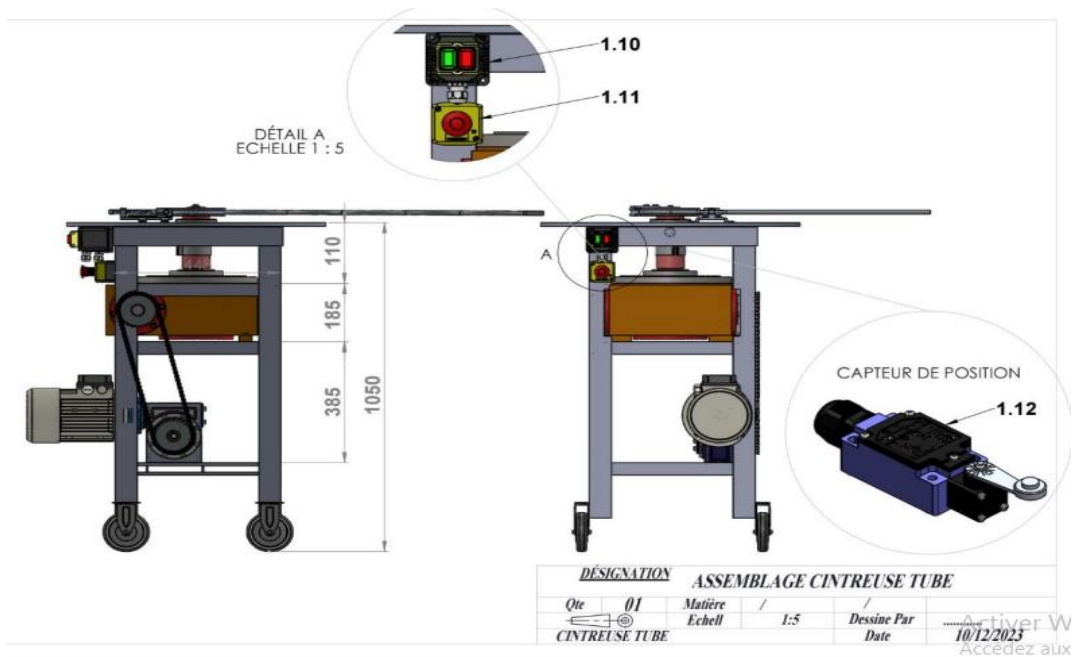


Fig. III.1(b): Vue de face - vue d'arrière de l'assemblage de la cintreuse plane

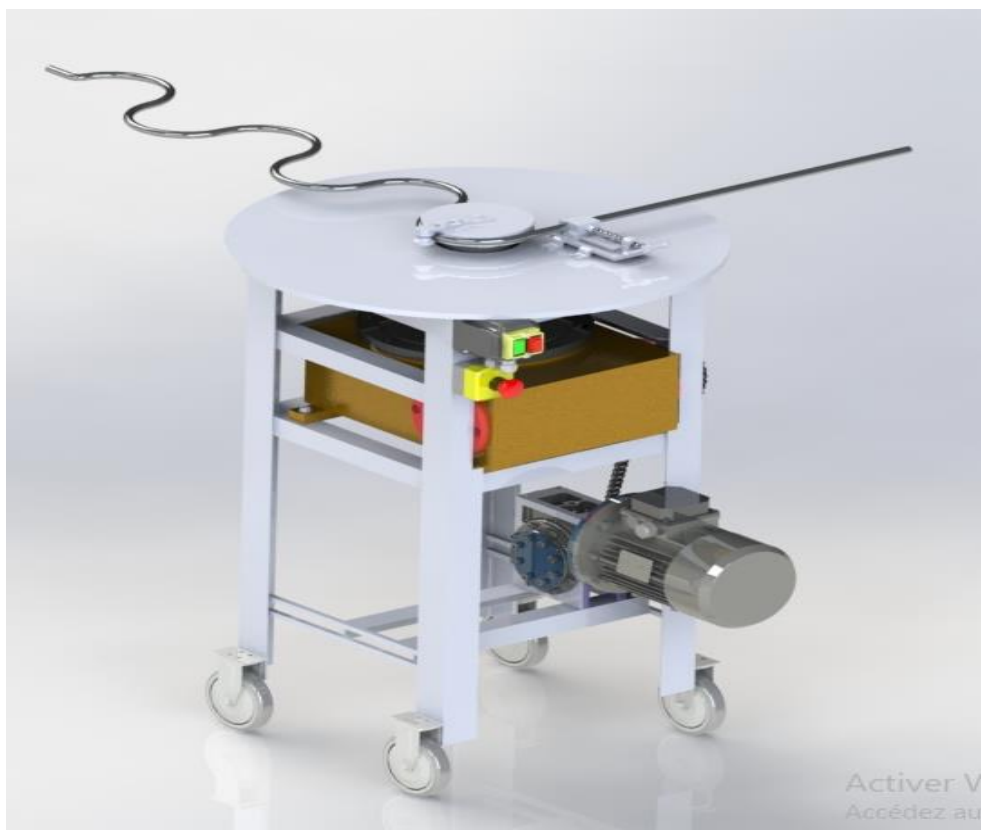


Fig. III.1(c): Dessin d'assemblage de la cintreuse plane

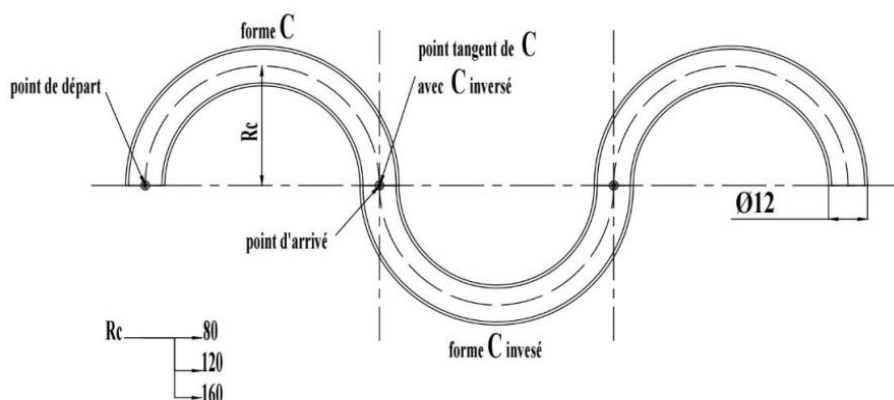


Fig. III.2: Ligne d'axe de la forme longitudinale courbée en C cycliquement inversés

III-2-2. Conception des divers composants de la cintruse plane en 3D assisté par SolidWorks

La Fig. III.3 ci-dessous illustre un étau composé de deux parties, l'une mobile et l'autre fixe, reliées à deux mors en acier contenant une empreinte de forme ajustée aux dimensions du tube à cintrer. La partie mobile est également reliée à un axe fileté pour assurer le degré de serrage des tubes. Le serrage est généralement réalisé à l'aide d'un système vis-écrou, ce qui permet d'appliquer des forces significatives de manière permanente. L'étau peut également être déplacé et tourné selon nos besoins.

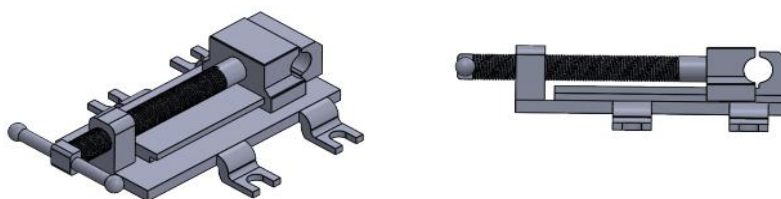


Fig. III.3: Dessin d'assemblage de l'étau

La Fig. III.4 illustre le deuxième réducteur de vitesse vis, dont la conception vise à modifier le rapport de vitesse et le couple à sortie. Ce type de réducteur, vis sans fin - roue dentée, a été choisi pour changer le sens de mouvement latéral à un autre vertical.

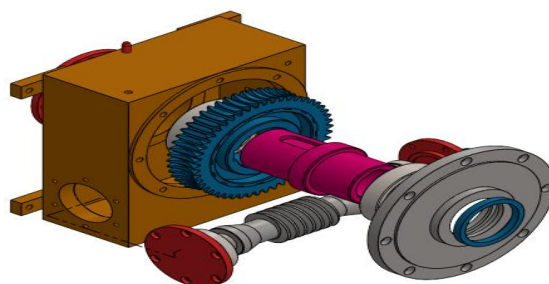


Fig. III.4: La projection axonométrique du deuxième réducteur (vue éclatée)

La Fig. III.5 représente l'assemblage du moteur au 1^{er} réducteur de vitesse. La réduction de vitesse induit une augmentation du couple à la sortie, permettant l'adaptation aux efforts appliqués sur le tronçon à cintré. En revanche, l'alignement du moteur et du réducteur est toujours garanti à cause de la présence d'un accouplement élastique et qui absorbe les chocs lors du démarrage.

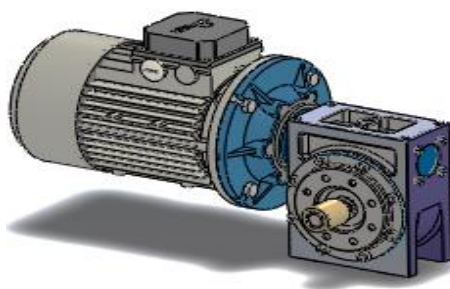


Fig. III.5: Moto-réducteur et pignon alésé claveté pour chaîne métallique

La Fig. III.6 illustre un pignon alésé rainuré, à denture traitée, d'un diamètre primitif de 44 mm pour assemblage à l'axe de sortie du 2^e réducteur.

La Fig. III.7 met en lumière la configuration essentielle du transfert et de la diminution des vitesses, depuis le moteur jusqu'à leur sortie de la matrice de forme. Ce type de réducteur est recommandé d'opter les applications nécessitant une démultiplication extrêmement élevée. Les réducteurs utilisés contiennent une vis sans fin d'une forme d'hélice qui entraîne la rotation de la roue dentée, Cette interaction crée un engrenage qui permet de convertir la vitesse élevée de l'entrée en une vitesse plus basse et un couple plus élevé à la sortie.

La Fig. III.8 illustre respectivement la matrice de forme et celle de serrage, ajustées au tube à cintrer par une opération de rodage afin d'avoir un contact parfait tube-matrices. Cette dernière opération élimine la forme ovale des tubes à cintrer après leurs dégagements des matrices. L'empreinte circulaire des matrices est contrôlée par un gabarit de profil découpé par une DCN (Découpe à Commande Numérique).

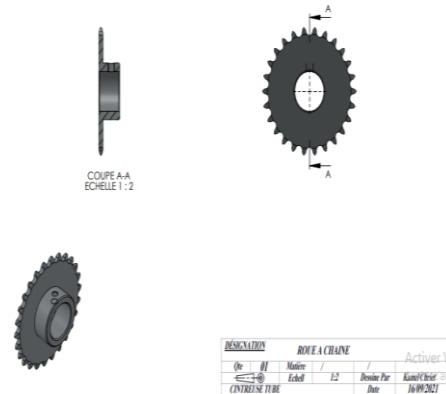


Fig. III.6: Pignon alésé claveté à denture traitée pour chaîne métallique

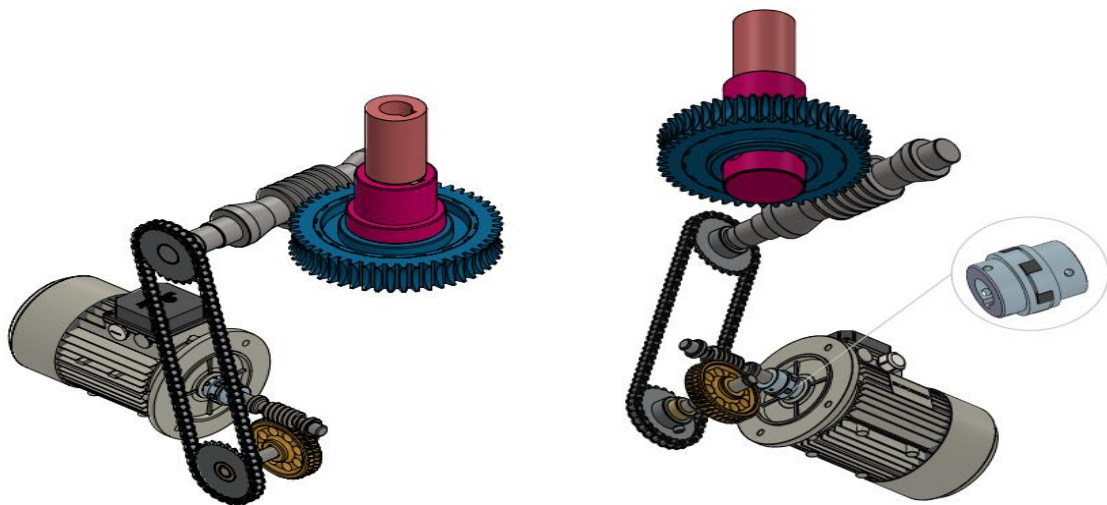


Fig. III.7: Système de transmission du mouvement par chaîne

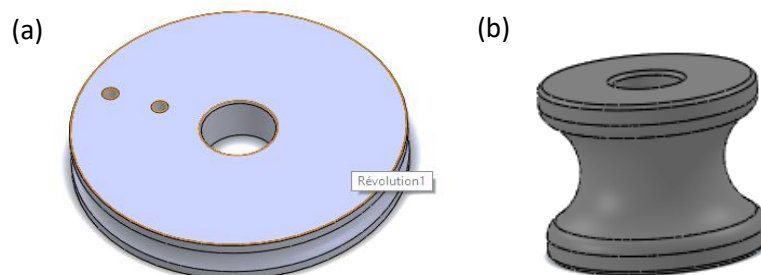


Fig. III.8: Matrices : (a) de forme et (b) de serrage

La Fig. III.9 illustre la chaîne métallique, employée pour la transmission de puissance entre le 1^{er} réducteur et le 2^e réducteur.

La Fig. III.10 représente le socle de la cintruse semi-automatique qui constitue sa base ou son support principal. Il s'agit d'une structure en acier de construction A45 sur laquelle sont montés les différents composants de la cintruse. Le socle est conçu pour assurer la stabilité de la machine pendant son fonctionnement, en supportant le poids du dispositif et en absorbant les vibrations générées lors de l'opération cintrage. L'intégration de roues réglables avec système de frein a permis l'adaptation du dispositif à différentes surfaces et a assuré une fixation sécurisée au sol.

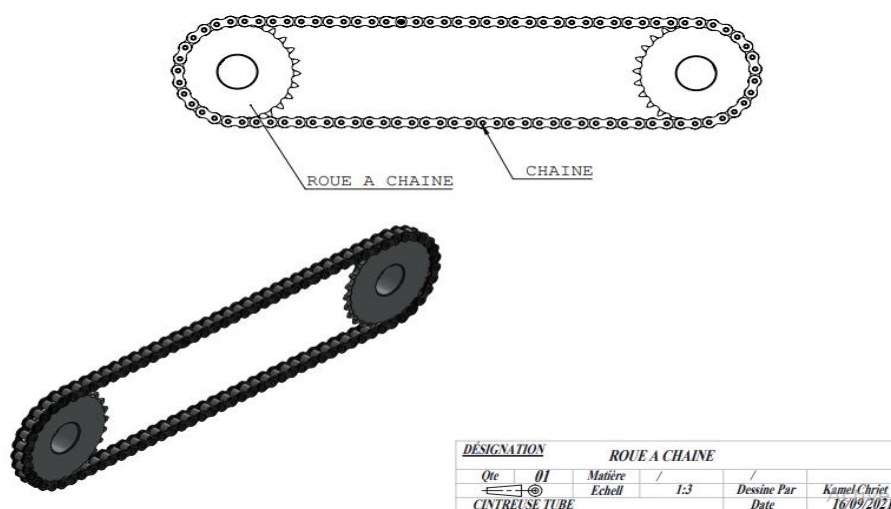


Fig. III.9: Chaîne métallique de transmission

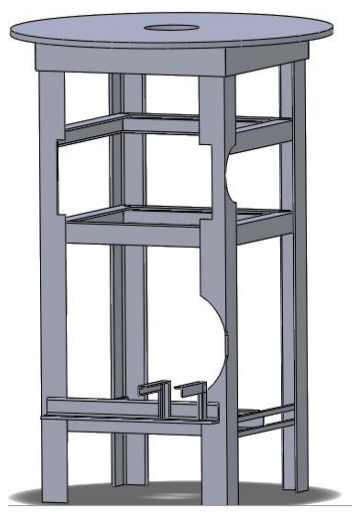


Fig. III.10: Le socle

La Fig. III.11 représente les différents dispositifs qui gèrent et contrôlent l'aspect électrique, à savoir l'alimentation du moteur électrique, son sens de rotation et la manipulation de positionnement du tube à cintrer.

Cet ensemble inclus entre-autres, les interrupteurs, les relais, les fusibles et les capteurs de fins de course. L'arrêt d'urgence a été conçu afin d'interrompre immédiatement le fonctionnement de la machine et d'éviter des situations dangereuses.

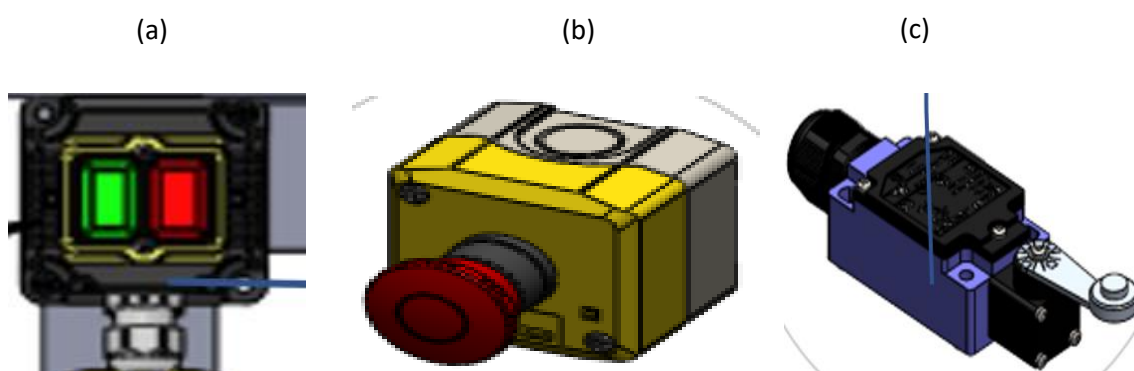


Fig. III.11: (a) Boîtier de commande, (b) Arrêt d'urgence et (c) Fin de course

III-2-3. Réalisation de la cintruse plane

La réalisation d'une cintruse plane à réducteur de vitesse est un projet qui allie ingéniosité et précision mécanique. Tout d'abord, il faut concevoir un châssis robuste capable de supporter les contraintes imposées lors du cintrage. Ensuite, l'intégration des réducteurs de vitesse devient cruciale pour garantir un mouvement de rotation contrôlé et permettant ainsi une manipulation précise du matériau à cintrer.

Le choix des réducteurs doit être méticuleux, en prenant en compte les forces impliquées et en assurant une adaptation adéquate au système. Les éléments de guidage (l'étau) et de serrage (matrice de serrage) jouent également un rôle essentiel pour maintenir la stabilité du matériau pendant le processus. En fin de compte, la réalisation d'une cintruse plane à deux réducteurs de vitesse requiert une combinaison d'expertise en mécanique, en ingénierie et une connaissance particulière aux détails des matériaux pour aboutir à un outil efficace et fiable.

Les Fig. III.12 et III.13 sus dessus incarnent le 1^{er} réducteur de vitesse. Ce dernier inclus les différents composants suivants :

- Une vis sans fin hélicoïdale a axe horizontal qui transmet le mouvement rotatif du moteur électrique au rouage denté,
- Une roue dentée solidaire à la vis sans fin et entraînant un pignon (Fig. III.6),
- Un boîtier qui enveloppe et protège les composants internes du réducteur, des roulements à rouleaux conique T 4 C D 075 (La norme ISO 355), il renferme la graisse lubrifiante pour minimiser les frottements entre composants et prolonger leurs durés de vie.



Fig. III.12: Vis sans fin et la roue dentée du 1^{er} réducteur



Fig. III.13: Accouplement à ergot et boîtier du réducteur

Enfin, on distingue clairement sur la figure III.14 le système de matrices de serrage et de forme.



Fig. III.14: Réalisation du dispositif de cintrage

III-3. Phénomène de retour élastique

III-3-1. Définition

Le retour élastique est défini comme un phénomène fréquemment observé lors du formage de tôles métallique ou des formes tubulaires. Il se manifeste par la différence entre la forme attendue à la fin de la phase de chargement et la forme réelle observée après le déchargement (Samuel et al. [73] et Chan et al. [74]). Cette différence est due à la redistribution des contraintes internes à travers l'épaisseur de la feuille lors du déchargement, ce qui résulte en la libération de l'énergie élastique stockée dans les matériaux (Nam et al. [75]). La capacité à prédire avec précision le retour élastique revêt une importance cruciale, en particulier dans les industries aéronautique et automobile, car cela permet d'ajuster la géométrie des outils de formage pour compenser ce phénomène. Si la déformation due au retour élastique dépasse les tolérances spécifiées, cela peut causer des problèmes significatifs lors de l'assemblage ou de l'installation des composants. Ainsi, la compréhension et la prédiction précise du retour élastique sont essentielles pour garantir la qualité et la précision dans le formage des tôles métalliques, et ceci est clairement évoqué dans diverses références telles que, (Liew et al. [76]). Il est impératif de détecter et rectifier le coefficient de retour élastique dès la phase de conception des outils, car apporter des modifications sur les outils finis s'avère coûteux et chronophage, comme la souligné (Naceur et al. [77]).

La Fig. III.15 représente le comportement de matériau aux différents domaines des déformations appliqués.

Dans le domaine d'élasticité (Zone A-E-B) d'un matériau, l'état de contrainte et de déformation en un point donné est uniquement déterminé par l'état final, indépendamment du chemin suivi à partir de l'état initial. Cette relation est régie par la loi de Hooke, établissant une corrélation univoque entre la contrainte appliquée et la déformation résultante. Lorsqu'on atteint ou dépasse la limite élastique (Zone B-C-E-F- la zone élastoplastique), on se réfère à la région où le matériau subit des déformations plastiques tout en conservant une certaine capacité à retrouver sa forme initiale une fois la charge retirée. Ce comportement est essentiellement observé après avoir dépassé le point de limite élastique du matériau.

Dans cette zone, le matériau subit des déformations permanentes, mais celles-ci ne sont pas irréversibles. Cela signifie que lorsqu'une charge est appliquée, le matériau se déforme plastiquement, mais lorsque la charge est retirée, il peut revenir partiellement à sa forme initiale, bien qu'il conserve des déformations permanentes. La détermination précise de la zone élastoplastique dépend du matériau spécifique et de son comportement sous charge. Cette zone est souvent caractérisée par des phénomènes tels que la déformation irréversible, l'écrouissage (durcissement du matériau lors de déformations plastiques répétées), et la possibilité pour le matériau de revenir partiellement à sa forme initiale après déchargement. Les matériaux métalliques comme l'acier inoxydable *316L* peuvent présenter une zone élastoplastique bien définie où ils conservent une certaine capacité à retrouver leur forme initiale après avoir subi des déformations plastiques, mais ils conservent également des déformations permanentes. Comprendre et caractériser cette zone est crucial pour concevoir des structures ou des composants qui doivent résister à des charges variables sans défaillance permanente. Le matériau plastique écrouissable ou élastoplastique, La contrainte plastique augmente avec la déformation, entraînant la consolidation du matériau et l'évolution de la surface de charge. Dans ce cas, la limite de la contrainte plastique dépend étroitement de chargement subi par le matériau pendant la déformation plastique. Lors que le matériau parfaitement plastique, La contrainte plastique ne varie pas avec la déformation, maintenant ainsi une surface de charge constante. La limite d'écoulement nécessaire pour continuer la déformation reste identique, indépendamment de la déformation plastique

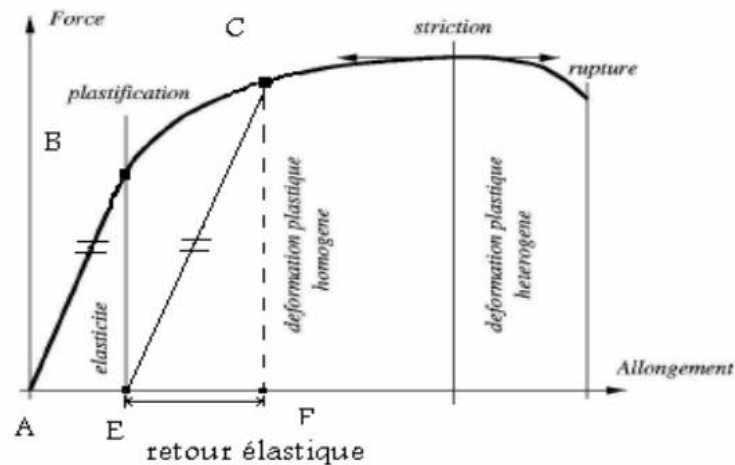


Fig. III.15: Retour élastique lors de l'étirage (François et al. [78])

III-3-2. Caractérisation physique du tube inoxydable AISI 316L

L'acier inoxydable 316L est une variante extrêmement polyvalente de l'acier inoxydable. Sur le plan physique, il se distingue par sa résistance à la corrosion, ce qui en fait un matériau de choix pour des environnements où la présence d'humidité (Dans notre cas l'utilisation de ce tube comme un échangeur de chaleur), de produits chimiques ou de variations de température est courante. Cette résistance à la corrosion est attribuable à sa composition chimique comprenant du chrome, du nickel et du molybdène, qui forment une couche protectrice d'oxyde de chrome à la surface du matériau, empêchant ainsi la corrosion. La résistivité électrique et la conductivité thermique sont des propriétés fondamentales de ces matériaux qui influencent leur utilisation dans le domaine des échangeurs de chaleur. La résistivité électrique mesure la capacité d'un matériau à résister au passage du courant électrique. Dans le cas de l'acier inoxydable 316L, sa résistivité électrique est relativement élevée par rapport à certains autres métaux conducteurs, mais elle reste constante sur une large plage de températures, ce qui en fait un matériau fiable pour l'application dans le banc d'essai qui nécessitant une résistance électrique stable qui généré par effet joule au sein de paroi. Quant à la conductivité thermique, l'acier inoxydable 316L présente une conductivité thermique modérée par rapport à d'autres métaux comme le cuivre ou l'aluminium. Cette conductivité thermique peut être avantageuse dans notre cas d'étude.

Du point de vue chimique, l'acier inoxydable 316L possède une composition qui lui confère une grande résistance aux attaques acides, notamment par des produits chimiques tels que les acides chlorhydrique et sulfurique, ainsi que face aux sels et aux solutions alcalines.

Tableau III-1. Caractéristiques techniques du tube inoxydable *AISI 316L*

Nuances :						
AISI	316L	DIN	1.4404 - X 2 CrNiMo 17 12 2	AFNOR	Z 2 CND 17 12	
<p>Particularités : Cet acier inoxydable présente une résistance à la corrosion exceptionnelle et ses caractéristiques sont presque indiscernables de celles de l'acier 316 L (1.4435), à l'exception de légères variations dans la teneur en nickel et en molybdène. En d'autres termes, il offre des propriétés équivalentes à celles du 316 L (1.4435). Lorsqu'il s'agit de réaliser des opérations d'usinage complexes, il est préférable de privilégier des aciers optimisés tels que le PX ou le PM en raison des défis liés à l'usinabilité de cet acier. Néanmoins, il est parfaitement adapté à la fabrication de pièces en contact prolongé avec la peau.</p>					Usinable	
					Trempable	non
					Polissable	-
					Magnétisable	non
					Durcissable	non
					Soudable par :	
					MIG, TIG, WIG	oui
					Arc	oui
					Résistance	oui
					Autogène	oui
laser	oui					

Tableau III-2. Caractéristiques physiques et chimiques du tube inoxydable *AISI 316L*

Composition chimique selon DIN [%]								
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Autre
< 0.03	< 1	< 2	< 0.045	< 0.015	16.5-18.5	2 - 2.5	10 - 13	N < 0.11
Propriétés physiques								
Densité ρ [kg·m⁻³]		Résistivité électrique ρ [$\mu\Omega\cdot m$]		Chaleur spécifique C_p [J·kg⁻¹·K⁻¹]			Conductivité thermique λ [W·m⁻¹·K⁻¹]	
7980		0.75		500			15	
Coefficient de dilatation α [10⁻⁶·°C⁻¹] entre 20°C							Module élastique E [GPa]	
100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C	600 °C	700 °C	200 à 20°C	
16.5	17.5	17.5	18.5	18.5	19	19.5	172 à 400°C	

Tableau III-3. Caractéristiques mécaniques du tube inoxydable *AISI 316L*

Propriétés mécaniques							
Etat	Limite élastique			Résistance de rupture		Allongement de rupture A5[%]	Dureté Vickers HV
	<i>R_{p0.2}[MPa]</i>			<i>[MPa]</i>			
	20°C	100°C	200 °C	300°C			
Recuit	190	166	137	118	490-690	≥45	150 - 200
Ecroui max	1300				1400	5	430
Traitements thermiques							
			Milieu			Commentaires	
Type décapage			6 - 25 % HNO ₃ + 0.5 - 8 % HF			A l'état recuit uniquement et à chaud	

En ce qui concerne ses propriétés mécaniques, le *316L* présente une résistance élevée à la traction et à la rupture, ainsi qu'une bonne ductilité, ce qui signifie qu'il peut être formé ou façonné sans se rompre facilement. Il offre également une bonne résistance à la chaleur, ce qui le rend utile dans des applications où des températures élevées sont présentes. En somme, l'acier inoxydable *316L* allie des caractéristiques physiques, chimiques et mécaniques qui en font un matériau robuste, durable et adapté à une multitude d'applications surtout dans le domaine d'échange thermique.

III-3-3. Paramètres à effet sur le coefficient de retour élastique

Le phénomène de retour élastique est considéré comme l'un des phénomènes liés à divers paramètres tels que la forme et les dimensions des moules de pliage, ainsi que les forces de traction et de serrage, la vitesse de formation et la mesure dans laquelle les formes à former sont affectées. Par la chaleur. Cela dépend également de la nature et des caractéristiques des matériaux à former, telles que l'épaisseur de la plaque, la taille des grains et la variation des propriétés.

L'espace de jeu

Lorsqu'on conçoit des outils pour le formage des tôles, il est essentiel de prendre en considération l'espace entre le poinçon et la matrice. Selon des recherches antérieures, il a été constaté que le phénomène de retour élastique augmente de manière proportionnelle avec l'augmentation de l'espace de jeu entre la matrice et le poinçon (Livatyali et al. [79] et Samuel et al. [73]).

Module de Yong

Le module d'Young, également appelé module d'élasticité longitudinale (E), constitue une caractéristique fondamentale des matériaux, exerçant une influence significative sur le phénomène du retour élastique. Comme évoqué dans la littérature, les formulations analytiques visant à estimer le retour élastique sont étroitement liées au module d'Young, qui détermine le comportement élastique du matériau. Les recherches dans ce domaine indiquent une relation inversement proportionnelle entre le retour élastique et le module de Young. En d'autres termes, plus le module de Young du matériau déformé plastiquement est faible, plus le retour élastique résultant de cette déformation sera significatif (Gildemyn, [80]). À titre illustratif, la Figure III.16 présente une relation non linéaire, exprimée de manière exponentielle, entre le module d'élasticité et l'angle de retour élastique (Nikhare [81]). Il est observé de manière conséquente que le module de Young présente une diminution progressive avec l'accroissement de la déformation plastique. Des chercheurs tels que (Morestin et al. [82], Yu [83] et Yang et al. [84]), entre autres, ont présenté des résultats expérimentaux significatifs portant sur ce phénomène.

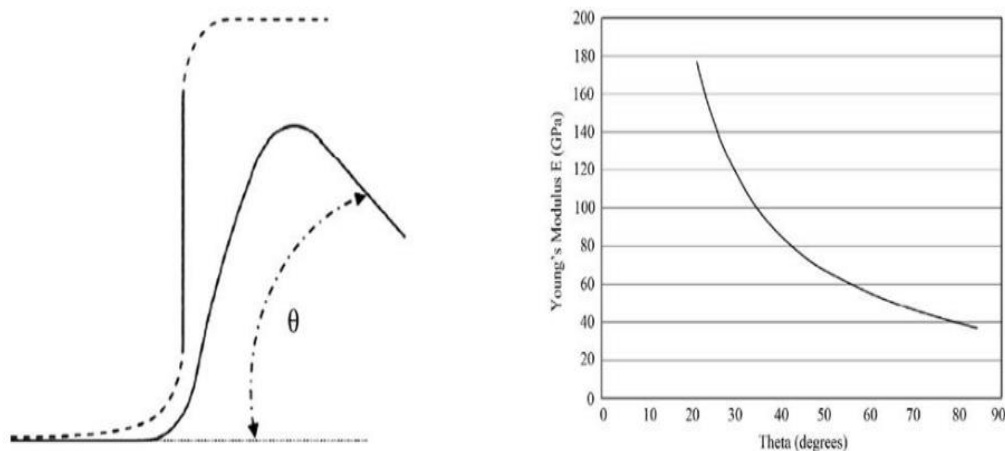


Fig. III.16: Effet du module de Young sur le coefficient de retour élastique (Nikhare et al. [81])

Effet de la force de serrage sur le retour élastique

L'effet de la force de serrage sur le retour élastique constitue une dimension principale dans les processus de formage des matériaux (Samuel [73] et Sheng et al. [85]). La force de serrage, déployée pour maintenir le matériau en place pendant la déformation, joue un rôle déterminant dans la réduction du retour élastique. Une force optimale contribue à minimiser les déformations indésirables en maintenant la pièce de manière stable pendant le formage.

Effet de forme de rayon de courbure

Les investigations menées ont clairement établi l'impact significatif du rayon de courbure sur le retour élastique par rapport à d'autres paramètres. Pour des rayons de courbure réduits, la tôle subit une déformation plus localisée et sévère, entraînant un durcissement plastique et une rigidité accrue de la zone coudée. Par conséquent, la tendance au fluage est réduite Crisbon et al. [86]. Lorsqu'une tôle est pliée avec un rayon restreint, le métal sous le poinçon est soumis à une contrainte dépassant la limite élastique sur toute l'épaisseur de la tôle. Cette augmentation de la zone plastique induit une réduction de l'angle de retour élastique Crisbon et al. [86]. Les études indiquent que l'effort au niveau du coin du poinçon est le coefficient prédominant régissant le niveau de retour élastique. Ainsi, le retour élastique est plus prononcé avec un rayon de matrice plus important, en raison des contraintes de pliage concentrées au coin de la tôle (Livatyali et al. [79]). La figure III.17 illustre le profil de section d'un spécimen avec un rayon de pliage de 3 mm après la mise en forme V

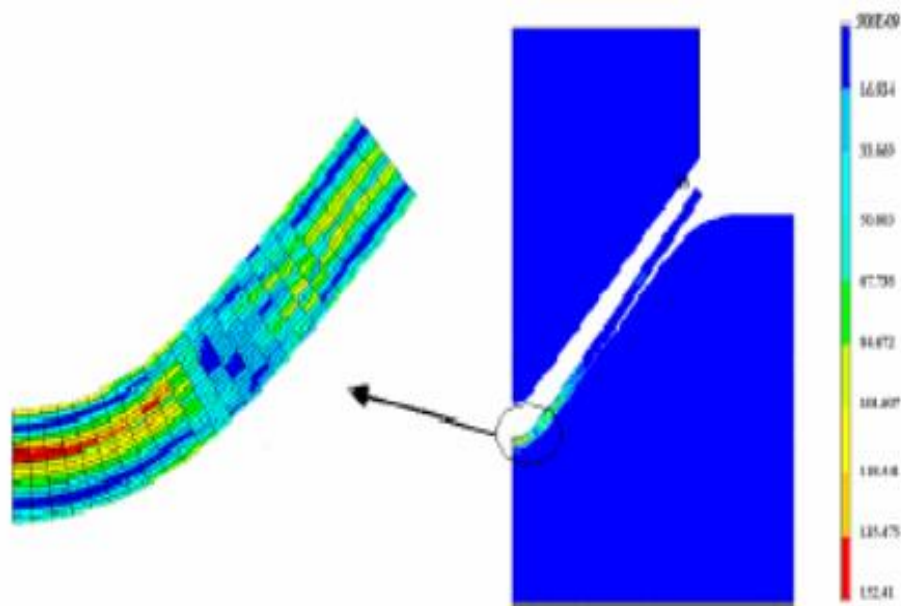


Fig. III.17: Distribution des contraintes au niveau du rayon de courbure, dans le contexte d'un pliage en forme de V, avec une épaisseur de tôle de 3 m (Crisbon et al. [86])

III-3-4. Calcul de la faisabilité de cintrage

La formule suivante est la formule utilisée pour le calcul la faisabilité de pliage.

$$K = \frac{R_m \cdot S_p}{D^2} \quad (III.1)$$

R_m : Rayon moyen de cintrage

S_p : Epaisseur nominale du tube

D : Diamètre du tube

Il s'en suit que plusieurs situations découlent de cette formule.

- $K > 0,3$; le cintrage du tube s'effectue plus aisément, sans nécessité de fabriquer un outillage de support spécifique.
- $0,1 < K < 0,3$, il s'agit d'une opération de cintrage de niveau standard, nécessitant l'utilisation d'un unique mandrin intérieur fixe.
- $0,08 < K < 0,1$, pour effectuer le cintrage du tube, l'utilisation d'un efface-plis et d'un mandrin intérieur fixe sera nécessaire.
- $0,05 < K < 0,08$ le cintrage est possible lorsqu'on a simultanément un efface-plis et un mandrin intérieur mobile à sa disposition.
- $K < 0,05$ Le cintrage du tube n'est pas envisageable dans cette situation, ce qui implique la nécessité de créer des outillages spécifiques.

Pour les différentes valeurs du rayon de courbure considérés dans cette étude, à savoir $R_c = 80\text{ mm}, 120\text{ mm}, 160\text{ mm}$ et 10 mm , on observe que les coefficients K varient respectivement de **0,408 – 0,612 – 0,816 – 0,05**.

Pour les trois premiers rayons de courbure, il est envisageable de réaliser le cintrage sans induire la formation de plis. Néanmoins, même en appliquant cette approche, l'écroûissage et l'ovalité persistent en raison de l'épaisseur du matériau. Afin de remédier à ces problèmes, une méthode novatrice a été élaborée, consistant à remplir le tube avec un matériau plus similaire à l'acier.

III-3-5. Estimation du coefficient de retour élastique

Au cours du processus de cintrage, la tige subit une déformation à un angle initial θ_o ; à la fin de l'opération, l'angle se rouvre légèrement pour atteindre une valeur θ (voir Fig. III.18). Ce phénomène est désigné sous le terme de retour élastique. Le pliage est réalisé par déformation plastique de la tôle, mais il est inévitable qu'une déformation élastique l'accompagne. Par conséquent, le matériau conserve toujours une portion de son élasticité d'origine. Lorsque la contrainte est relâchée, la pièce tente de retrouver sa forme initiale ou se plie partiellement en raison de cette déformation élastique [87].

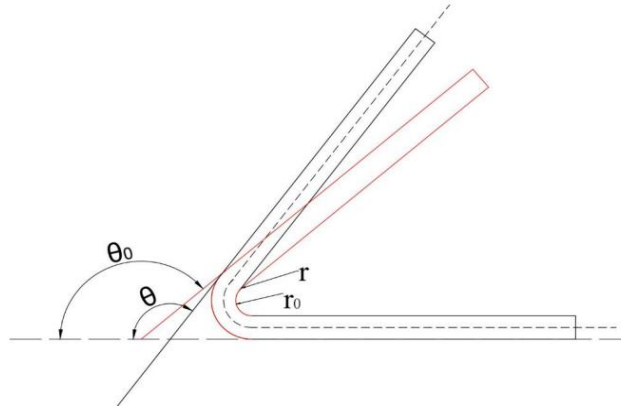


Figure III.18: Phénomène de retour élastique

La compréhension du coefficient de retour élastique revêt une importance cruciale lorsqu'il s'agit de déterminer le rayon initial de la forme (r_0) nécessaire pour obtenir un rayon spécifique (r) sur la pièce. Pour les rapports entre le rayon et l'épaisseur égaux ou inférieurs à 10, QUEENER propose une formule pertinente pour calculer le retour élastique. Cette formule offre une approche pratique et précise, permettant d'anticiper et d'ajuster le processus de formage en fonction des propriétés élastiques du matériau [88].

$$\frac{r_m}{r'_m} = 1 - \frac{3K(1-\nu^2)}{E(n+2)\left(\frac{3}{4}\right)^{\frac{(1+n)}{2}}\left(\frac{2r_m}{e}\right)^{(1-n)}} \quad (\text{III.2})$$

Avec :

$r_m = r_0 + \frac{e}{2}$, rayon moyen avant retour élastique

$r'_m = r + \frac{e}{2}$, rayon moyen après retour élastique

e : en pliage c'est l'épaisseur de la tôle, et en cintrage c'est le diamètre du tube

n : Coefficient d'érouissage du métal ($daN \cdot mm^{-2}$). Pour la plupart des aciers n varie entre 0.1 et 0.25,

k : Coefficient d'amplitude du métal ($daN \cdot mm^{-2}$) (loi d'érouissage de Hollomon $\sigma = k \varepsilon^n$)

ν : Coefficient de poisson.

$$\frac{r_m}{r'_m} = \frac{\theta}{\theta_0} = K' \quad (\text{III.3})$$

K' : Facteur de retour élastique (Rapport entre la forme de la pièce finie et la forme de l'outil) [89].

Selon les avancées réalisées dans la fabrication innovante de la cintrouse semi-automatique plane et la production de tubes périodiques pour échangeurs thermiques, il est observé que l'élasticité joue un rôle crucial, en particulier en ce qui concerne le retour élastique d'un tube en acier inoxydable alimentaire tel que le *316L*, caractérisé par un diamètre de 14 mm et une épaisseur de 1 mm. Pendant le processus de cintrage, l'angle d'ouverture (Fig. III.18) varie considérablement en fonction du diamètre de la matrice et de l'épaisseur du tube.

Cette étude se penche sur l'impact de la variation du diamètre de la matrice sur le coefficient de retour élastique lors de la mise en forme, en excluant l'influence d'autres paramètres tout aussi cruciaux, tels que le coefficient de frottement, la force de serrage, et l'influence du coefficient d'écrouissage, déjà abordés dans la littérature.

La Fig. III.19, ci-dessous montrant que les résultats confirment que le rayon de courbure a un effet significatif sur le retour élastique. Avec des rayons de courbure plus réduits, le tube subit une déformation plus localisée et sévère, entraînant un durcissement plastique et une augmentation de la rigidité de la zone cintrée. Le retour élastique est plus prononcé pour un rayon de matrice plus grand, attribuable aux contraintes de cintrage du tube. Ces conclusions expérimentales sont en accord avec celles démontrées théoriquement par Livatyali et al. [79 et 90].

Lorsque le tube est cintré avec un rayon réduit, la matière subit une déformation conformément à la matrice, ce qui la soumet à une contrainte dépassant la limite élastique sur toute l'épaisseur du tube. Cette expansion de la zone plastique entraîne une diminution de l'angle de retour élastique, comme démontré par [79]. En revanche, pour un grand rayon de courbure de la matrice, cela s'explique par la distribution des contraintes, les déformations élastiques, et la quantité d'énergie élastique stockée dans la région pliée du tube.

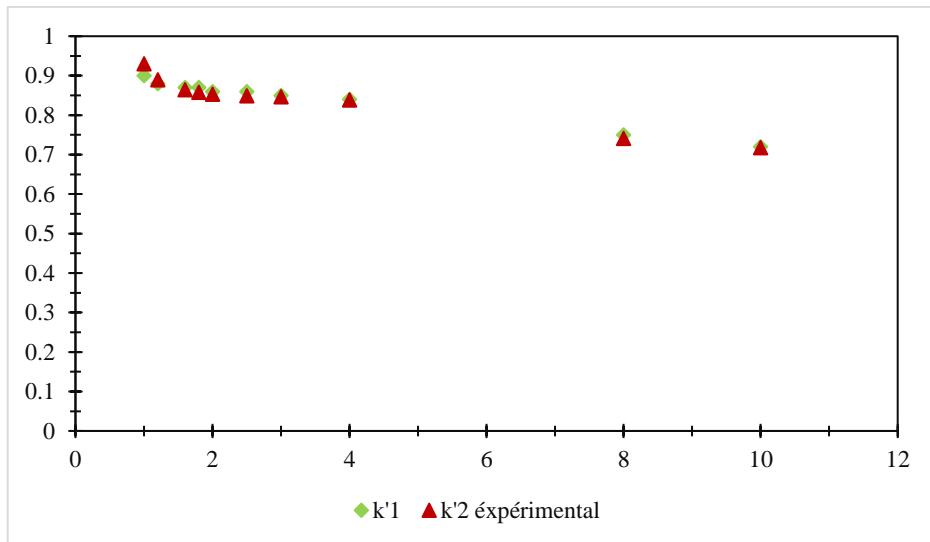


Fig. III.19: Comparaison des Facteurs de Retour Élastique

Les figures (III.20 et III.21) illustrées au-dessus montrent la mise en position de la forme tubulaire des tubes en aciers inoxydables *316L* sur des gabarits constituent une étape cruciale dans de nombreux processus de fabrication des échangeurs périodiquement ondulés à différentes amplitudes. Ce procédé vise à assurer l'alignement précis de la forme à cintré par rapport à un référentiel défini par le gabarit. Cette opération revêt une importance particulière dans la réalisation des échangeurs de chaleur d'une forme périodique complexes et spécifiques, où la précision dimensionnelle et la conformité géométrique sont essentielles.



Fig. III.20: Mise en position du tube pour un rayon $R_c = 120\text{mm}$



Fig. III.21: Mise en position du tube pour un rayon $R_c = 80\text{mm}$

La figure III.23 présente la finalité de ce chapitre, à savoir, les trois tubes courbés longitudinalement en forme de C cyclique inversés. La mise en position sur le gabarit permet également de minimiser les erreurs potentielles et d'assurer la précision, la fiabilité.



Fig. III.23: Tubes longitudinalement courbés en C cycliquement inversés, pour différents rayons de courbure

III-4. Conclusion

Le domaine traité dans cette section de la thèse concerne la conception et la réalisation d'une cintreuse plane, ainsi que la caractérisation expérimentale du retour élastique en fonction du rayon de courbure de la matrice, lors de l'opération de formage des tubes métalliques par pliage-cintrage. Cette étude expérimentale offre des données cruciales pour la fabrication de tubes périodiquement ondulés.

Dans un premier temps, l'étude expérimentale se concentre sur la mise en œuvre d'une cintreuse semi-automatique permettant de former des tubes périodiquement ondulés tout en offrant la possibilité de faire varier le paramètre du rayon de courbure de la matrice, ce qui influe sur le coefficient de retour élastique. Malgré l'importance d'autres paramètres tels que le coefficient de frottement, la force de serrage, l'épaisseur du tube ou de la tôle, l'effet du durcissement par écrouissage, l'impact du traitement thermique, etc., nous nous efforçons d'analyser les variations induites par le diamètre de la matrice sur ce coefficient. Nous avons identifié deux étapes distinctes sur la courbe du retour élastique.

Dans la première étape, on observe une croissance du coefficient en fonction de l'augmentation du diamètre du rayon de la matrice. Cette augmentation trouve son explication dans la manière dont les contraintes de déformations élastiques sont réparties et dans la quantité accrue d'énergie élastique stockée dans la région cintrée, grâce à l'augmentation de la surface de contact et à la diminution de la contrainte de déformation, restée inférieure à la limite élastique spécifiée.

Pendant la phase de déformation élastique, l'acier à ressort s'allonge proportionnellement (suivant la loi de Hooke) à la tension appliquée.

La deuxième phase concerne les petits diamètres de courbure, où le tube se déforme selon la matrice et est soumis à une contrainte dépassant la limite élastique. Ensuite, la matière commence à changer malgré l'effet constant des charges réparties, mais la surface de contact diminue. Dans ce cas, la déformation devient plastique.

**CHAPITRE IV: Étude expérimentale
des performances thermiques des
configurations TLC :Résultats
Preliminaires**

Résumé

Une fois les configurations TCL de différentes tailles obtenues dans le dispositif conçu à cet effet, une étude expérimentale est engagée pour analyser les échanges de chaleur produits par ces configurations. De l'eau distillée est utilisée comme fluide caloporteur. À travers la mesure de températures, de pressions, de débits et de puissances de chauffe, des courbes caractérisant le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été élaborées. Trois configurations des tubes sont utilisées dans cette expérience possédant toutes le même rapport d'amplitude égale à l'unité ($\beta = 1$) comme définit dans le chapitre 2. Une amélioration potentielle du taux de transfert de chaleur a été observée et assimilé à la corrélation de Gnielinski, pour les configurations courbées, avec une erreur ne dépasse pas 7.52%, accompagnée d'une augmentation du coefficient de frottement. Privilégier des configurations courbées longitudinalement plutôt que des tubes droits semble être une voie prometteuse pour augmenter l'efficacité des échangeurs de chaleur, notamment ceux intégrés dans les systèmes de captation solaire linéaires.

IV-1. Introduction

L'étude du comportement des fluides dans les tubes courbés représente un domaine crucial pour améliorer à la fois le transfert de chaleur et la gestion des pertes de pression dans différents systèmes. L'écoulement dans les tubes courbés est d'une application clé en ingénierie, avec une attention particulière accordée aux tubes à courbure hélicoïdaux de section circulaire et de courbure uniforme, largement étudiés et bien compris. La force centrifuge, issue de la courbure, induit des mouvements secondaires dans ces écoulements [91,92].

La plupart des études sont concentré sur la forme hélicoïdale. Ces tubes, caractérisés par leur forme d'hélice, offrent des avantages significatifs en matière d'efficacité énergétique et de performance de transfert de chaleur par rapport aux tubes droits conventionnels. Leur conception unique favorise la turbulence du l'écoulement, augmentant ainsi la surface de transfert de chaleur et améliorant l'échange thermique. Les recherches dans ce domaine se concentrent sur l'optimisation des paramètres géométriques et l'amélioration du rendements thermiques en résultant. Dans les bobines enroulés, l'effet de renforcement est dû au fait que le fluide soumis à des forces centrifuges, dont l'intensité dépend du rayon de la courbure et la vitesse axiale locale, force le fluide de centre vers la paroi extérieure qui amincissent la couche limite. Ce phénomène crée généralement des vortex contrarotatifs, communément

appelés écoulements secondaires, qui augmentent est le transfert de chaleur et la perte de charge par rapport aux tubes droits [72 et 93].

Des nombreuses études expérimentales se sont concentrées sur la chute de pression et le taux moyen de transfert de chaleur dans les tuyaux courbé, Patankar et al. [94] ont discuté l'influence du nombre de Dean sur le coefficient de frottement et le transfert de chaleur dans les régions entièrement développées des tubes hélicoïdaux. Yang et al. [26] ont présenté une étude numérique pour déterminer le coefficient de transfert de chaleur convectif dans un écoulement laminaire pleinement développé dans un tuyau hélicoïdal ayant un pas fini. Ito [6] a déterminé une corrélation expérimentale du coefficient de frottement pour un écoulement turbulent en fonction du rapport de courbure $\left(\delta = D/2R_c\right)$ à travers des tubes hélicoïdaux.

De nouvelles tendances émergent dans les études portant sur les réacteurs nucléaires modernes, les énergies renouvelables et les échangeurs de chaleur, et en particulier pour une application pour le refroidissement des composants électroniques. Les échangeurs de chaleur en forme de C, S et U jouent un rôle de plus en plus crucial dans ces domaines. Cependant, malgré leur importance croissante, les études expérimentales dans ce domaine restent rares.

Parmi ces études, les travaux expérimentaux de Yang et Chiang [52], qui ont révélé des améliorations remarquables, montrant jusqu'à une augmentation de 100% du taux de transfert de chaleur par rapport aux tubes droits. En parallèle, le coefficient de frottement a montré une augmentation jusqu'à 40%. Les résultats de ces expériences ont été corrélés pour les écoulements turbulents ($Re > 2000$), permettant d'estimer le coefficient de friction suivant :

$$f = 1,69 \cdot De^{-0,159} d^{0,488} \quad (IV-1)$$

$$Nu = 2,87De^{0,4} d^{-0,203} Pr^{0,386} \quad (IV-2)$$

Pour $2,1 \times 10^6 < De < 6 \times 10^5, 0,05 < d < 0,096$ et $3,9 < Pr < 4,5$)

Alors que, pour un écoulement laminaire ($Re < 2000$) le coefficient de friction obtenu est :

$$f = 739 De^{-0,509} d^{0,988} \quad (IV-3)$$

Pour $(2,5 \times 10^4 < De < 6 \times 10^5 - 0,05 < d < 0,096$ et $3,9 < Pr < 4,5)$ [52].

Selon l'étude expérimentale d'Abou Arab et al. [51], qui a porté sur les mesures de perte de pression dans les zones à écoulement laminaire et turbulent lorsque de l'eau traversait un tube circulaire incurvé selon un schéma alterné. Il a montré que le nombre de Dean influe sur le régime d'écoulement, ainsi que le degré d'ondulation et le rapport à la hauteur sur la longueur du tube d'une manière significative sur le coefficient de perte de pression. Les données obtenues permettent de formuler la corrélation suivante :

$$f_w \left(\frac{2Rc}{D} \right)^{1/2} = f_s \left(\frac{2Rc}{D} \right)^{1/2} + 0,03 \quad (IV-4)$$

Pour un régime laminaire ($Re < 2000$) et

$$f_w \left(\frac{2Rc}{D} \right)^{1/2} = f_s \left(\frac{2Rc}{D} \right)^{1/2} + 0,005 \quad (IV-5)$$

Pour un régime turbulent ($2000 < Re < 15000$) [51].

Mahbubur Razzaque et al. [96] ont étudié expérimentalement le coefficient de frottement dans des tubes en forme U, dotés d'ondulations périodiques et d'une partie d'espacement. Leurs investigations ont exploré différentes variables telles que le nombre d'ondulations, le rapport de courbure ($2Rc/d$), les diamètres des tubes en cuivre, les longueurs des parties droites de chaque tube et la longueur d'espacement (L/d).

Popiel et Wojkowiak [47], ont conduit une étude expérimentale visant à mesurer le coefficient de perte de charge dans des tubes en forme de U. Leur analyse met en lumière l'influence le rapport entre le diamètre de courbure et le diamètre du tube sur les variations du coefficient de frottement, à la fois dans la région laminaire et dans la région de transition. Les résultats de cette étude révèlent une transition fluide entre le régime laminaire et le régime turbulent. Dans la région laminaire, l'effet de la forme de courbure est minime lorsque le nombre de Dean est inférieur ou égal à 3. Les chercheurs ont établi une corrélation pour décrire ces observations comme suit :

$$f_w (Re / 64) = a + b (\ln(De))^2 \quad (IV-6)$$

Lorsque $a = 0,021796$ et $b = 0,04413356$ [47].

Récemment, plusieurs études numériques sont été publiées portant sur les échangeurs de chaleur longitudinalement courbés en formes de S, C ou périodiquement courbés. Cette technique est utilisée dans le domaine des concentrateurs solaires linéaire (Demagh et al. [55, 56], Bitam et al. [53] et Achi et al. [98]). Ces études numériques visent à essayer de trouver une similitude entre eux et les échangeurs de chaleurs hélicoïdales et spirales.

IV-2. Configuration expérimentale

Cette étude a porté sur l'analyse d'un tube de section circulaire en acier inoxydable de type *AISI 316L*, doté d'une paroi lisse et enroulé périodiquement selon une configuration de forme courbés longitudinalement en forme de C cycliquement inversés. Ce tube présentait diverses amplitudes, suivant un schéma alternatif le long de son axe. Les amplitudes de cette configuration sont identifiées comme *80, 120 et 160 mm*, offrant ainsi une longueur courbée, L , d'environ 6 mètres. Le tube avait un diamètre extérieur de *14 mm* et une épaisseur de paroi mesurée à *1,0 mm*.

Pour le déplacement du fluide vers le premier réservoir de stockage, une pompe centrifuge (*LINZ*) a été utilisée, fonctionnant dans une plage de débit allant de *5 à 40 L/min*. La section de test était composée de deux parties agencées en série. La première partie consistait en un tube droit d'une longueur minimale de *600 mm*, dans le but d'assurer un écoulement entièrement développé. La seconde partie, quant à elle, était constituée d'un tube enroulé périodiquement, équipé d'électrodes à ailettes en cuivre, fixées à l'entrée et à la sortie de cette section de test. Ainsi, le nombre d'ondulations variait en fonction du rapport $(2/A)$. Il était crucial d'avoir un nombre minimum d'ondulations pour garantir le plein développement de l'écoulement [91]. Le tube est connecté à un poste à souder de type *TOTAL IGBT 630A* série *TW26305* pour garantir une conductivité électrique adéquate. Cette soudeuse permet d'atteindre une puissance de chauffe d'environ *630 Ampères* à une tension d'environ *10 volts*. Cette configuration a permis la détermination des pertes de pression et des performances de transfert thermique du tube, sous des conditions spécifiques d'un flux de chaleur uniforme généré par effet Joule au sein de la paroi. Le tube est placé horizontalement pour les expériences. Un système de refroidissement secondaire est installé pour abaisser la température du liquide à la sortie du tube testé, alimentant ainsi un second réservoir dans

une boucle fermée. Le tube test est isolé thermiquement avec une mousse à base de polyéthylène ayant une conductivité thermique inférieure à $0,036 W/m^2 K$. Des thermocouples de type T, disposés sur la paroi extérieure avec un adhésif (époxy oméga bond), ont été calibrés et utilisés pour mesurer la température. Ils sont placés après le tronçon droit, où l'écoulement est pleinement développé et sont reliés à un régulateur de température (*LTR-5T*) possédant une précision de $\pm 0,3^\circ C$ et une plage de fonctionnement de $(-40 \text{ à } 150^\circ C)$. La température de la surface extérieure du tube est mesurée à l'aide d'un thermomètre infrarouge portable (*DT8380 à écran LCD*) avec une plage de fonctionnement de $(-50 \text{ à } \sim 380^\circ C)$ ($-58^\circ F \sim 716^\circ F$) et une précision d'environ $\pm 2\% \text{ ou } 2^\circ C$, certifié par le test de *CoC* délivré par *GSH* (Allemagne). Le débit est réglable à volonté par un variateur de fréquence associé à une pompe, ajustant ainsi le régime laminaire ou turbulent selon les besoins. Le débit est mesuré par un débitmètre magnétique de type *IFM SM6601* avec une plage de mesure entre $1,5 \text{ et } 396 \text{ gph}$ et une précision de $(\pm 0,8\% MW + 0,5\% MEW)$.

Un préchauffage est effectué par un chauffe-bain électrique avant la section de test, équipé d'une résistance chauffante et d'un thermostat pour imposer et maintenir une température du fluide constante à l'entrée du tube. La pression de la pompe centrifuge est mesurée par des manomètres *Glycérine* (*Marque GENIBER*) avec différentes plages de mesure adaptées au régime turbulent ($0 - 4 \text{ bar}$) et au régime laminaire ($0 - 3000 \text{ pascals}$) avec une précision de $1,6\%$.

IV-3. Conception du banc d'essai

Un modèle tridimensionnel de la configuration expérimentale a été conçu à l'aide du logiciel *SOLIDWORKS 2016*, illustré sur les Figures IV.1 à IV.5. La Fig. IV.6 présente la mise en place effective du banc d'essai. Le tube test a été fixé à l'aide de pinces circulaires positionnées autour du tube et maintenues par des pièces de supports coulissantes. Une armoire de commande a été conçue pour alimenter les pompes centrifuges, le générateur de courant, le cumulus, les régulateurs de température et les ventilateurs du système de refroidissement.

Les Fig. IV.2 et IV.3 détaillent les différents composants essentiels du banc d'essai. Parallèlement, la Fig. IV.6 expose la concrétisation et l'installation effective du banc d'essai.

En outre, les profils des différentes formes périodiques ont été vérifiés à l'aide de gabarits, illustrés dans le chapitre précédent. Le schéma en 3D du banc d'essai expérimental est illustré dans la Fig. 1. L'eau est pompée depuis le réservoir (1) à l'aide d'une pompe centrifuge (2) vers un cumulus (6) assurant le préchauffage du fluide. Ce dernier traverse un clapet anti-retour (11) pour contrôler la direction de l'écoulement. Le débit est mesuré par un débitmètre magnétique (8). L'eau distillée pénètre dans le tube d'essai (10) à travers une partie droite garantissant un écoulement entièrement développé, minimisant ainsi les variations de température du fluide en circulation. Quatre manomètres (9) sont utilisés pour évaluer la perte de pression le long des tubes, deux utilisés pour le régime turbulent et deux autres pour le régime laminaire. L'eau refroidie est dirigée vers un deuxième réservoir via un système de refroidissement, puis renvoyée vers le premier réservoir par une seconde pompe et une vanne. Une armoire électrique (3) contrôle le fonctionnement des différents composants du banc d'essai. Le générateur de tension (4) fournit une puissance électrique transformée en chaleur grâce à l'effet joule.

Le système de refroidissement (7) réduit la température du fluide sortant du tube de test, illustré dans la Fig. IV.2. L'utilisation d'un tube flexible à l'extrémité du tube d'essai compense les variations de longueur lors des changements de périodes.

La Fig. IV.3 représente le départ de l'eau distillée du réservoir à travers une pompe centrifuge (2), un débitmètre (8) et un clapet anti-retour (11). Les rapports de courbure ($D_{inner} / 2Rc$) représentent le rapport entre le diamètre intérieur et le diamètre de courbure (rapport de courbure), avec δ variant entre $0,025$ et $0,5$.

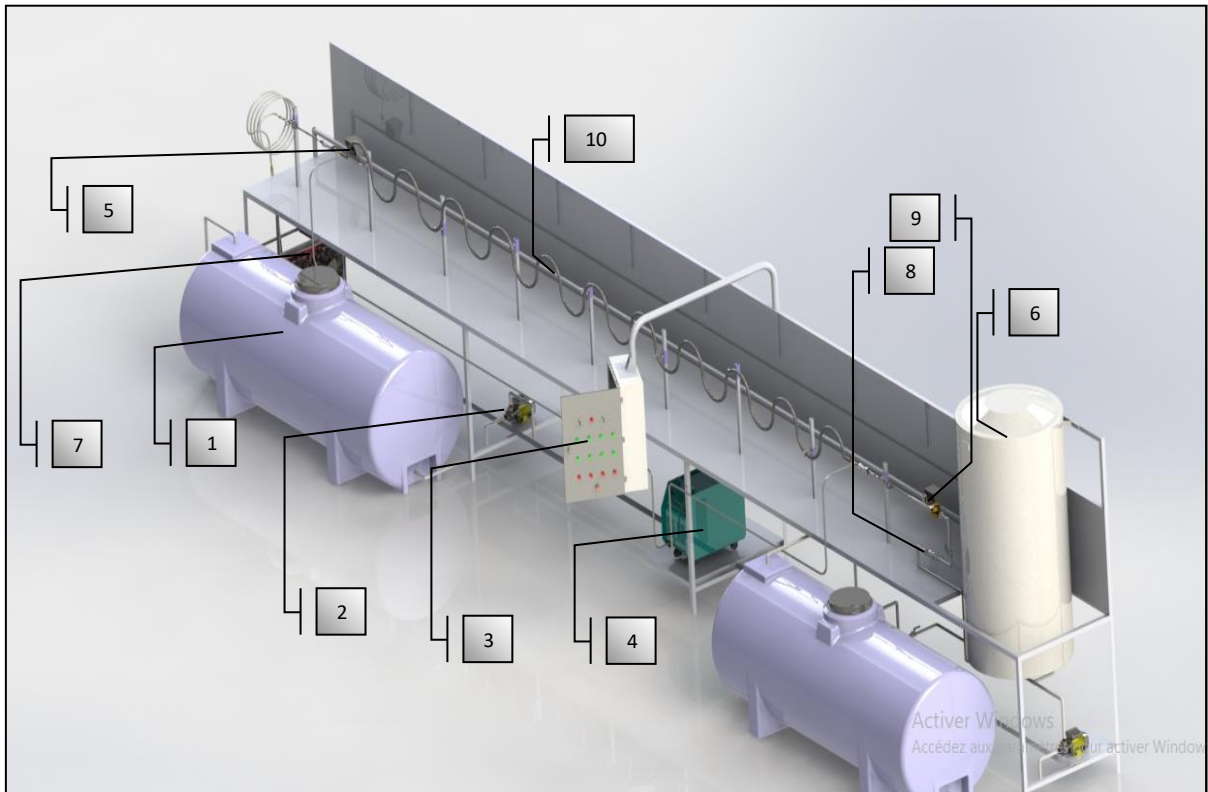


Fig. IV.1: Dessin de banc d'essai en 3D avec SOLIDWORKS

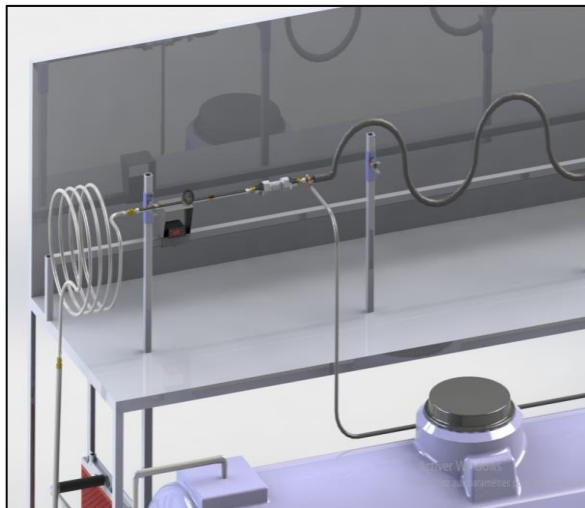


Fig. IV.2: Agrandissement de la 1ère zone



Fig. IV.3: Agrandissement de la 2ème

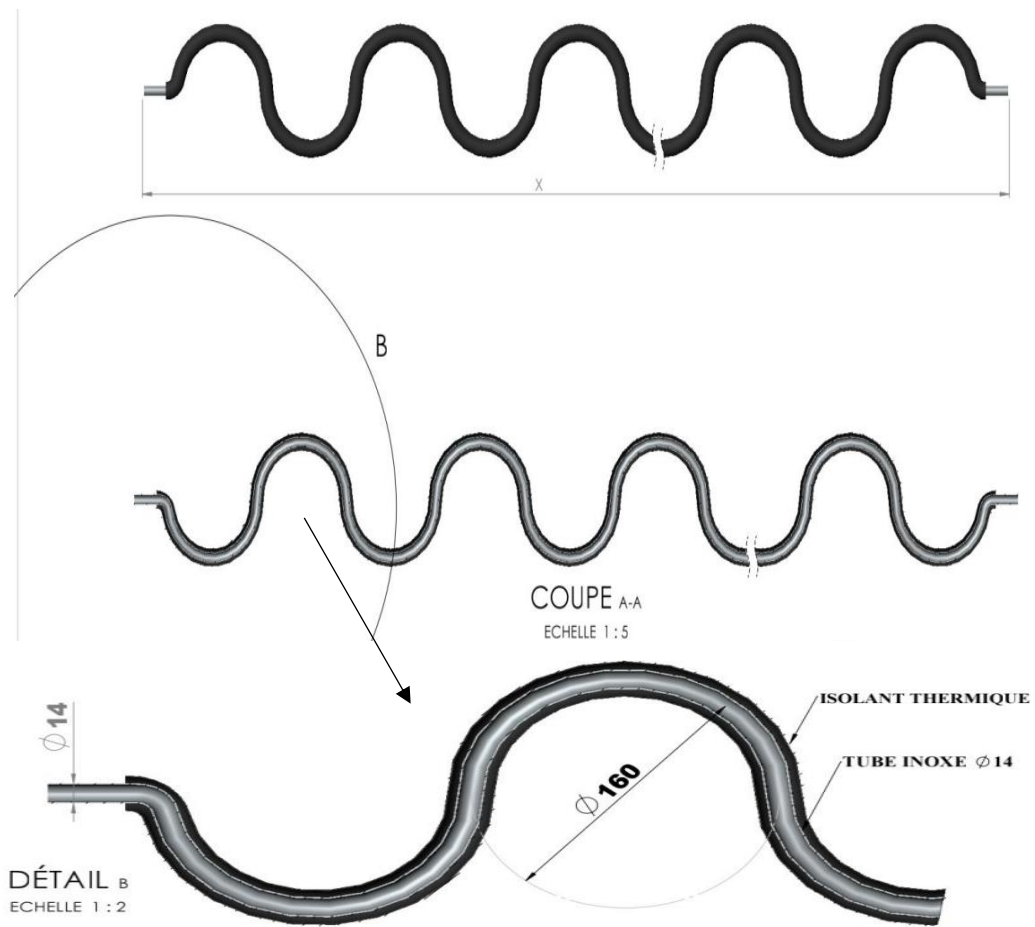


Fig. IV.4: Vue d'un tube courbé longitudinalement en forme de C cycliquement inversés d'un diamètre de 160 mm

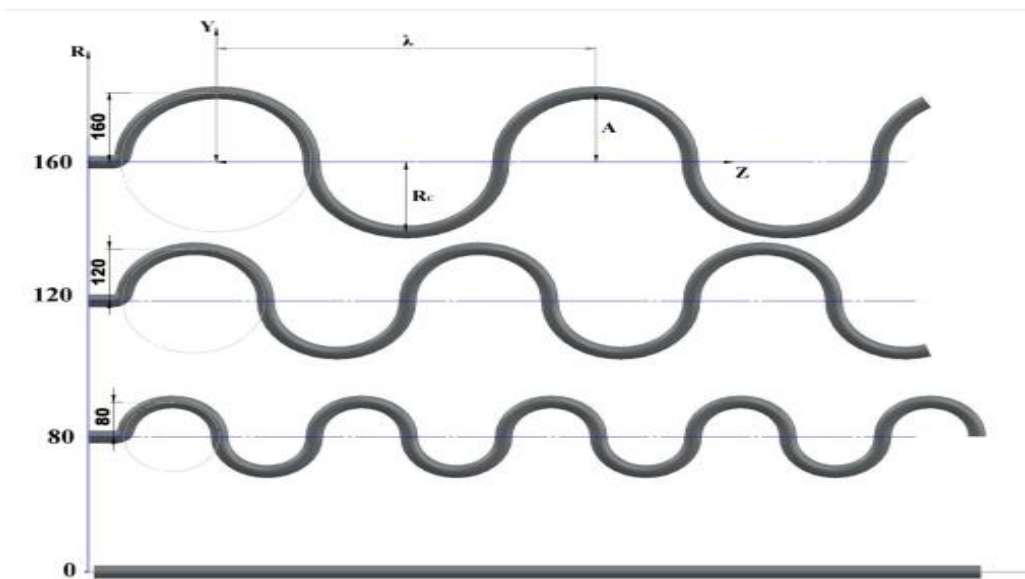


Fig. IV.5: Dessin des tubes périodique à différentes amplitudes

La Fig. IV.6 illustre un montage de test (préliminaire) de la conformité des différents composants du banc d'essai. Cela peut inclure la vérification de ce banc pour un tube rectiligne et le compare avec les résultats obtenus dans la littérature.

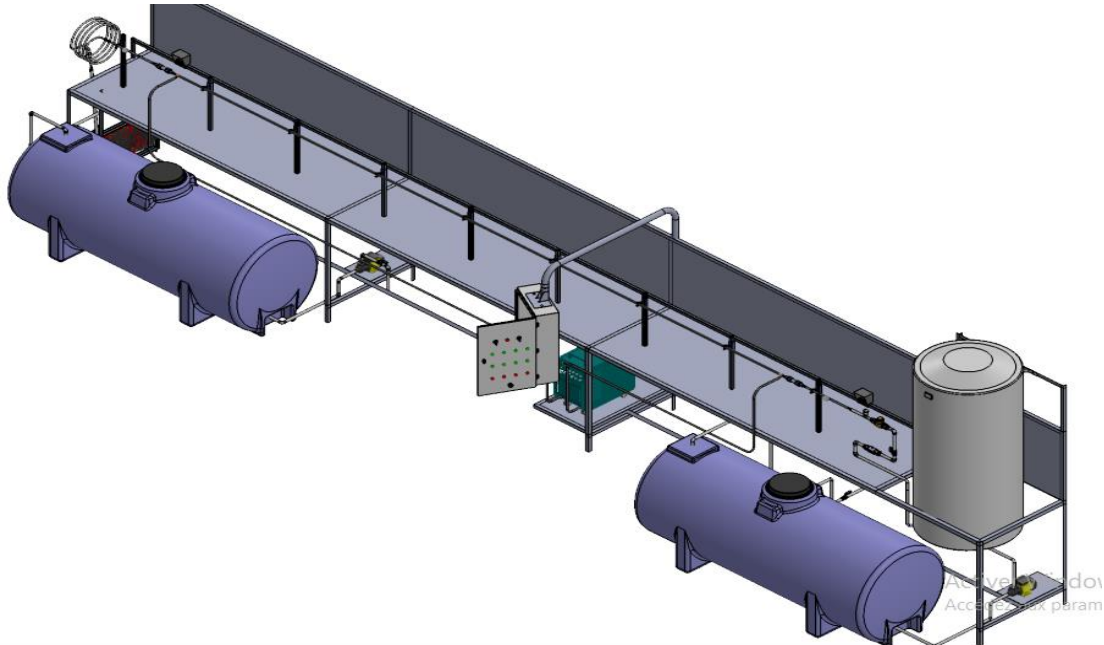


Fig. IV.6: Teste de validation de banc d'essai (Tube rectiligne)

IV-4. Conception de l'armoire électrique

La conception de l'armoire électrique pour le banc d'essai est une étape sensible dans la mise en place de systèmes complexes nécessitant une gestion précise de l'alimentation et du contrôle électrique. Cette armoire est pensée pour abriter divers équipements tels que les composants de contrôle et de commande, les alimentations électriques, les dispositifs de régulateur de température et d'autres dispositifs de commande spécifiques au système. La conception commence par l'analyse de notre besoin en termes de puissance, de sécurité et de régulation, permettant de déterminer la taille, le type de boîtier et les composants à intégrer. Ont été sélectionné avec soin les dispositifs de protection, le panneau de commande conformément aux normes et aux spécifications requises. Les considérations de dissipation thermique, de disposition des câblages, ainsi que les impératifs de sécurité et de maintenance sont cruciales dans la conception. Enfin, des tests rigoureux sont réalisés pour garantir la

fiabilité, la sûreté et la conformité aux normes en vigueur. Cette armoire électrique contient les composants typiques suivants :

Disjoncteur principale présenté dans la Fig. IV.7, qui protège les circuits contre les surcharges électriques en interrompant le courant en cas de problème, de court-circuit ou de défaut à la terre dans un circuit électrique. Son rôle principal est de protéger les fils électriques et les équipements contre les dommages causés par un excès de courant.

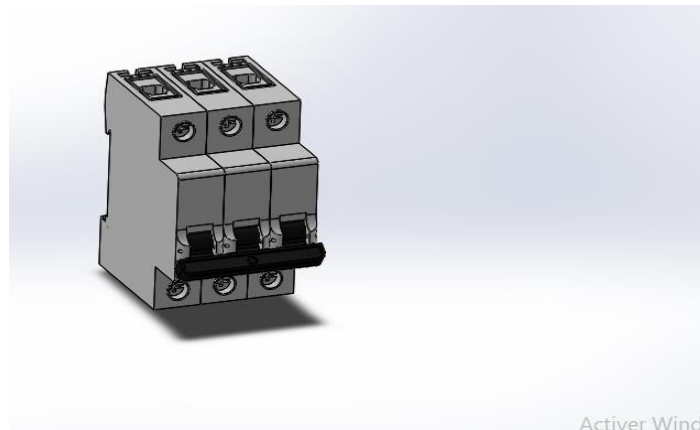


Fig. IV.7: Dessin de disjoncteur en 3D par SOLIDWORKS

Contacteurs et relais comme illustré dans la Fig. IV.8. Ces dispositifs permettent de contrôler le démarrage et l'arrêt des équipements électriques, souvent en réponse à des signaux externes. En revanche les relais thermiques sont des dispositifs de protection utilisée pour surveiller et protéger les deux pompes centrifuges, le préchauffage (*Cumulus*), les régulateurs de températures le système de refroidissement contre les surcharges thermiques, c'est-à-dire les températures excessives. Son rôle principal est de détecter les niveaux de courant anormaux qui pourraient indiquer une surcharge prolongée et potentiellement dommageable pour les pompes. Lorsque la température dépasse un seuil prédéfini (qui correspond à une surcharge potentielle), le relais thermique déclenche un mécanisme de commutation. Il ouvre les contacts électriques du circuit d'alimentation de la pompe, interrompant ainsi l'alimentation électrique et arrêtant le fonctionnement du moteur

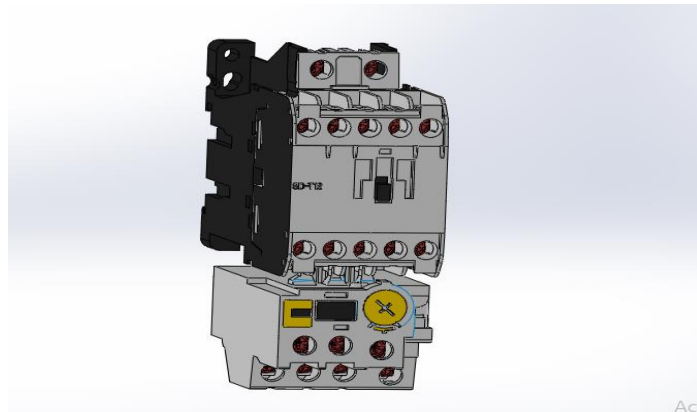


Fig. IV.8: Dessin de contacteur et relais thermique en 3D avec SOLIDWORKS

La Fig. IV.9 Montre un dessin en 3D des Transformateur de courant alternatif au courant continu qu’ils modifient la tension électrique pour l’adapter aux besoins d’alimentation. Ces transformateurs réduisent la tension électrique élevé 220voltes à une valeur proportionnelle plus facilement mesurable, adaptée aux instruments de mesure (le débit mètre magnétique alimenté par un différent de potentiel environ 12 volt).

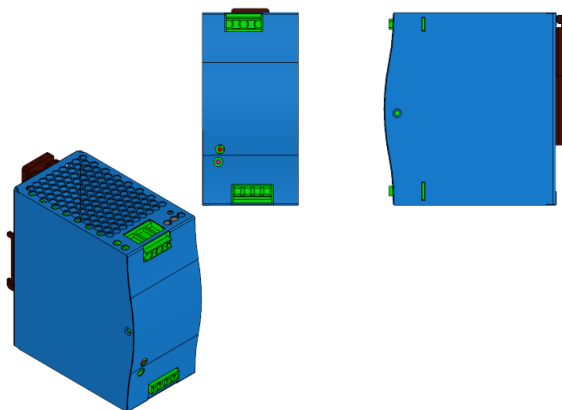


Fig. IV.9: Dessin de transformateur de courant

Interrupteurs de sécurité qui permet d’isoler électriquement les différentes sections de l’armoire pour la maintenance ou en cas d’urgence.

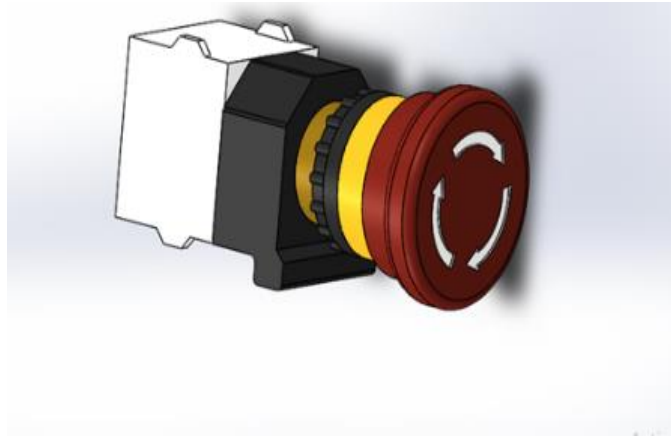


Fig. IV.10: Arrêt d'urgence en 3D avec SOLIDWORKS

Borniers et connecteurs qu'ils servent à relier les câbles électriques avec les contacteurs et les relais thermique concernant chaque composant de manière sécurisée et organisée.

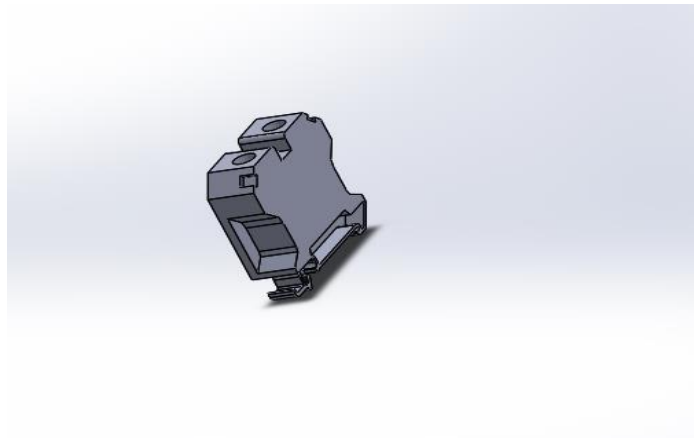


Fig. IV.11: Borniers et connecteurs

Alimentation électrique : Convertit et règle la tension pour fournir une alimentation électrique stable à l'ensemble du système.

Le bouton-poussoir à impulsion lumineuse démonté en Fig. IV.12 est un dispositif qui combine la fonctionnalité d'un bouton-poussoir standard avec un élément lumineux intégré. Lorsqu'il est enfoncé, il émet généralement de la lumière pour indiquer l'activation de composant souhaité. Il a également été utilisé dans le panneau de commande du banc d'essai où un retour visuel est requis pour l'activation des boutons. Ils procurent une sensation tactile de pression et une indication visuelle grâce à la lumière émise lors du déclenchement.

Les voyants lumineux indiqués sur la Fig. IV.13 sont des dispositifs visuels utilisés pour indiquer une condition, une condition ou une alarme dans différents environnements. Nous avons choisi les couleurs rouge et verte pour indiquer des informations sur l'état des composants du boîtier de fonctionnement afin de nous informer de l'activation ou de la désactivation de ces composants grâce à la luminosité de leurs couleurs.

Ces voyants lumineux sont également indispensables pour une indication claire et rapide, améliorant la sécurité et la compréhension des conditions dans lesquelles l'occupation du banc d'essai.

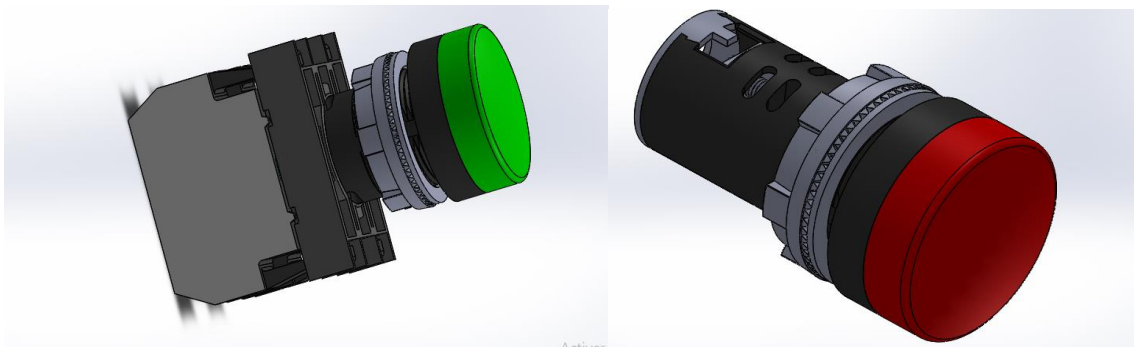


Fig. IV.12: Bouton-poussoir à impulsion **Fig. IV.13:** Voyant lumineux de signalisation Lumineuse

Le commutateur à bascule qui bascule entre deux positions stables (une position ouverte et une position fermée), lorsqu'il est actionné est présenté dans la Fig. IV.14. Il est utilisé pour contrôler le flux de courant électrique lorsqu'en ouvrant ou en fermant des contacts électriques.

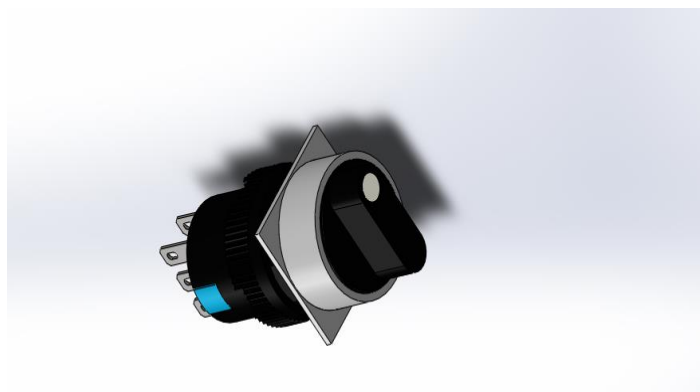


Fig. IV.14: Commutateur à bascule

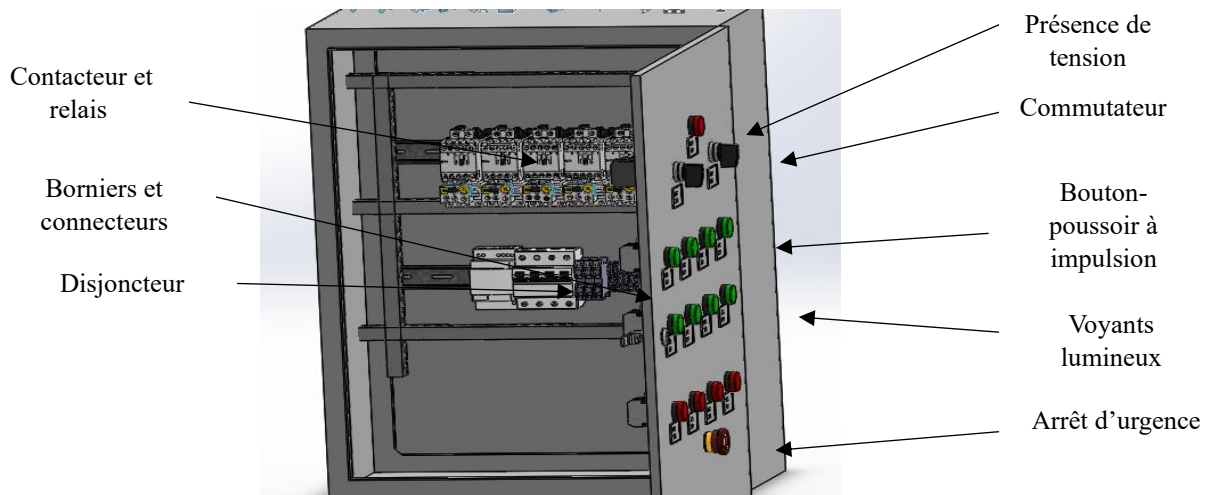


Fig. IV.15: Assemblage des différents composants de l'armoire électrique

La Fig. IV.15 montre la création de l'armoire électrique impliquait la conception, la construction et l'assemblage d'un boîtier sur mesure, pour abriter les différents composants constituant le banc d'essai. Cette armoire contient des équipements tels que: disjoncteurs, interrupteurs, commutateur, panneaux de commande, composants de distribution électrique et même des systèmes de protections.

Les schémas de puissance et de commande (Fig. IV.16 et IV.17) sont des représentations graphiques, utilisées pour décrire et visualiser la structure des différents composants constitutifs de l'armoire électrique. Aussi, les connexions et le flux d'électricité dans le système du banc d'essai. Le schéma montre deux pompes centrifuges, reliées avec un contacteur et relais thermique qui permet de couper le courant, si l'intensité dépasse le seuil délivré par le relais, qui été compatible avec la plaque signalétique. La figure présente la manière de distribution d'énergies selon chaque composant. Par exemple le générateur d'intensité, qui est alimenté par un branchement triphasé. En revanche, il est relié avec un contacteur et relais thermique, qui permet de déclencher dans le cas de présence d'une surtension, le préchauffage à résistance et les ventilateurs de système de refroidissement relié avec un système monophasé. La partie commande de boîtier est représentée graphiquement d'après le schéma illustré au-dessous par des symboles normalisés, représentent les composants tels que les boutons poussoirs à impulsion lumineuses, les voyants lumineux de signalisation, un commutateur et un arrêt d'urgence relié comme le montre la Fig. IV.15. Ces

figures sont réalisées par un logiciel de CAO (*WinRelai version 1.2 Evaluation*), qui a été un outil idéal pour dessiner, installer, entretenir et contrôler le système électrique.

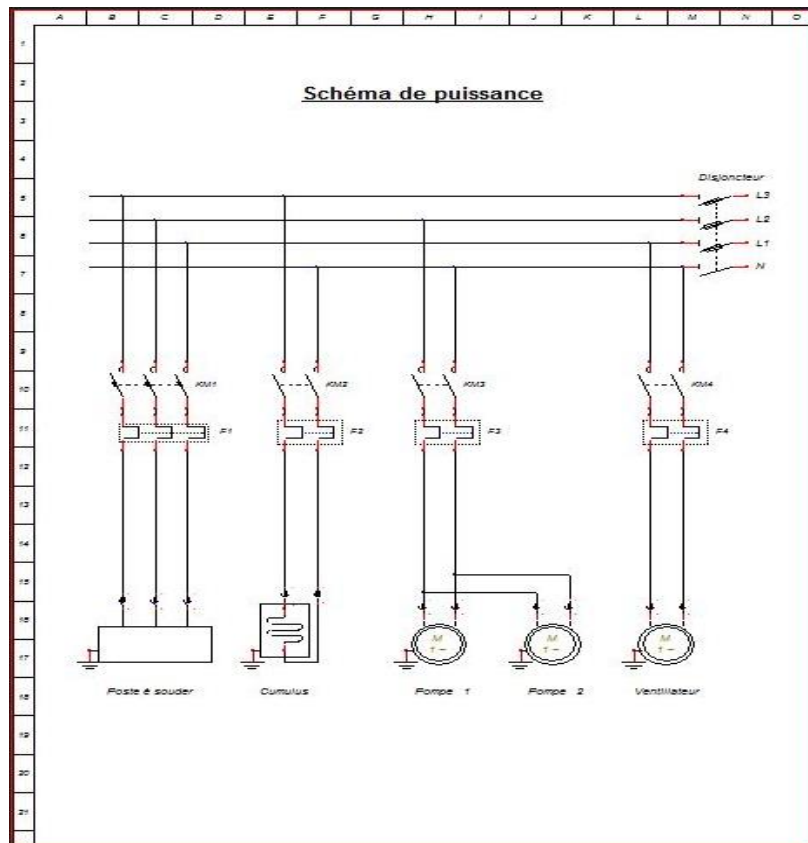


Fig. IV.16: Schéma de puissance de l'armoire électrique

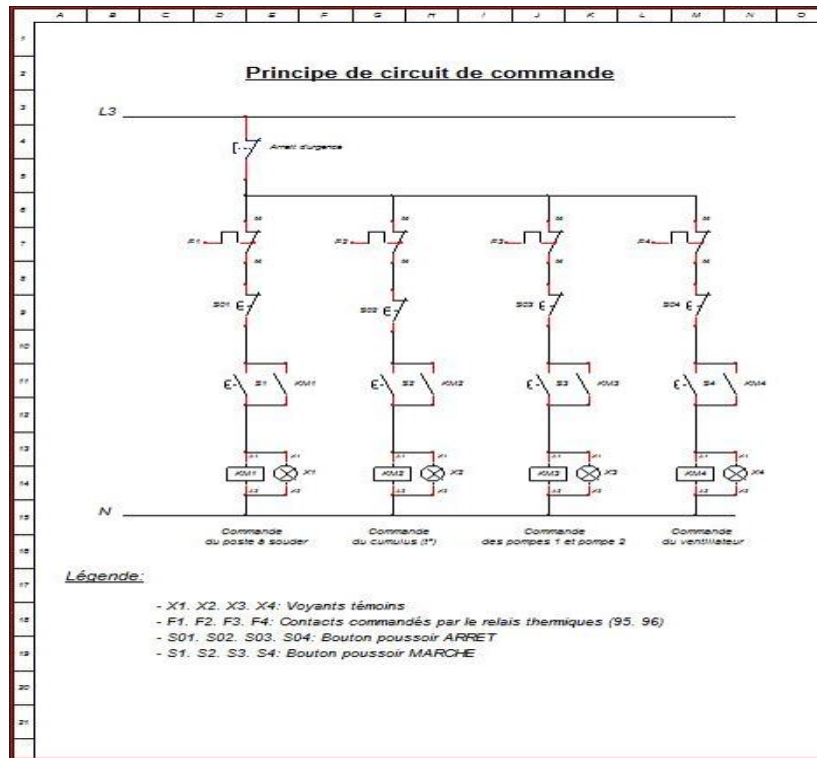


Fig. IV.17: Schéma de commande de l'armoire électrique

IV-5. Réalisation du banc d'essai

La Fig. IV.18 montre le banc d'essai réalisé. Dans cette étude expérimentale, la condition de flux complètement développés a été considérée. Alors, dans ce cas la courbure sinusoïdale, a été fixée par des pinces circulaires, qui ont rendu par rapport au tube et portées sur des pièces coulissantes dans des tubes de supports. Une armoire de commande a été réalisée pour alimenter les pompes centrifuges, le générateur de courant, le cumulus de courant, les régulateurs de températures et les ventilateurs de système de refroidissement. L'eau fournit du réservoir (1) par une pompe centrifuge (2) vers un cumulus (6), qui va assurer le préchauffage de fluide et qui traverse un clapet anti-retour (11) ce dernier a permis de contrôler le sens de circulation de fluide. Le débit est mesuré par un débit mètre magnétique (8). L'eau distillée entre dans la section d'essai (10) à travers une partie rectiligne pour assurer un régime complètement développé. Par conséquent, le changement de température de l'eau en circulation est négligeable. Deux manomètres (9) sont utilisés pour mesurer la chute de pression dans les tubes courbés périodiquement sous forme S. L'eau sort du système de refroidissement, qui abaisse la température du fluide, vers un deuxième réservoir qui envoie de l'eau à travers une deuxième pompe et une vanne vers le premier

réservoir. Une armoire électrique (3) peut contrôler le bon fonctionnement des différents composants du banc d'essai.

Le générateur de tension (4) permis de fournir une puissance électrique qui se transforme en énergie de chaleur par l'effet joule. Le système de refroidissement (7) permis d'abaisser la température sortante par le tube de test illustré dans la Fig. IV.2. L'utilisation d'un tube flexible à la fin de tube d'essai permet de rattraper le manque de la longueur au cours de changement des périodes. D'après la perspective de banc d'essai qui apparut le départ de l'eau distillée à partir d'un réservoir par une pompe centrifuge (2) et qui traverse un débit mètre (8) et un clapet anti retour (11). Deux portions droites suffisamment longues du tube ont été laissées avant et après la section testée. La partie d'entrée permet de garantir que le flux se développe pleinement aux entrées des sections de test. Le taux de la longueur de période λ sur la hauteur h , qui ont été considérées dans la présente étude est 1 et ∞ pour la section droite. Les rapports $(D_{inner} / 2Rc)$ correspondent au rapport de diamètre intérieur sur le diamètre de courbure (rapport de courbure). Où δ compris entre 0,025 et 0,5 .



Fig. IV.18: Réalisation du banc d'essai

IV-6. Traitement des mesures expérimentales et validation du banc d'essai

Toute l'opération de ces tests expérimentaux consiste à imposer un flux de chaleur, par effet Joule, au tube d'essai par le biais d'une source de courant continue, ou on peut faire une lecture de la tension V [volt] et de l'intensité du courant I [Ampère] réglable tous les deux. Comme le tube est calorifugée, il est clair que la totalité du flux de chaleur sera transmise au fluide permettant son échauffement de $\Delta T = (T_s - T_e)$; les deux températures sont

clairement affichées par les thermocouples. Le dispositif est équipé de deux manomètres qui fournissent la chute de pression Δp par lecture des pressions relatives (en Bars) à l'entrée et à la sortie de la zone chauffée/calorifugée. Pour l'élimination de phénomène de retour de débit, un clapet anti retour y est disposé pour maintenir les conduites en charge, même à basse pression.



Fig. IV.19: Installation expérimentale d'un tube droit (validation de dispositif)

L'estimation de coefficient de frottement, que ce soit pour les tubes droits (f_s) ou courbés (f_w), est exécutée par la relation de Moody (or Darcy) [66] suivante :

$$f = \frac{2\Delta p}{\rho U_e^2} \left(\frac{D_{interne}}{L} \right) \quad (IV-7)$$

Où :

Δp : Chute de pression entre les deux prises pression,

L : Distance (réelle, en suivant le parcours fluide) entre les deux prises pression,

$D_{interne}$: Diamètre interne du tube,

ρ : Masse volumique de l'eau distillée définie à la température moyenne arithmétique

$$T_{mf} = \frac{(T_{entrée} + T_{sortie})}{2} [K],$$

$U_e = \frac{\dot{m}_e}{A_{ST}}$: Vitesse moyenne du fluide à l'entrée.

L'estimation de du coefficient moyen de transfert par convection (\bar{h}) est réalisé par la relation de Newton :

$$\bar{h} = \frac{Q}{A_i (\bar{T}_p - T_{mf})} \quad (IV-8)$$

Le nombre de Nusselt moyen est défini comme suit

$$Nu = \frac{\bar{h} \cdot D_{interne}}{\lambda} \quad (IV-9)$$

\bar{h} : Coefficient moyen de transfert de chaleur par convection.

A_i : La surface interne d'échange [$W m^{-2} K^{-1}$].

λ : Conductivité du fluide estimé à T_{mf} [$W m^{-1} K^{-1}$].

\bar{T}_p : Température moyenne de la paroi [K]

Q : Flux de chaleur imposée par effet joule à la paroi des tubes [W].

$$Q = V \cdot I \quad (IV-10)$$

V : La différence de potentiel du courant imposée au tube (de chauffe) [$volt$].

I : L'intensité (du courant imposée au tube) délivrée par le générateur de courant [$Ampère$].

La Fig. IV.19 mais en avant le montage expérimental où un tube droit y est installé. Les essais au cours de cette opération sont principalement engagés dans l'opération de calibrage et de validation du dispositif expérimentale par rapprochement avec les corrélations spécifiques aux tubes droits, à savoir celle itérative de Colebrook [66] et de Churchill [66].

Dans un premier pas, le coefficient de frottement de tube rectiligne a été mesuré comme le montre la Fig. IV. 9 et comparé avec l'équation de Colebrook indiqué par Xin et al [12]. Une relation d'approximation de Churchill a été choisie avec une erreur estimée d'environ 2.18 %, par rapport à l'équation implicite de Colebrook comme référence.

Les résultats obtenus se sont avérés une très grande similitude entre la corrélation itérative de Colebrook [66] (Eq. IV-11a) et les données expérimentales avec une erreur relative moyenne de 11.8%, Fig. IV-20.

$$\left(\frac{1}{\sqrt{f_s}} \right) = -2 \log_{10} \left[\frac{\varepsilon}{(3.7 \times D)} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f_s}} \right] \quad (IV-11a)$$

Pour la résolution de l'équation de Colebrook, un code sous Maple a été développé.

Dans la région turbulente $Re > 2100$, la présentation graphique détermine une forte harmonie entre le coefficient de frottement f_s et l'équation de Churchill (IV.11b).

$$\left(\frac{1}{\sqrt{f_s}} \right) = -2 \log_{10} \left[\frac{\varepsilon}{(3.71 \times D)} + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} \right] \quad (IV-11b)$$

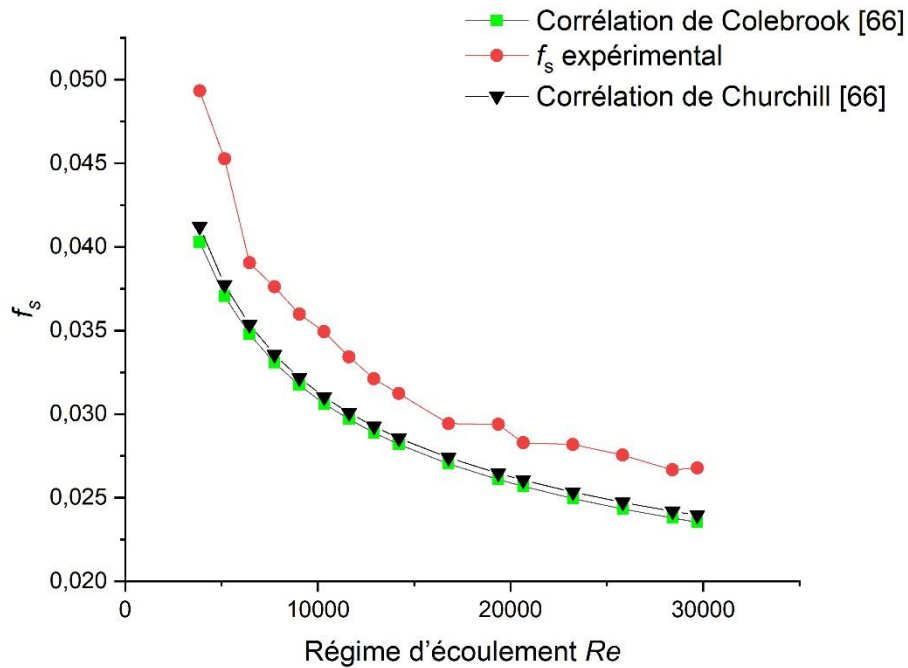


Fig. IV.20(a): Essai de validation des résultats expérimentaux d'un tube droit (Coefficient de frottement)

Les résultats obtenus pour un tube rectiligne de diamètre intérieure 12mm, une longueur environ de 4,49m, une température d'entrée est 24,9 °C. L'expérience montre une grande similitude avec la corrélation de Seider et Tate [66] :

$$Nu_s = 0,027 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right) \quad (IV-12)$$

Cette corrélation empirique a été établie à partir de données expérimentales recueillies dans diverses études scientifiques et techniques. Elle est souvent utilisée pour le nombre de Nusselt pour des écoulements turbulents dans de tubes. Les résultats expérimentaux concordent étroitement avec la corrélation de Sieder et Tate (Eq. IV-12) avec une erreur relatif maximale ne dépassant pas 3,7%, cela renforce la validité et l'applicabilité de banc d'essai réalisé.

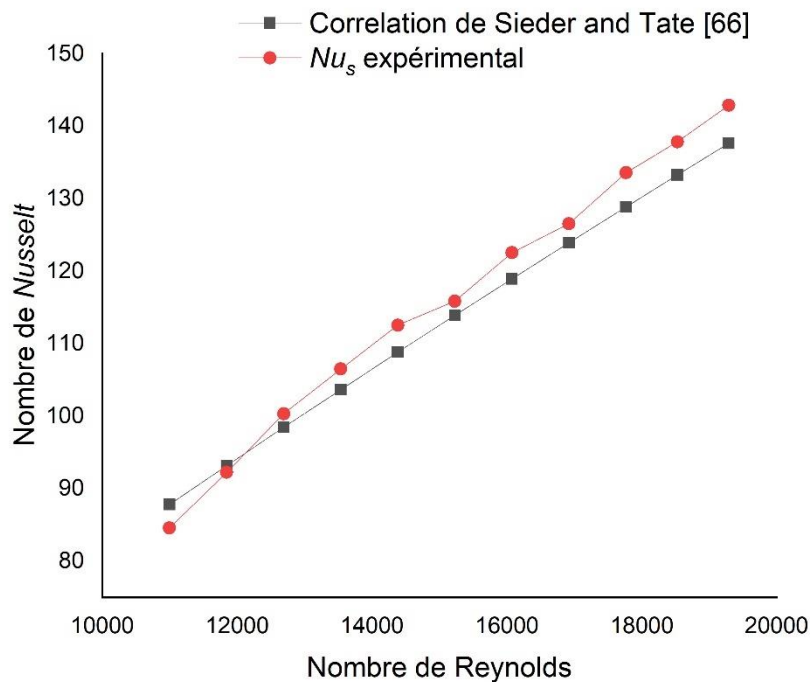


Fig. IV.20(b): Essai de validation des résultats expérimentaux d'un tube droit (Nombre de Nusselt)

IV-7. Résultats et discussion pour les tubes courbés

La fig. IV.21 montre les résultats des rapports de coefficient de frottement pour les trois tubes ondulés en forme S, à différentes amplitudes ($R_c = 80, 120$ et 160 mm) et différents nombres d'ondes ($WN = 10, 5 - 7$ et 6) en régime turbulent.

Les pertes de pression diminuent avec la diminution du nombre d'ondes WN et le rapport de courbure. Donc, pour la même longueur de tube $L = 6$ m, des différents nombres d'ondes sont obtenus en raison de différents rayons de courbure.

La variation du rayon de courbure dans l'écoulement turbulent influe significativement sur le coefficient de frottement, comme le montre la Fig. IV.21. La Fig. IV.22 illustre une augmentation du coefficient de frottement égale à 5,5% par rapport à un tube droit en régime turbulent, du fait des formes courbées qui induisent des écoulements secondaires dans le courant principal [2].

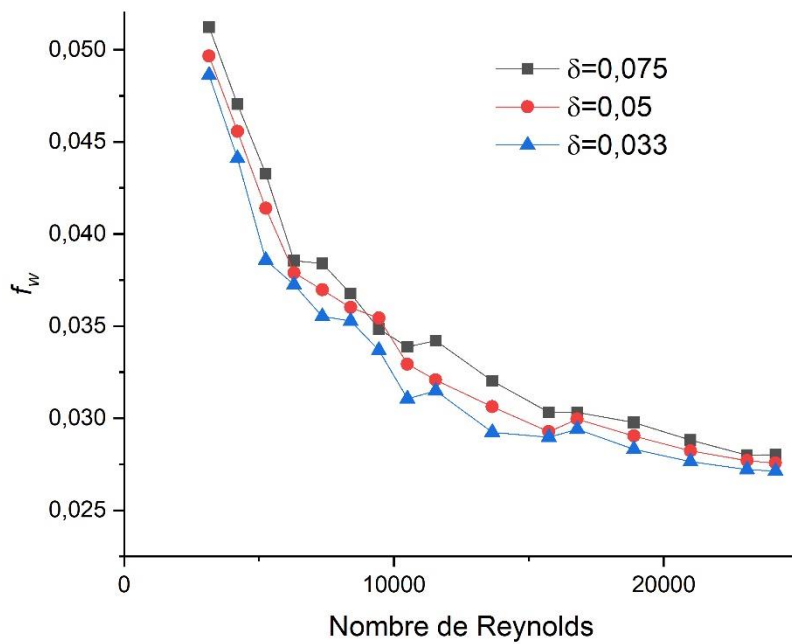


Fig. IV.21: Coefficient de frottement vs nombre de Reynolds

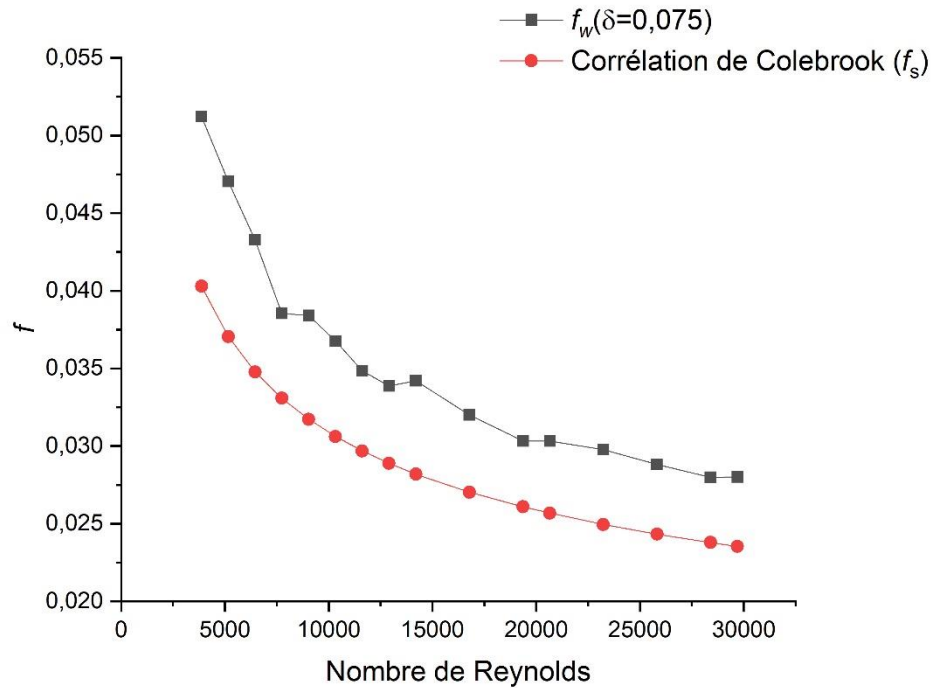


Fig. IV.22: Coefficient du frottement vs nombre de Reynolds

La forme incurvée des tuyaux génère un gradient de pression avec son augmentation, ainsi qu'une diminution de vitesse. Le même phénomène est produit, mais avec une augmentation de la vitesse et une diminution de la pression, dans l'arc concave dirigé vers l'extérieur, créant un mouvement secondaire superposé sur l'écoulement principal. Ce mouvement est le résultat d'un phénomène de contre-rotation appelé vortex. Ces variations de vitesse génèrent des turbulences et des pertes de pression, comme le montre la figure 22.

La Fig. IV.23 présente une comparaison du coefficient de frottement F_o d'un tube périodique en forme S, pour un rayon ($Rc = 120\text{ mm}$) par rapport à ce coefficient d'un tube droit. Le rapport de diamètre du tube ondulé, selon le diamètre de courbure, est égal à $0,1$. Le nombre de Dean est compris entre $352,06$ et $5398,377$. Le taux de variation a atteint $2,91\%$ d'augmentation du coefficient de frottement dans la région turbulente pour ce rayon est inférieur au coefficient du rayon 80 mm , par ce que le nombre d'ondulation n'est pas le même. Dans ce cas, le nombre d'ondulations est un coefficient très important qui a une influence significative sur le coefficient du frottement que le rayon de courbure.

Cette figure montre le rapport des coefficients de frottement expérimentaux pour un tube ondulé longitudinalement, principalement caractérisé par un rayon de courbure $Rc = 160 \text{ mm}$, ($D_{interne} / Rc = 0,0375$) et un nombre d'onde des zones turbulentes.

D'autre part, l'augmentation du coefficient de frottement dans la plage turbulente est égale à 0,16%, de sorte que la variation du rapport (F_w / F_s), en fonction du nombre de Reynolds, est considérée comme celle d'un tube droit.

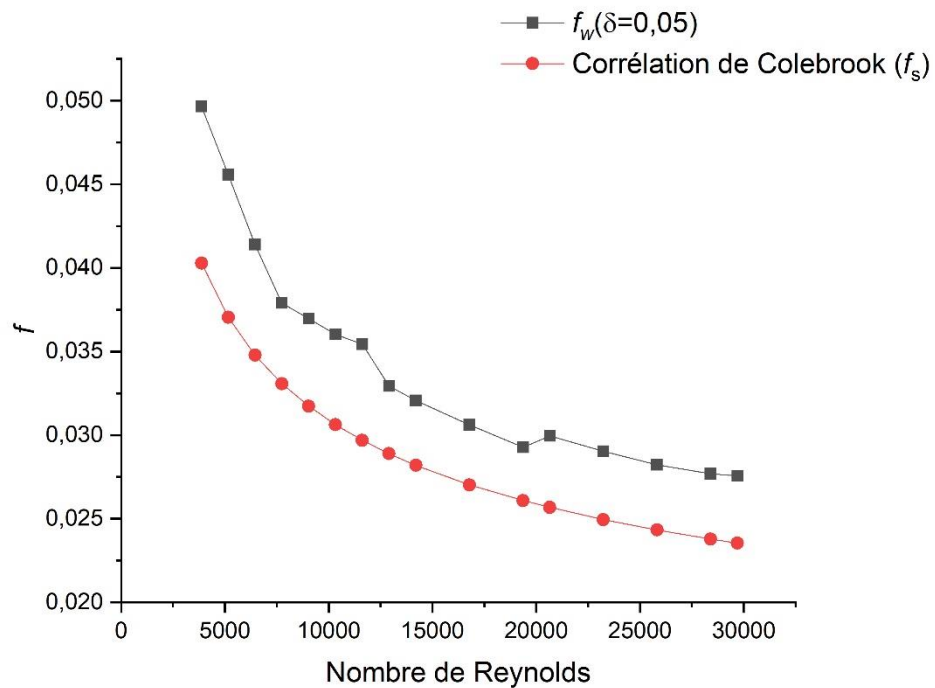


Fig. IV.23: Rapport du coefficient de frottement par rapport au nombre de Reynolds ;
($Rc = 120 \text{ mm}$)

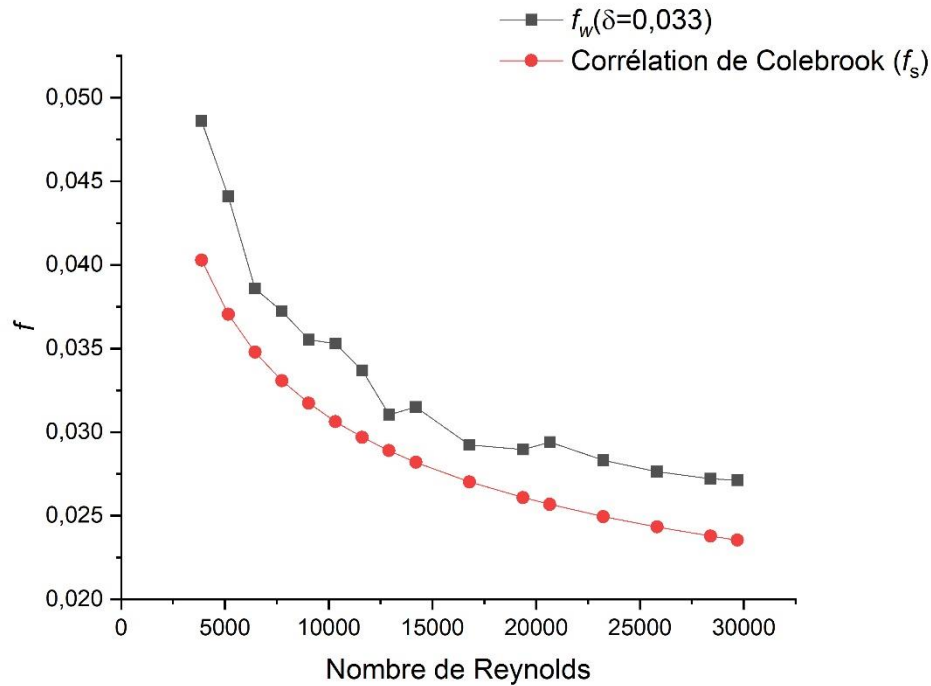


Fig. IV.24: Coefficient de frottement par rapport au nombre de Reynolds ; $R_c = 160 \text{ mm}$

La Fig. IV.25 démontre une augmentation du coefficient de transfert de chaleur avec une augmentation de nombre de Reynolds. Une courbure plus importante de la corrélation de Gnielinski type tubes courbés (Table II-4), assimilée aux résultats expérimentaux obtenu, accompagne des valeurs plus élevées de Re avec une erreur relative ne dépasse pas 7,52%, pour une température d'entrée $32C^\circ$. Cette courbure accrue correspond à un écoulement secondaire plus puissant, améliorant ainsi le taux de transfert de chaleur. Donc l'effet de la courbure dans des tubes périodiquement ondulés sous forme S à une influence significative sur le transfert de chaleur. La courbure accrue crée des écoulements secondaires plus forts à l'intérieur du tube. Ces écoulements secondaires modifient se flux de chaleur, ce qui peut augmenter le taux de transfert de chaleur. En raison de la courbure, des turbulences et des vortex se forment le long des parois du tube, favorisant un mélange plus efficace des fluides. Ce mouvement supplémentaire des fluides augmente la convection et peut donc améliorer le transfert de chaleur.

La figure sous dessus présente une comparaison entre les nombres de Nusselt moyens pour l'eau dans des tubes hélicoïdaux et un tube sinusoïdal (équation de Yung), avec les caractéristiques principales telles que $b = 1$, $d = 0,075$ et $L_c = 6m$

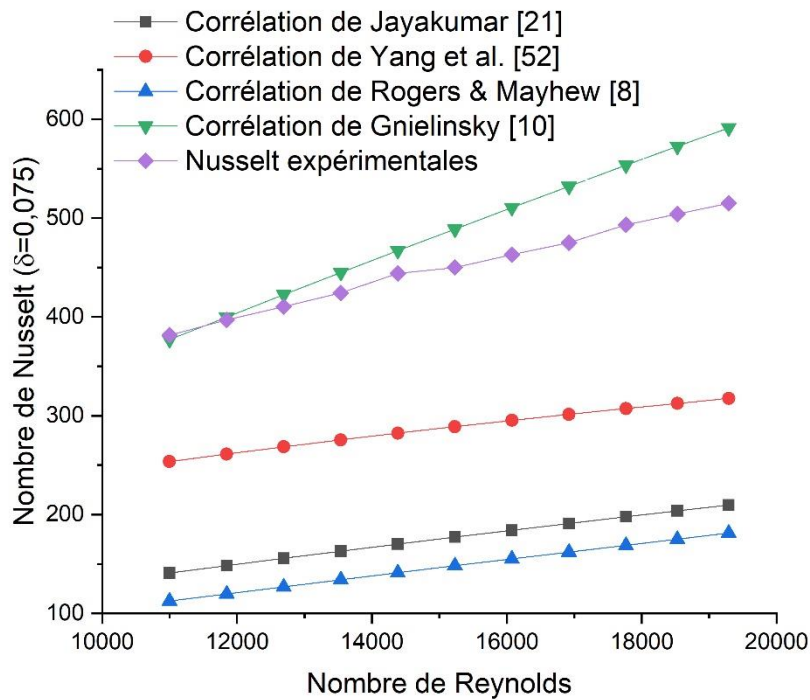


Fig. IV.25: Comparaison des résultats expérimentaux d'un tube périodiquement ondulé $R_c = 80mm$ Vs les corrélations des tubes TCH

IV-8. Conclusions

Dans cette étude, un banc d'essai a été mis en place pour analyser les performances des tubes courbés longitudinalement et de forme *C* cycliquement inversé. Trois rayons de courbure différents ont été utilisés, avec un rapport d'altitude égal à l'unité 1. Le banc d'essai a été validé par un tube en acier inoxydable *316L* droit, d'un diamètre intérieur de *12 mm*, d'une épaisseur de *1 mm* et d'une longueur de *4,49 m*. La comparaison des résultats expérimentaux a été faite par rapport à la corrélation de Churchill qui était une approximation de Colebrook comme cas de référence. Les résultats démontrent une forte concordance en termes de coefficient de frottement, avec un écart relatif moyen de *2,9%* pour le régime turbulent.

Dans la deuxième étape, trois tubes en acier inoxydable *316L* d'un diamètre interne de *12 mm* et une longueur totale de *6 m* ont été courbés en forme de *S* avec des rayons de *80, 120, 160 mm*. Le fluide utilisé est de l'eau distillée. Une comparaison des résultats expérimentaux avec les données de la formule d'Ito et de Gnielinski pour les écoulements hélicoïdaux a été faite. Les résultats ont montré une excellente similitude de la corrélation

d'Ito dans le régime turbulent, avec une erreur relative moyenne de 7,74%, par rapport à 11,26%, pour la corrélation de Gnielinski. Le rapport d'ondulation, le nombre d'ondes et le nombre critique de Dean ont un effet significatif sur le coefficient de perte de frottement. Concernant le transfert de chaleur une validation du banc d'essai a été faite par un tube rectiligne de longueur de 4,49m et une température d'entrée de 24,9C°. Les résultats montrent une forte similitude avec la formule empirique spécifique $Nu = 0,027Re^{0,8} Pr^{0,33}$ $b = 1, d = 0,075$ et $Lc = 6m$ attribuée à l'auteur Théodore L. Bergman avec une erreur maximale ne dépasse pas 3,7%. Cette concordance renforce la validité des instruments de mesure et le banc d'essai. L'étude de transfert de chaleur dans un tube périodiquement ondulé en tenant compte des caractéristiques principales telles que $b = 1, d = 0,075, T_e = 32C^\circ$ et $Lc = 6m$ montre une augmentation du coefficient de transfert de chaleur selon l'augmentation du nombre de Reynolds. La corrélation de Gnielinski est plus comparable aux résultats obtenus avec une erreur relative ne dépasse pas 7,52%. Cette courbure accrue est associée à un écoulement secondaire plus intense, améliorant ainsi le taux de transfert de chaleur. Ainsi, l'effet de la courbure dans des tubes périodiquement ondulés, comme en forme de S, présente une influence significative sur le transfert de chaleur. Cette comparaison met en évidence les différences de transfert de chaleur entre les deux configurations de tubes, démontrant ainsi l'impact significatif de la géométrie sur le transfert de chaleur.

Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Cette thèse aborde la caractérisation expérimentale et la simulation numérique du transfert de chaleur, dans des tubes longitudinalement courbés en C inversés cyclique (*TCL*). L'étude débute par une simulation numérique des différentes performances thermiques des tubes (*TCL*). L'étude comparative de ce type de modèle a permis d'évaluer la capacité thermique de ces configurations et la comparer avec des corrélations empiriques des tubes hélicoïdalement courbés (*TCH*), en raison de leurs excellentes performances thermiques. Un modèle de turbulence $k - \omega$ (*SST*) a été utilisé sur les (*TCL*) et validé avec succès, grâce à des corrélations empiriques de la littérature. Le tube est caractérisé par un rapport d'amplitude (β) égal à l'unité ($\beta = 1$) (qui représente le rapport de l'amplitude de la forme C sur le rayon de courbure). D'après les résultats numériques obtenus de N_u , des configurations (*TCL*) concordent avec celles des (*TCH*) avec une erreur relative moyenne inférieure à (1,9 %). En revanche, pour le coefficient de frottement (f), cette concordance s'établit à (3,06 %). D'après les résultats stimulants de la simulation numérique, une étude expérimentale a été procédée afin de confirmer ces résultats. Cette partie expérimentale porte, en premier lieu, une conception préliminaire d'une cintrreuse plane semi-automatique, dont le but est d'enrouler un tube en acier inoxydable sous forme périodique à différentes amplitudes. La cintrreuse spécifique est adaptée pour la réalisation des formes périodiques en forme C et C inversés, à différentes amplitudes $R = 80, 120, 160 \text{ mm}$. La cintrreuse plane contient principalement un socle supportant diverses pièces constitutives, un moteur électrique bidirectionnel, des réducteurs de vitesse, une chaîne de transmission du mouvement, des fins de courses et une manette de commande. Les éléments essentiels dans cette machine sont l'unité qui regroupe deux molettes de forme, de serrage et un dispositif de guidage. Ils assurent l'alignement le long du tube, ainsi que le point de tangence entre la molette de forme et celle de serrage. Les tests qui ont été effectués permettent de deviner le coefficient de retour élastique des différentes amplitudes, lors d'une opération de formage des tubes d'acier inoxydable 316L. Des essais d'étirage-plier ont été réalisés à une température ambiante, sur des tubes de diamètre 14mm et une épaisseur de 1mm. La réalisation de ces formes complexes avec ce type d'acier nécessite la connaissance des paramètres influençant, afin d'assurer la réussite de l'opération de cintrage. A cet effet, les paramètres les plus importants sont : la vitesse de cintrage, la tension de serrage, le type de

traitement thermique et le rayon de courbure. Ce dernier est lié scrupuleusement au coefficient de retour élastique, qu'il faut le conjecturer.

Une étude expérimentale a été exécutée, pour analyser le transfert de chaleur dans un tube rempli d'eau distillée. Le banc d'essai réalisé permet d'évaluer et de caractériser les performances thermiques des tubes (TCL). La validation du banc d'essai est conformément semblable aux résultats expérimentaux délivrés par Churchill, pour un tube droit, dans le cadre de calcul de coefficient de perte de charge. Les résultats obtenus ont révélé une forte concordance entre la formule empirique du coefficient de frottement de Churchill et les données expérimentales, avec une erreur relative ne dépasse pas 5,7%. En ce qui concerne le coefficient de transfert de chaleur N_u de ce tube rectiligne, pour une longueur de 4.49m avec une température d'entrée d'eau distillé égale à 24.9C°. Les résultats obtenus paraître une approche qui affirme la formule indiquée par Theodore L. Bergman $N_u = 0,027R_e^{0,8}P_r^{0,33}$

Cette formule est issue des corrélations empiriques établies à partir des données expérimentales recueillies dans diverses études scientifiques. Les données expérimentales corroborent étroitement les valeurs obtenues via la formule empirique précédente, avec une erreur relative maximale de 3,7%. Cette cohérence renforce la fiabilité et la pertinence du banc d'essai utilisé. De plus, pour les configurations en forme C périodique et en C inversé des tubes de 6m de longueur, une diminution des pertes de charge a été aperçue, à mesure que le nombre d'ondes et le rapport de courbure diminuent. D'après la constatation des courbures obtenues, le coefficient de transfert de chaleur augment en parallèle avec l'augmentation du nombre de Reynolds. La corrélation de Gnielinski est la plus convenable pour le coefficient de transfert de chaleur des formes périodiques en C et en C inversés, avec une erreur ne dépasse pas 7,52%.

Ce travail de thèse a permis de tirer les conclusions suivantes :

- Une étude empirique est constituée d'après une simulation par le logiciel Ansys 2015.
- Un modèle de turbulence $k - \omega(SST)$ a été exploité sur les formes périodiquement ondulées et a été comparé avec les différentes corrélations des tubes hélicoïdaux dans la littérature.
- Conception et réalisation d'une cintreuse plane, qui a été conçu pour enrouler en forme S des tubes en aciers inoxydable (316L) à différentes amplitudes.

- Un calcul expérimental des coefficients de retour élastique des différents tubes cintrés
($R = 80, 120, 160 \text{ mm}$).
- La réalisation du banc d'essai d'un échangeur thermique d'une forme périodiquement ondulée et la validation de ce banc avec un tube droit.
- La comparaison des résultats acquis de l'étude expérimentale, avec les différentes corrélations des tubes hélicoïdalement ondulés.

En termes de cette étude, il est intéressant de suggérer les futures études suivantes :

- Calcul des coefficients de retour élastique des tubes en formes sinusoidales.
- Comparaison des résultats expérimentaux avec d'autres corrélations et d'autres formes.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] **Ujhidy A., Nemeth J., and Szepevolgyi J.** Fluid flow in tubes with helical elements. *Chem Eng Process.* 2003. 42, 1–7.
- [2] **Vfashisth S., Vimal K., and Krishna DPN.** A review on the potential applications of curved geometries in process industry. *Industrial & Engineering Chemistry Research.* 2008. 47.10, 3291-3337.
- [3] **Eustice J.** Experiments on streamlined motion in curved pipes. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 1911. 85(576), 119-131.
- [4] **White C. M.** "Streamline flow through curved pipes." *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character.* 1929. 123.792, 645-663.
- [5] **Taylor G. I.** The criterion for turbulence in curved pipes. *Proceedings of the Royal Society London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, 1929. 124(794), 243-249.
- [6] **Itō H.** Friction factors for turbulent flow in curved pipes. *Journal of Basic Engineering*, 1959. 81(2), 123-132.
- [7] **Seban R. A., & McLaughlin E. F.** Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow. *International journal of heat and mass transfer*, 1963. 6(5), 387-395.
- [8] **Rogers G. F. C., & Mayhew Y. R.** Heat transfer and pressure loss in helically coiled tubes with turbulent flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1964. 7(11), 1207-1216.
- [9] **Mori Y., & Nakayama W.** Study of forced convective heat transfer in curved pipes (2nd report, turbulent region). *International journal of heat and mass transfer*, 1967.10(1), 37-59.
- [10] **Gnielinski V.** Heat transfer and pressure drop in helically coiled tubes. In *International Heat Transfer Conference Digital Library*. Begel House Inc. 1986.
- [11] **Schmidt EF.** Wärmeübergang und druckverlust in rohrschlangen. *Chemie Ingenieur Technik.* 1967. 39(13), 781-789.
- [12] **Xin R.C., Ebadian M.A.** The effects of Prandtl numbers on local and average convective heat transfer characteristics in helical pipes. *J Heat Transfer.* 1997. 119, 463–7.
- [13] **Bai B., Guo L., Feng Z., & Chen X.** Turbulent heat transfer in a horizontal helically coiled tube. *Heat Transfer—Asian Research: Co-sponsored by the Society of Chemical Engineers of Japan and the Heat Transfer Division of ASME*, 1999. 28(5), 395-403.
- [14] **Prabhanjan DG., Raghavan GSV., Rennie TJ.** Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. *Int Commun Heat Mass Transfer.* 2002. 29, 185–91.
- [15] **Inagaki Y., Koiso H., Takumi H., Ioka I., Miyamoto Y.** Thermal hydraulic study on a high-temperature gas–gas heat exchanger with helically coiled tube bundles. *Nucl Eng Des.* 1998. 185, 141–151.
- [16] **Ali S.** Pressure drop correlations for flow through regular helical coil tubes. *Fluid Mech. Res.* 2001. 28, 295–310.

- [17] **Guo L., Feng Z., & Chen X.** An experimental investigation of the frictional pressure drop of steam–water two-phase flow in helical coils. *International journal of heat and mass transfer*, 2001. 44 (14), 2601-2610.
- [18] **Patankar Suhas V., Pratap VS., and Spalding DB.** Prediction of turbulent flow in curved pipes. *Numerical Prediction of Flow, Heat Transfer, Turbulence and Combustion. Pergamon*, 1983. 147-159..
- [19] **Li L. J., Lin C. X., & Ebadian M. A.** Turbulent mixed convective heat transfer in the entrance region of a curved pipe with uniform wall temperature. *International journal of heat and mass transfer*, 1998. 41(23), 3793-3805.
- [20] **Kumar V., Saini S., Sharma M., & Nigam K. D. P.** Pressure drop and heat transfer study in the tube-in-tube helical heat exchanger. *Chemical Engineering Science*, 2006. 61(13), 4403-4416.
- [21] **Jayakumar J. S., Mahajani S. M., Mandal J. C., Iyer K. N., & Vijayan P. K.** CFD analysis of single-phase flows inside helically coiled tubes. *Computers & chemical engineering*, 2010. 34(4), 430-446.
- [22] **Hüttl T. J., & Friedrich R.** Influence of curvature and torsion on turbulent flow in helically coiled pipes. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2000. 21(3), 345-353.
- [23] **Di Liberto M., & Ciofalo M.** A study of turbulent heat transfer in curved pipes by numerical simulation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013. 59, 112-125.
- [24] **Zheng B., Lin CX., Ebadian MA.** Combined laminar forced convection and thermal radiation in the helical pipe. *Int J Heat Mass Transfer*. 2000. 43, 1067–78.
- [25] **Chen H., et Zhang B.** Fluid flow and mixed convection heat transfer in a rotating curved pipe. *Int J Therm Sci*. 2003. 42,1047–59.
- [26] **Yang G., Dong F., Ebadian MA.** Laminar forced convection in a helicoidal pipe with finite pitch. *Int J Heat Mass Transfer*. 1995. 38, 853–62
- [27] **Tarbell JM., Samuels MR.** Momentum and heat transfer in helical coils. *Chem Eng J*. 1973. 5, 117–27.
- [28] **Mori Y., Nakayama W.** Study on forced convective heat transfer in curved pipes. *Int J Heat Mass Transfer*. 1965. 8, 67–82.
- [29] **Truesdell Jr, L. C., and R. J. Adler.** Numerical treatment of fully developed laminar flow in helically coiled tubes. *AIChE Journal*, 1970.16(6), 1010-1015.
- [30] **Downing RS., Kojasoy G.** Single and two-phase pressure drop characteristics in miniature helical channels. *Exp Therm Fluid Sci*. 2002. 26, 535–46.
- [31] **Ju H., Huang Z., Xu Y., Duan B., Yu Y.** Hydraulic performance of small bending radius helical coil-pipe. *J Nucl Sci Technol*. 2001. 18, 826–31.
- [32] **Kalb CE., Seader JD.** Fully Developed Viscous-Flow Heat Transfer in Curved Circular Tubes with Uniform Wall Temperature. *AIChE Journal*. 1974. 20(2), 340-346.
- [33] **Lee LB, Simon HA, Chow JCF.** Buoyancy in developed laminar curved tube flows. *Int J Heat Mass Transfer*. 1985. 28, 631–40.
- [34] **Di Piazza L., Ciofalo M.** Numerical prediction of turbulent flow and heat transfer in helically coiled pipes. *International journal of thermal sciences*. 2010. 49(4), 653-663.

- [35] **Dravid A.N., Smith K.A., Merrill E.W. and Brian P.L.T.** Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes. *AIChE J*, 1971. 17, 1114-1122. <https://doi.org/10.1002/aic.690170517>.
- [36] **Futagami K., Aoyama Y.** Laminar heat transfer in a helically coiled tube. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1988. 31(2), 387.
- [37] **Naphon P., & Wongwises S.** A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2006. 10(5), 463-490.
- [38] **Kalpakli Vester k. A., Örlü R., & Alfredsson P. H.** Turbulent flows in curved pipes: recent advances in experiments and simulations. *Applied Mechanics Reviews*, 2016. 68(5), 050802.
- [39] **Fsadni A. M., Whitty J. P., & Stables M. A.** A brief review on frictional pressure drop reduction studies for laminar and turbulent flow in helically coiled tubes. *Applied Thermal Engineering*, 2016. 109, 334-343.
- [40] **Huminic G., & Huminic A.** Heat transfer and flow characteristics of conventional fluids and nanofluids in curved tubes: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016. 58, 1327-1347.
- [41] **Ho JC., Wijesundera NE., Rajasekar S., Chandratilleke TT.** Performance of a compact spiral coil heat exchanger. *Heat Recovery Syst CHP*. 1995.15, 457–68.
- [42] **Wijesundera NE., Ho JC., Rajasekar S.** The effectiveness of a spiral coil heat exchanger. *Int Commun Heat Mass Transfer*. 1996. 23, 623–31.
- [43] **Naphon P., Wongwises S.** An experimental study the in-tube convective heat transfer coefficients in a spiral-coil heat exchanger. *Int Commun Heat Mass Transfer*. 2002. 29, 797–809.
- [44] **Naphon P., Wongwises S.** Investigation of the performance of a spiral-coil finned tube heat exchanger under dehumidifying conditions. *J Eng Phys Thermophys*. 2003. 76, 71–9.
- [45] **Naphon P., Wongwises S.** Experimental and theoretical investigation of the heat transfer characteristics and performance of a spiral-coil heat exchanger under dry-surface conditions. 2nd international conference on heat transfer, fluid mechanics, and thermodynamics, 24–26 June, 2003. Victoria Falls, Zambia.
- [46] **Razaque M., Mahbubur S., Ehtesham A. H., and Sajjad H.** Friction factors of U-type wavy tubes: CFD analysis on the effect of spacer length between consecutive bends. *Proceedings 13th Asian Congress of Fluid Mechanics*.
- [47] **Popiel, C. O., Wojtkowiak, J.** Friction factor in U-type undulated pipe flow. *J. Fluids Eng*, 2000. 122(2), 260-263.
- [48] **Liu R. H., Sharp K. V., Olsen M. G., Stremmer M. A., Santiago J. G., Adrian R. J.** A Passive Three-Dimensional C-shape Helical Micromixer. *Journal of micro-electromechanical systems*, 2000. 9(2), 190-197.
- [49] **Chintada S., Ko K. H., & Anand N. K.** Heat transfer in 3-D serpentine channels with right-angle turns. *Numerical Heat Transfer: Part A: Applications*, 1999. 36(8), 781-806.
- [50] **Wu H. L., Peng X. F., Ye P., & Gong Y. E.** Simulation of refrigerant flow boiling in serpentine tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007. 50(5-6), 1186-1195.

- [51] **Abou-Arab T. W., Aldoss T. K., & Mansour, A.** Pressure drop in alternating curved tubes. *Applied scientific research*, 1991. 48(1), 1-9.
- [52] **Yang R., & Chiang F. P.** An experimental heat transfer study for periodically varying-curvature curved-pipe. *International journal of heat and mass transfer*, 2002. 45 (15), 3199- 3204
- [53] **Bitam E. W., Demagh Y., Hachicha A. A., Benmoussa H., & Kabar Y.** Numerical investigation of a novel sinusoidal tube receiver for parabolic trough technology. *Applied Energy*, 2018. 218, 494-510.
- [54] **Demagh Y., Bitam E., & Bordja L.** Comparative numerical study on pressure drop in helically coiled and longitudinally C-shaped pipes. *SN Applied Sciences*, 2020. 2(9), 1-7.
- [55] **Demagh Y., Bordja I., Kabar Y., et al.** A design method of an S-curved parabolic trough collector absorber with a three-dimensional heat flux density distribution. *Solar energy*, 2015. 122, 873-884.
- [56] **Demagh Y., Kabar Y., Bordja I., et al.** The 3D heat flux density distribution on a novel parabolic trough wavy absorber. In: AIP conference proceedings. AIP Publishing, 2016.
- [57] **Yang G., & Ebdian M. A.** Turbulent forced convection in a helicoidal pipe with substantial pitch. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1996. 39(10), 2015-2022.
- [58] **Lin C. X., & Ebdian M. A.** Developing turbulent convective heat transfer in helical pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1997. 40(16), 3861-3873.
- [59] **Lin C. X., & Ebdian M. A.** The effects of inlet turbulence on the development of fluid flow and heat transfer in a helically coiled pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999. 42(4), 739-751.
- [60] **Wu S. Y., Chen S. J., Li Y. R., & Li L. J.** Numerical investigation of turbulent flow, heat transfer and entropy generation in a helical coiled tube with larger curvature ratio. *Heat and mass transfer*, 2009. 45(5), 569-578.
- [61] **Pawar S. S., & Sunnapwar V. K.** Experimental, and CFD investigation of convective heat transfer in helically coiled tube heat exchanger. *Chemical Engineering Research and Design*, 2014. 92(11), 2294-2312.
- [62] **Menter FR.** Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J*, 1994; 32:269–89.
- [63] ANSYS CFX Release 13 User Manual
- [64] **Cheng Z. D., He Y. L., Cui F. Q., Xu R. J., & Tao Y. B.** Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with non-uniform solar flux conditions by coupling FVM and MCRT method. *Solar Energy*, 2012. 86(6), 1770-1784.
- [65] **Tao Y. B., & He Y. L.** Numerical study on coupled fluid flow and heat transfer process in parabolic trough solar collector tube. *Solar Energy*, 2010. 84(10), 1863-1872.
- [66] **Fincropera F. P., DeWitt D. P., Bergman T. L., & Lavine A. S.** Fundamentals of heat and mass transfer. *Wiley*.1996. 6, 116.
- [67] **Srinivasan, S., & SN, F.** Holland, Friction factors for coils. *Trans. Inst. Chem. Eng*, 1970. 48, T156-T161.

- [68] **Vadaliya D, Thummar K, Vala B, Unal M, Tank K, Nikunj Prof G.** Design and Analysis of Bar-Bending Machine International Research. *Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, **2018**. 05(04).
- [69] **Muhammed I, Ravivishwnath S, Sureshkumar P, Sarvanan N.** on design and fabrication of rod bending machine in *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, **2014**. 3(2).
- [70] **Shinde V, Adhav D, Jadhav S, Attar A, Gorde S.** Design and fabrication of hydraulic stirrups making machine, *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology (IJIRSET)*, **2016**. 5(5), 8362- 8366.
- [71] **Somnath B, Deshmukh, Jitendra A, Patil, Deepak S. Gurame , Dinesh S, Patil.** Design Analysis and Fabrication of Hydraulic Bar Bending Machine, *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, **2017**. 04(05).
- [72] **Jiang Y., Cheng X., Li, H., Ren X., & Li Y.** Structural Design of Steel Bar Bending Machine. *Journal of Physics: Conference Series, IOP Publishing*, **2021**. 1, 012097.
- [73] **Samuel M. Samuel,** «Experimental and numerical prediction of spring back and side wall curl in U-bindings of anisotropic sheet metals», *Journal of Materials Processing Technology*, **2000**. 105, 382-393.
- [74] **Chan W. M., Chew H. I., Lee H. P., & Cheok B. T.** Finite element analysis of spring-back of V-bending sheet metal forming processes. *Journal of materials processing technology*, **2004**.148(1), 15-24.
- [75] **Nam Jin Nam, Wenxia Li, John J. Lannutti.** Density gradients and springback: environmental influences», *Powder Technology*. **2003**, 133, 23– 32.
- [76] **Liew K.M.Liew, H.Tan, T.Ray.** Optimal process design of sheet metal forming for minimum spring back via an integration neural network evolution evolutionary algorithm», *Strut Multidisc Optimum*, **2004**. 284-294.
- [77] **Naceur H. Naceur, Y.Q. Guo, S. Ben-Elechi.** Response surface methodology for the design of sheet forming parameters to control spring back effects. *Computers and Structures*, **2006**. 84, 1651–1663.
- [78] **Dominique Francois. André Pineau, André Zaoui,** Comportement mécanique des matériaux, Hermès, Paris, **1995**
- [79] **Livatyali H, Altan T.** Prediction and elimination of spring back in straight flanging using computer-aided design methods. *Journal of Materials Processing Technology*, **2001**. 117, 262-268.
- [80] **Gildemyn E.** Caractérisation des procédés de fabrication de pièces de sécurité automobile. Optimisation multi objectifs de la mise en forme, Thèse de doctorat, Arts et Métiers, Paris, **2009**.
- [81] **Nikhare C.** A Numerical Approach on Reduction of Young's Modulus during Deformation of Sheet Metals. *Scientific research*, **2012**. 1(2), 1-13.
- [82] **Morestin F. et Boivin M.** On the necessity of taking into account the variation in the young modulus with plastic strain in elastic-plastic software. *Nuclear Engineering and Design*, **1996**. 162, 107-116.
- [83] **Yu H.** Variation of Elastic Modulus during Plastic Deformation and Its Influence on Springback. *Materials & Design*, **2009**, 3(30), 846-850.

- [84] **Yang M., Akiyama Y. et Sasaki, T.** Evaluation of Change in Material Properties Due to Plastic Deformation. *J Mater Process Technol*, **2004**.1-3, 151. 232-236.
- [85] **Sheng Z.Q. Sheng, S. Jirathearanat, T. Altan.** Adaptive FEM simulation for prediction of variable blank holder force in conical cup drawing. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, **2004**. (44), 487– 494.
- [86] **Crisbon D.J.** Experimental measurement and finite element simulation of spring back in stamping aluminum alloy sheets for Auto-body panel application, Master thesis, Department of Engineering Mechanical, Mississippi State University, **2003**.
- [87] **Tekiner Z.** An experimental study on the examination of elastic return of sheet metals with several thicknesses and properties in bending dies», *Journal of Materials Processing Technology*, **2004**. 14, 109–117.
- [88] **Queener A., De Angelis R. J.** Elastic return and residual stresses in sheet metal parts formed by bending, *Trans. ASME*, **1968**. (61), 757-768.
- [89] **Chibane S, Chellali H.** Etude et conception d'une cintrouse semi-automatique. Thèse de doctorat. Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou. **2012**.
- [90] **Livatyali H., Ergeldi M.M.** Design of over-crown in sheet metal stamping using finite element method. *Journal of Materials Processing Technology*, **2006**. 173, 14–20.
- [91] **Aldoss T.K., Abou-Arab T.W. et Khatib A.** Experimental investigation of laminar flow in a wavy pipe using hot-wire anemometry. *Int. J. Eng Fluid Mech.* **1989**. 2(2), 141-156.
- [92] **Abou-Arab T. W., Aldoss T. K., Et Alkatib A.** Measurements Of Flow Pattern In A Wavy Duct. In: *Proceedings of the Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute*. Stanford University Press for the Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, **1989**. 377.
- [93] **Rainieri S., Bozzoli F. et Pagliarini G.** Experimental investigation on the convective heat transfer in straight and coiled corrugated tubes for highly viscous fluids: Preliminary results. *Int J Heat Mass Transfer*, **2012**. 55, 498–504.
- [94] **Patankar SV., Pratap VS., Spalding DB.** Prediction of laminar flow and heat transfer in helically coiled pipes. *J Fluid Mech*, **1974**. 62, 53–551.
- [95] **Manlapaz R.L. and Churchill S.W.** Fully developed laminar flow in a helically coiled tube of finite pitch. *Chem. Eng. Commun*, **1980**. 7, 57.
- [96] **Mahbubur R., Ehtesham Al Hanif S.** Friction Factors of U-Type Wavy Tubes: CFD Analysis on the Effect of Spacer Length between Consecutive Bends, Proceedings of the 13th Asian Congress of Fluid Mechanics 17-21 December **2010**, Dhaka, Bangladesh.
- [97] **Ali R. Vatankhah.** Commentaire sur "Analyse de la programmation de l'expression générique de l'équation implicite de Colebrook – White dans le calcul du coefficient de frottement d'écoulement turbulent". *Journal-of-petroleum-science-and-engineering*. Tome 124, Décembre **2014**. 402-405.
- [98] **Achi A. et Demagh Y.** Eulerian multiphase study of direct steam generation in the parabolic trough with Open FOAM. *Heat Transfer*, **2023**, 52(3), 2295-2327.

Production scientifique

1. Publications internationales

- **CHERIET Kamel**, DEMAGH Yassine, BITAM El Wardi, BERRAHIL Farid. (2023). Thermal performance analysis of coils versus longitudinal C-shaped tubes: validity of the turbulent correlations. *Waves in Random and Complex Media*. 1-20.
- **CHERIET Kamel**, DEMAGH Yassine, SERIR Lazhar. (2022). Réalisation d'un Tube d'Echangeur Thermique en Inox Périodiquement Ondulé Sous Forme S. 4^{ème} Congrès International sur les Energies Renouvelables et le Développement Durable (ERDD-2022). Proceedings of Engineering & Technology, Vol. 69. pp.48-54

2. Communications internationales

- **CHERIET Kamel**, DEMAGH Yassine, SERIR Lazhar, Réalisation d'un Tube d'Echangeur Thermique en Inox Périodiquement Ondulé Sous Forme S. 4^{ème} Congrès International sur les Energies Renouvelables et le Développement Durable (ERDD-2022).

3. Communications nationales

- **CHERIET Kamel**, DEMAGH Yassine et SERIR Lazhar. Design and Construction of a Flat Bending Machine the Realization of Heat Exchanger Tube Proceedings. 1st National Conference of Materials Sciences and Engineering, (MSE'22), Khenchela-Algeria. June- 2022_paper_3767.
- **CHERIET Kamel**, DEMAGH Yassine et SERIR Lazhar. Determination of the Elastic Return Coefficients of a Periodically Corrugated S-Form Heat Exchanger Tube. The 1st National Conference on Thermal Engineering, NCTE, Batna- Algeria. 2022.
- **CHERIET Kamel**, DEMAGH Yassine et SERIR Lazhar. Design, Fabrication, and Analysis of a Sinusoidal Corrugated Tube Bending Machine in an S Shape. The First National Conference on Mechanical Engineering NCME23, Batna- Algeria. 2023.

4. Dépôt d'un brevet national

- Cintreuse des tubes en formes ondulées, plane et semi – automatique. Déposant : **CHERIET Kamel**, DEMAGH Yassine et TEMAGOULT Asma. 12/ 09/2023, à l'INAPI (institut national Algérien de la propriété industrielle).

