TABLE DES MATIÈRES

Page

INTRODUCTION 1

CHAPITRE 1 PROBLÉMATIQUE.....3
1.1 Mise en contexte 3
1.2 Description du récupérateur de chaleur 3
1.2.1 Matériaux à utiliser 4
1.2.2 Modèles à produire 5
1.3 Critères de performance.....5
1.4 Procédé de fabrication choisi 6

CHAPITRE 2 OBJECTIF DU PROJET 7
2.1 Objectif principal 7
2.2 Sous-objectifs.....7
2.2.1 Détermination de la géométrie optimisée pour l'enroulement 7
2.2.2 Élaboration d'un procédé pour obtenir la géométrie optimisée..... 7
2.2.3 Détermination des paramètres d'enroulement 7

CHAPITRE 3 REVUE DE LITTÉRATURE.....9
3.1 Procédés de cintrage de tube.....9
3.1.1 Facteurs influençant la qualité du cintrage 12
3.2 Méthode des éléments finis.....13
3.2.1 Analyse structurelle statique 13
3.2.2 Systèmes transitoire et dynamique..... 15
3.2.2.1 Méthodes d'intégration directe d'un système du premier ordre..... 16
3.2.2.2 Méthode d'intégration d'un système du second ordre..... 19
3.2.3 Types d'éléments 20
3.2.3.1 Éléments de type solide en 3D..... 20
3.2.3.2 Éléments de type coque 21
3.3 Résumé de la revue de littérature.....22

CHAPITRE 4 MODÈLE D'ÉLÉMENTS FINIS.....25
4.1 Matériau utilisé 25
4.2 Explication du modèle d'éléments finis pour l'enroulement.....26
4.2.1 Géométrie du modèle..... 26
4.2.2 Contacts, charges et conditions frontière 28
4.2.3 Maillage et pas de temps..... 28
4.2.3.1 Maillage en éléments coques 29
4.2.3.2 Maillage en éléments solides 31
4.3 Validation du modèle de simulation par test expérimental.....32
4.4 Comparaison entre éléments coque et éléments solide.....35

4.5 Résumé du chapitre 36

CHAPITRE 5 BANC DE TEST D'ENROULEMENT 37
5.1 Description du banc de test initial 37
5.2 Deuxième version du banc de test 39
5.3 Version finale du banc de test 42
5.4 Résumé du chapitre 44

CHAPITRE 6 RÉSULTATS 45
6.1 Préformage du tube serpentin 45
6.2 Détermination de la géométrie préformée 45
6.2.1 Géométrie elliptique 46
6.2.2 Géométrie rectangulaire 46
6.2.3 Géométrie triangulaire 47
6.2.4 Géométrie à quatre paramètres de rayon 48
6.2.5 Modèle de géométrie à 3 paramètres de rayon 49
6.3 Description détaillée du modèle de géométrie retenu 50
6.3.1 Analyse de sensibilité des paramètres 51
6.3.1.1 Influence de R1 52
6.3.1.2 Influence de R2 53
6.3.1.3 Influence de R3 53
6.3.1.4 Conclusions de l'analyse de sensibilité 54
6.3.2 Simulation du préformage du tube serpentin avant l'enroulement 55
6.3.2.1 Procédé de préformage 55
6.3.2.2 Analyse de l'influence de la longueur de la bague 59
6.3.2.3 Enroulement hélicoïdal 60
6.4 Comparaison des résultats de simulation avec un test expérimental 63
6.5 Méthode pour que la section du tube enroulé hélicoïdalement soit symétrique 65
6.6 Résumé du chapitre 67

CHAPITRE 7 FABRICATION D'UN RÉCUPÉRATEUR DE CHALEUR ET TEST DE PERFORMANCE 69
7.1 Description du procédé utilisé 69
7.2 Enroulement 71
7.3 Performance de l'unité produite 73

CONCLUSION 75

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES 77

LISTE DES TABLEAUX

Page

Tableau 1 Dimensions du tuyau central....4

Tableau 2 Dimensions du tube serpentin....5

Tableau 3 Catégories de modèle à produire....5

Tableau 4 Coefficient de difficulté de pliage des modèles du projet....23

Tableau 5 Liste de contacts définis....28

Tableau 6 Analyse convergence avec éléments coques....31

Tableau 7 Analyse convergence avec éléments solides cubiques....32

Tableau 8 Comparaison entre test expérimental et simulations....34

Tableau 9 Pourcentages d'erreur par rapport au test expérimental....34

Tableau 10 Comparaison entre éléments coques et solides....36

Tableau 11 Influence de R1....52

Tableau 12 Influence de R2....53

Tableau 13 Influence de R3....53

Tableau 14 Dimensions de la bague de formage....58

Tableau 15 Résultats de la section du tube serpentin préformé et enroulé....59

Tableau 16 Influence de la longueur de la bague de formage....59

Tableau 17 Comparaison entre les résultats pour 1 tour et 3 tours....63

Tableau 18 Pourcentages d'erreur entre la simulation et le test expérimental....64

Tableau 19 Performance des unités testées et des unités vendues sur le marché....74

LISTE DES FIGURES

Page

Figure 1 Représentation d'un récupérateur de chaleur 4

Figure 2 Section du tube enroulé lors d'essais préliminaires 6

Figure 3 Schéma du cintrage par enroulement, tirée de l'article de Li et al. (2006, p. s614) 9

Figure 4 Mandrin flexible à plusieurs balles, tirée de Li et al. (2009, p. 922) 11

Figure 5 Résultat de l'essai OD=38, t=1, R_m=57, tirée de l'article de Li et al. (2009, p. 926) 11

Figure 6 Courbe d'essai de traction et modèle du matériau représenté par loi de puissance 25

Figure 7 Géométrie du modèle d'éléments finis 27

Figure 8 Agrandissement pièce d'entrainement 27

Figure 9 Vue de côté du résultat d'enroulement du modèle utilisant des éléments coque 30

Figure 10 Section de coupe du résultat d'enroulement du modèle utilisant des éléments coque de taille 0.045 po 30

Figure 11 Section de coupe du résultat d'enroulement du modèle utilisant des éléments solides de taille 0.015 po 32

Figure 12 Section du test d'enroulement de tube circulaire 33

Figure 13 Modélisation initiale du banc de test d'enroulement 37

Figure 14 Photo banc de test d'enroulement 38

Figure 15 Bague de formage en vue iso 39

Figure 16 Bague de guidage 40

Figure 17 Modification au banc de test d'enroulement 40

Figure 18 Section du tube préformé 41

Figure 19 Montage d'enroulement du tube préformé 41

Figure 20 Nouveau mécanisme d'entrainement 42

Figure 21 Bague de serrage 43

Figure 22 Version finale du banc de test 43

Figure 23 Modèle de géométrie elliptique 46

Figure 24 Modèle de géométrie rectangulaire 47

Figure 25 Modèle de géométrie triangulaire équilatéral 47

Figure 26 Modèle de géométrie triangulaire isocèle 48

Figure 27 Modèle de géométrie à quatre paramètres de rayon 49

Figure 28 Modèle de géométrie à trois paramètres de rayon 50

Figure 29 Description du modèle de géométrie à trois paramètres de rayon 50

Figure 30 Dimensions utilisées pour les critères d'évaluation 51

Figure 31 Section déformée en fonction du rayon R3 54

Figure 32 Bague de formage modèle d'éléments finis 56

Figure 33 Modèle d'éléments finis après la création de la pièce d'entrainement 56

Figure 34 Vue de côté du modèle enroulé avec plan de coupe 57

Figure 35 Section du tube serpentin préformé et enroulé 58

Figure 36 Vue iso enroulement hélicoïdal sur 1 tour 60

Figure 37 Section enroulement hélicoïdal sur 1 tour 61

Figure 38 Vue iso d'enroulement hélicoïdal sur 3 tours 62

Figure 39 Section enroulement hélicoïdal sur 3 tours 63

Figure 40 Section du tube serpentin préformé et enroulé lors du test 64

Figure 41 Position tube serpentin par rapport au tuyau central avant l'enroulement 65

Figure 42 Orientation tube serpentin avant enroulement 66

Figure 43 Section tube serpentin pivoté de 3° enroulé....66
Figure 44 Préparation pour brasage....70
Figure 45 Montage après le brasage....70
Figure 46 Vue de face de la brasure....71
Figure 47 Début de l'enroulement....71
Figure 48 Fin de l'enroulement....72
Figure 49 Banc de test de performance....73

Rapport-Gratuit.com

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Longueurs géométriques
po : Pouce
m : Mètre
mm : Millimètre

Unité angulaire
° : Degré

Contrainte, pression
psi : livre par pouce carré
MPa : Mégapascal

Moment de force
N*m : Newton-mètre

Débit
LPM : Litre par minute

Mémoire informatique
Go : gigaoctet

Fréquence
GHz : gigaHertz

Symboles géométriques
OD : Diamètre extérieur du tube
R_m : Rayon de pliage moyen
t : Épaisseur de la paroi du tube

Symboles mécaniques
σ : Contrainte normale (MPa)
ε : Déformation
τ : Contrainte de cisaillement (MPa)
E : Module de Young (MPa)
ν : Coefficient de poisson
ρ : Masse volumique (kg/m^3)

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

INTRODUCTION

Dans la société d'aujourd'hui, l'utilisation des ressources est un enjeu important. Lors de la construction de bâtiments, une attention particulière doit être apportée à l'économie d'énergie. L'une des méthodes disponibles pour améliorer l'efficacité énergétique d'un bâtiment est d'installer un récupérateur de chaleur des eaux usées. Ce dispositif permet de récupérer la chaleur des eaux usées pour préchauffer l'eau avant son arrivée dans le chauffe-eau, réduisant ainsi l'énergie requise par celui-ci. L'objectif de ce projet de recherche est d'élaborer un procédé qui permet de produire différents modèles de récupérateurs de chaleur qui respectent des critères de performance. Afin de faciliter l'approvisionnement du matériel utilisé pour la production, l'utilisation de tubes de cuivre standard est requise. Pour améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments, la performance des récupérateurs de chaleur produits doit être supérieure à celle des modèles actuellement vendus sur le marché.

Dans ce mémoire, les problématiques et les contraintes du projet de recherche seront présentées. Les principaux points qui augmentent la difficulté du projet sont l'obligation d'utiliser des tubes de cuivre standard et le fait que l'enroulement d'un tube de section circulaire ne donne pas un résultat satisfaisant. Ensuite, l'objectif principal sera présenté et divisé en quelques sous-objectifs comme la détermination de la géométrie de la section du tube serpentin à enrouler et la détermination des paramètres d'enroulement. Par la suite, une revue de littérature sera présentée pour décrire les procédés de pliage de tube de cuivre existants et expliquer la méthode des éléments finis. Ensuite, le modèle d'éléments finis permettant de simuler le procédé d'enroulement d'un tube rond sera présenté. Aussi, l'évolution d'un banc de test utilisé pour réaliser des essais d'enroulement sera présentée. Ultérieurement, les résultats obtenus lors des simulations et des tests expérimentaux seront présentés. Ceux-ci permettront de déterminer des paramètres donnant suite à la production d'un récupérateur de chaleur de performance acceptable. Les étapes de production et d'évaluation de la performance de celui-ci seront présentées au dernier chapitre. Enfin, une conclusion du projet de recherche sera présentée, dans laquelle des recommandations seront proposées.

CHAPITRE 1

PROBLÉMATIQUE

1.1 Mise en contexte

Pour réduire la consommation énergétique des bâtiments, plusieurs solutions peuvent être adoptées. L'une de ces solutions est de récupérer la chaleur des eaux usées pour préchauffer l'eau avant qu'elle n'entre dans le chauffe-eau. Pour ce faire, il est possible d'utiliser un récupérateur de chaleur constitué d'un tuyau central et d'un tube enroulé en serpentin sur celui-ci. Les eaux usées sont évacuées à l'intérieur du tuyau central et l'eau alimentant le chauffe-eau circule dans le tube serpentin. L'entreprise partenaire dans ce projet de recherche distribuait un modèle de récupérateur de chaleur fonctionnant sur ce principe. En effectuant des analyses de mécanique des fluides et de thermodynamique, celle-ci a développé des modèles de récupérateur de chaleur qui pourraient être plus efficaces que les produits actuellement sur le marché. Le présent projet de recherche est axé sur le procédé de fabrication qui servira à produire ces récupérateurs de chaleur des eaux usées.

1.2 Description du récupérateur de chaleur

Le récupérateur de chaleur à produire est composé de deux pièces principales, le tuyau central et le tube serpentin. Le tube serpentin en cuivre est enroulé hélicoïdalement à spires jointives sur le tuyau central qui est aussi en cuivre. Pour obtenir la meilleure efficacité énergétique, la section du tube serpentin doit ressembler à un rectangle. La Figure 1 montre une représentation en trois dimensions d'une des extrémités d'un récupérateur de chaleur. Le tube serpentin et le tuyau central y sont identifiés. Il est possible de remarquer que la section enroulée du tube serpentin est rectangulaire avec les coins arrondis et que la section droite à l'extrémité de celui-ci est circulaire. L'embout circulaire est nécessaire pour y raccorder un tube d'alimentation d'eau standard.

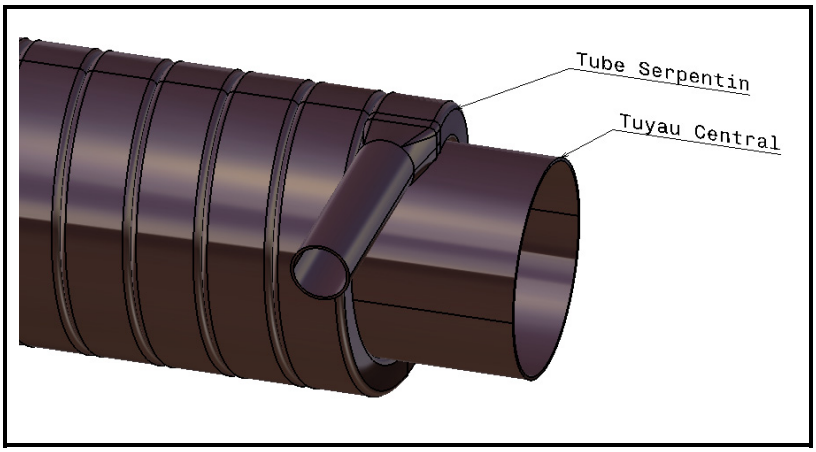

Figure 1 : Représentation d'un récupérateur de chaleur

1.2.1 Matériaux à utiliser

Pour produire le récupérateur de chaleur, des dimensions standard de tubes de cuivre seront utilisées pour faciliter l'approvisionnement. Les dimensions standard sont trouvées dans la publication de l'organisme Copper Developpement Association Inc (2010). Pour le tuyau central, un tube de cuivre non recuit de type DWV sera utilisé. Le Tableau 1 montre les dimensions du tuyau central à utiliser pour les différents modèles.

Tableau 1 : Dimensions du tuyau central

Dimension nominale (po)	**Épaisseur paroi (po)**	**Diamètre extérieur réel (po)**
3	0.045	3.125
4	0.058	4.125

Pour le tube serpentin, un tube circulaire de cuivre recuit de type L sera utilisé. Ce choix a été fait, car celui-ci répond aux exigences de la norme en vigueur au Canada, soit la norme CSA B55.2. De plus, le recuit améliore la formabilité du tube. Le Tableau 2 montre les dimensions du tube serpentin à utiliser.

Tableau 2 : Dimensions du tube serpentin

Dimension nominale (intérieure) (po)	Épaisseur de la paroi (po)	Diamètre extérieur réel (po)
3/4 (Type L, RECUIT)	0.045	0.875

1.2.2 Modèles à produire

Pour combler les besoins du marché, l'entreprise partenaire désire produire quelques catégories de modèles de récupérateur de chaleur. Pour chacune des catégories, des récupérateurs de chaleur de longueurs différentes seront produits. La longueur d'un récupérateur de chaleur est définie par la longueur du tuyau central utilisé. Pour les différents récupérateurs de chaleur à produire, cette longueur varie de 24 à 120 po par incrément de 6 po. Le Tableau 3 montre l'ensemble des catégories de modèles de récupérateur de chaleur à produire.

Tableau 3 : Catégories de modèle à produire

Catégorie de modèle	Diamètre nominal tube serpentin (po)	Diamètre nominal tuyau central (po)
1	3/4	4
2	3/4	3

1.3 Critères de performance

Pour que le récupérateur de chaleur soit efficace du point de vue énergétique, le contact entre le tube serpentin et le tuyau central doit être maximisé. Aussi, la géométrie de la section du tube serpentin doit permettre de minimiser les pertes de charge à l'intérieur de celui-ci. Le rapport entre la hauteur et la largeur de la section est calculé pour déterminer le niveau de pertes de charge. En général, la maximisation du contact a pour effet de diminuer le rapport hauteur sur largeur de la section, augmentant ainsi les pertes de charge. Il y a donc un

compromis à faire entre l'efficacité énergétique du récupérateur de chaleur et les pertes de charge à l'intérieur du tube serpentin.

1.4 Procédé de fabrication choisi

Pour être en mesure de produire le récupérateur de chaleur, un procédé d'enroulement a été choisi. Tel que mentionné précédemment, le matériel de base à utiliser pour le tube serpentin est un tube circulaire. Pour effectuer l'enroulement, le tube serpentin doit être fixé sur le tuyau central. Ensuite, le tuyau central doit effectuer une rotation et une translation selon son axe central. Le rapport entre les vitesses de rotation et de translation doit être calculé de sorte que l'enroulement soit hélicoïdal à spires jointives. Lors d'un essai préliminaire, un tube circulaire de diamètre nominal ¾ po a été enroulé sur un tuyau central de diamètre nominal de 4 po. La Figure 2 montre la section de coupe du tube après l'enroulement lors de ce test. La coupe a été effectuée à la moitié de l'enroulement d'un demi tour. Sur la figure, le mandrin serait appuyé sur le dessous de la section. Il est possible de remarquer que le contact n'est pas optimal. En effet, il y a une grande perte de contact au milieu de la section. De plus, l'enroulement du tube de ¾ po sur un tuyau central de 4 po est le cas le plus facile à réaliser, car le rayon de pliage est le plus élevé, voir section 3.1.

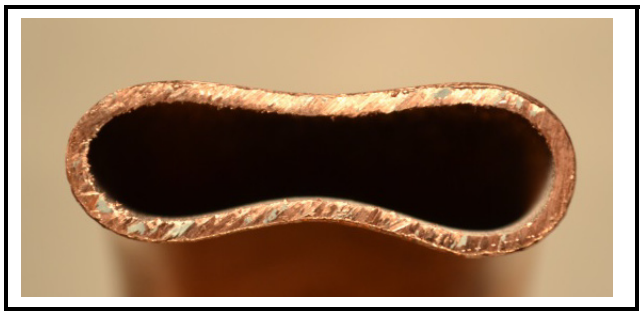

Figure 2 : Section du tube enroulé lors d'essais préliminaires

CHAPITRE 2

OBJECTIF DU PROJET

2.1 Objectif principal

L'objectif principal de ce projet de recherche est d'élaborer un procédé de fabrication permettant de produire des récupérateurs de chaleur en respectant les contraintes et les critères de performance décrits dans le chapitre précédent.

2.2 Sous-objectifs

L'objectif principal peut être divisé en quelques sous-objectifs.

2.2.1 Détermination de la géométrie optimisée pour l'enroulement

En analysant la Figure 2, il est évident que l'enroulement d'un tube circulaire ne donne pas un résultat satisfaisant. La première étape est donc de trouver la géométrie de la section du tube que l'on doit enrouler pour que celle-ci soit acceptable après l'enroulement.

2.2.2 Élaboration d'un procédé pour obtenir la géométrie optimisée

Une fois que la géométrie optimisée sera déterminée, un procédé de formage devra être élaboré pour permettre d'obtenir cette géométrie à partir d'un tube circulaire.

2.2.3 Détermination des paramètres d'enroulement

Le couple d'enroulement a une influence sur la performance de l'unité. Il devra être déterminé de sorte à avoir un bon compromis entre l'efficacité énergétique et les pertes de charge. Aussi, l'angle entre l'axe vertical de la géométrie de base et le tuyau central devra être déterminé pour obtenir une section symétrique du tube serpentin.

Rapport-Gratuit.com

CHAPITRE 3

REVUE DE LITTÉRATURE

3.1 Procédés de cintrage de tube

L'enroulement hélicoïdal de tube est un procédé très peu documenté. Par contre, celui-ci comporte des similarités avec le cintrage par enroulement, aussi appelé « Rotary-draw bending » ou « NC bending » en anglais. En effet, le cintrage par enroulement sert à plier un tube selon un angle et un rayon de pliage donné. Comme l'enroulement n'est pas hélicoïdal, l'angle de pliage ne peut pas excéder un tour. La Figure 3, montre la schématisation du procédé de cintrage par enroulement.

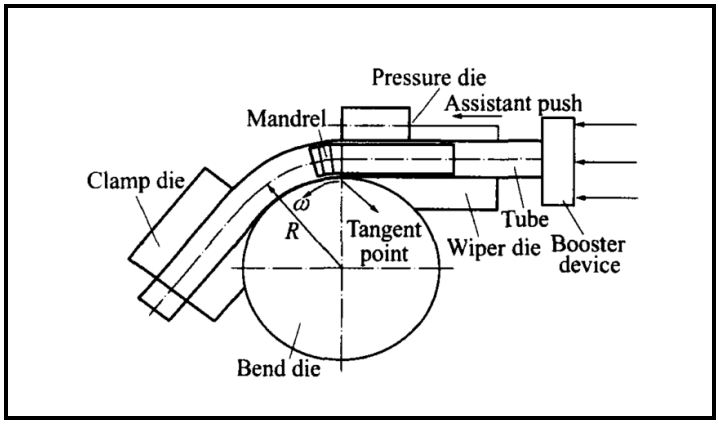

Figure 3 : Schéma du cintrage par enroulement,
tirée de l'article de Li et al. (2006, p. s614)

Il est possible de remarquer que les pièces « Bend die » et « Clamp die » tournent en même temps autour du même centre de rotation. Tel que mentionné dans l'article de Li et al. (2006), la pièce appelée « Mandrel », composée d'une ou plusieurs balles flexibles, est insérée à l'intérieur du tube pour éviter le flambage de la paroi et la distorsion de la section du tube lors du pliage. Dans certains cas, l'utilisation d'une pièce à l'intérieur du tube est impossible. Dans l'article de Mentella et Strano (2012), le procédé de cintrage par enroulement sans mandrin interne a été étudié sur des tubes de cuivre de faibles diamètres.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Les auteurs ont défini un coefficient de difficulté de pliage en fonction du diamètre externe du tube (OD), de l'épaisseur de la paroi (t) et du rayon de pliage moyen (R_m). L'équation (3.1) est utilisée pour calculer ce coefficient.

$$BF = \frac{OD^2}{R_m \cdot t} \tag{3.1}$$

Lorsque ce coefficient est élevé, le pliage est plus difficile à réaliser sans flambage et sans distorsion de la section. Pour évaluer la qualité du pliage, les auteurs ont défini des critères sur la qualité d'une coupe effectuée à 45° d'un pliage sur 90°. Ces critères sont l'ovalisation, la réduction de l'aire interne du tube, la réduction du diamètre hydraulique et le nombre de changements de courbure. Dans l'article, le procédé a été modélisé par éléments finis à l'aide d'éléments coques. Des tests expérimentaux ont été effectués pour valider le modèle numérique. Selon les résultats qu'ils ont obtenus, les auteurs ont déterminé que lorsque le coefficient de difficulté de pliage est plus faible que 10, le pliage est facile à réaliser avec peu de défauts. Par contre, lorsque le coefficient de difficulté est d'une valeur de 10 ou plus, les pourcentages d'ovalisation, de réduction de l'aire interne du tube et de changement de courbure augmentent significativement. L'article de Li et al. (2009) démontre lui aussi que la difficulté de pliage dépend du diamètre du tube, de l'épaisseur de la paroi et du rayon de pliage moyen. À l'aide d'un modèle de simulation par éléments finis et d'essais expérimentaux, les auteurs démontrent que l'utilisation d'un mandrin flexible à plusieurs balles à l'intérieur du tube, tel que montré sur la Figure 4, permet d'améliorer le résultat du pliage.

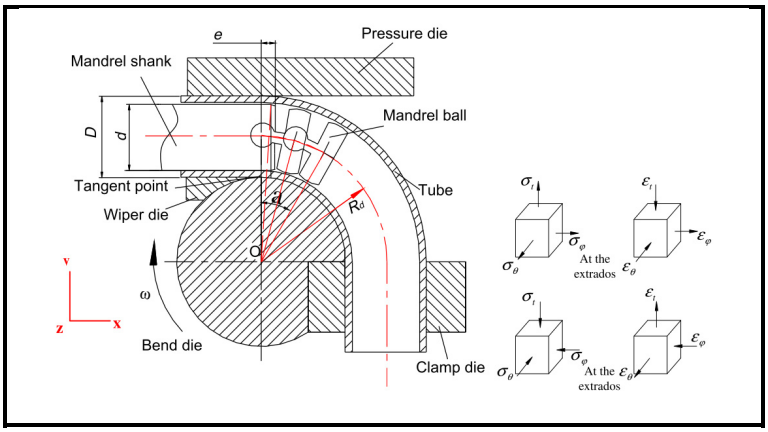

Figure 4 : Mandrin flexible à plusieurs balles,
tirée de Li et al. (2009, p. 922)

Dans l'article de Li et al. (2009), les auteurs ont comparé les résultats d'un essai effectué avec un mandrin flexible et sans mandrin. L'essai avait été effectué avec un tube d'aluminium de 38 mm de diamètre (OD) avec une épaisseur de paroi de 1 mm (t) et un rayon de pliage de 57 mm (R_m). En utilisant l'équation (3.1), le coefficient de difficulté de pliage (BF) serait égal à 25.3.

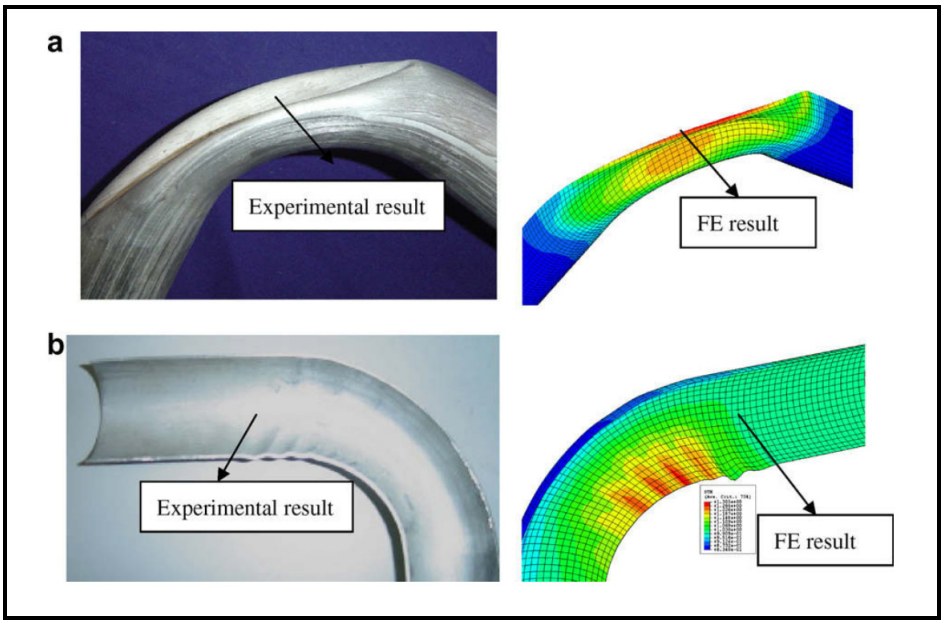

Figure 5 : Résultat de l'essai OD=38, t=1, R_m=57,
tirée de l'article de Li et al. (2009, p. 926)

La Figure 5 montre le résultat obtenu sans mandrin interne (a) et le résultat obtenu avec un mandrin interne composé de trois balles flexibles (b). Il est possible de remarquer que le tube plié comporte beaucoup moins de défauts lorsqu'un mandrin interne est utilisé. En effet, sans mandrin interne, la paroi supérieure du tube est devenue concave.

3.1.1 Facteurs influençant la qualité du cintrage

Comme mentionné précédemment, le diamètre externe du tube, l'épaisseur de la paroi du tube et le rayon de pliage sont des facteurs qui déterminent la difficulté de pliage d'un tube lors du cintrage par enroulement. D'autres facteurs ont une influence sur la qualité du pliage. Dans l'article de Li et al. (2014), une analyse a été effectuée. Celle-ci portait sur l'effet du couplage de différents paramètres de formage sur la distorsion de la section et sur l'amincissement de la paroi. Les paramètres étudiés sont le nombre de noyaux composant le mandrin interne, la distance entre la paroi du tube et les noyaux, la vitesse de poussée axiale du tube pendant le procédé et la distance entre la paroi du tube et la matrice de pression, appelée « pressure die » sur la Figure 3. Le tube utilisé pour les essais expérimentaux et les simulations est un tube rectangulaire d'aluminium. Les auteurs obtiennent comme conclusion que la distance entre les noyaux et la paroi interne du tube ainsi que la vitesse de poussée axiale du tube ont tendance à diminuer l'amincissement de la paroi, alors que les deux autres paramètres étudiés ont tendance à l'augmenter. Par ailleurs, la distance entre la paroi du tube et la matrice de pression, le nombre de noyaux composant le mandrin et la vitesse de poussée axiale ont tendance à diminuer la distorsion de la section. Un autre facteur pouvant influencer la qualité du pliage est la friction entre le tube et les autres pièces du procédé. Dans l'article de Yang et al. (2006), les auteurs concluent que cette friction a une influence plus grande sur la distorsion de la section que sur l'amincissement de la paroi du tube. Ils trouvent aussi que l'augmentation de la friction entre le tube et la matrice de pliage, appelée « Bend die » sur la Figure 3, aide à améliorer la qualité de la section en diminuant la distorsion de celle-ci.

3.2 Méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis est une méthode de calcul numérique permettant de résoudre plusieurs types de problèmes d'ingénierie. Cette méthode peut être utilisée pour prédire le comportement des matériaux soumis à divers chargements. La plupart des problèmes d'ingénierie sont régis par une équation différentielle et des conditions aux frontières. Certaines équations différentielles sont trop complexes pour être résolues de façon analytique, il faut donc utiliser des approximations pour les résoudre. Comme mentionné dans le livre de Moaveni (2003, p. 5), la méthode des éléments finis consiste à discrétiser le modèle à analyser en plusieurs éléments et nœuds pour ensuite effectuer une approximation du résultat de l'équation différentielle aux nœuds. Cette méthode a été implémentée dans plusieurs logiciels, notamment ANSYS.

3.2.1 Analyse structurelle statique

La méthode des éléments finis peut être utilisée pour effectuer de l'analyse structurelle statique et dynamique. En trois dimensions, la seconde loi de Newton donne le système matriciel d'équations différentielles suivant, selon le livre de Zienkiewicz, Taylor et Zhu (2005, p. 190) :

$$[S]^t\{\sigma\} + \{b\} = \rho \frac{\partial^2\{u\}}{\partial t^2} \tag{3.2}$$

$$Avec\ \ [S] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix}, \{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix}, \{u\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}\ et\ \{b\} = \begin{Bmatrix} b_x \\ b_y \\ b_z \end{Bmatrix}$$

Tel qu'expliqué dans le livre de Fish et Belytschko (2007, p. 221), dans l'équation (3.2), le vecteur $\{u\}$ représente les déplacements des nœuds dans les trois axes et le vecteur $\{b\}$ représente les forces massiques, comme la gravité ou un champ magnétique. Si le problème est statique, le terme d'accélération est nul. Les contraintes peuvent être exprimées en fonction des déformations avec une loi de comportement. Pour les matériaux dans le domaine linéaire élastique, la loi de Hooke peut être appliquée tel que mentionné dans le livre de Dhatt et al. (2005, pp. 215-216) :

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \tag{3.3}$$

Dans l'équation (3.3), la matrice $[D]$ contient les propriétés du matériau et le vecteur $\{\varepsilon\}$ est le vecteur des déformations. Tel que montré dans le livre de Zienkiewicz, Taylor et Zhu (2005, p. 189), les déformations peuvent être exprimées en fonction des déplacements :

$$\{\varepsilon\} = [S]\{u\} \tag{3.4}$$

Dans l'équation (3.4), la matrice $[S]$ est la même que dans l'équation (3.2).

Par la méthode des éléments finis, il est possible de trouver une solution approximée à l'équation différentielle (3.2). Tout d'abord, le domaine doit être discrétisé en éléments finis comportant chacun un certain nombre de nœuds, dépendamment du type d'élément utilisé. Ensuite, en utilisant la méthode des résidus pondérés, il est possible de trouver la formulation variationnelle faible du problème. À l'aide de celle-ci et de la méthode des puissances virtuelles, le système matriciel servant à approximer l'équation différentielle de base à l'aide des éléments finis peut être trouvé. Tel que montré dans le livre de Zienkiewicz, Taylor et Zhu (2005, p. 205) et le livre de Fish et Belytschko (2007, p. 227), le système matriciel pour un problème statique est le suivant :

$$[K]\{u\} + \{F\} = 0 \tag{3.5}$$

$$[K] = \sum_e [K_e] = \sum_e \int_{\Omega_e} [B^e]^t [D][B^e] d\Omega \tag{3.6}$$

où $[\mathrm{B}^e]$ $est\ la\ matrice\ déformations - déplacements$

$$\{F\} = \sum_e f_\Omega^e - \sum_e f_\Gamma^e = \sum_e \int_{\Omega_e} [N^e]^t \{b\}\, d\Omega - \sum_e \int_{\Gamma_e} [N^e]^t \bar{t}\, d\Gamma \tag{3.7}$$

Dans l'équation (3.6), il est possible de constater que la matrice de rigidité globale $[K]$ est l'assemblage des matrices de rigidité élémentaires $[K_e]$. Dans l'équation (3.7), le terme f_Ω^e est le vecteur de force de corps élémentaire et le terme f_Γ^e est le vecteur de conditions aux frontières lié aux forces externes. Le livre de Dhatt et al. (2005, p. 216) explique qu'en mécanique du solide, il y a généralement deux types de condition aux frontières. Les forces externes sont de type Neumann et les déplacements imposés aux nœuds sont de type Dirichlet.

3.2.2 Systèmes transitoire et dynamique

Tel que mentionné dans le livre de Dhatt et al. (2005, p. 429), lors de l'analyse par éléments finis dynamique, les équations matricielles différentielles à résoudre pour un système du premier et du second ordre sont respectivement :

$$[C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \tag{3.8}$$

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \tag{3.9}$$

Pour un système structurel, [M] désigne la matrice de masse, [C] la matrice d'amortissement, [K] la matrice de rigidité, $\{F\}$ le vecteur des sollicitations et $\{u\}$ le vecteur solution à un instant donné. Pour un système du premier ordre, le terme contenant la dérivée seconde du vecteur solution est inexistant.

La matrice de rigidité $[K]$ et le vecteur de sollicitations $\{F\}$ sont déterminés de la même façon qu'en analyse par éléments finis statiques. Ils proviennent de l'assemblage des matrices élémentaires de rigidité $[K]^e$ et des vecteurs de sollicitations élémentaires $\{f\}^e$. Les

matrices $[C]$ et $[M]$ sont assemblées à partir des matrices élémentaires suivantes, provenant du livre de Zienkiewicz, Taylor et Zhu (2005, p. 565):

$$[C]_{ab}^{e} = \int_{\Omega_e} N_a^T \cdot \mu \cdot N_b d\Omega \tag{3.10}$$

$$[M]_{ab}^{e} = \int_{\Omega_e} N_a^T \cdot \rho \cdot N_b d\Omega \tag{3.11}$$

$Avec\ N = Fonctions\ de\ forme\ de\ l'élément, \Omega_e = Domaine\ de\ l'élément,$
$\mu = Coeficient\ de\ friction\ caractérisant\ les\ efforts\ de\ frottement\ par\ rapport$
$aux\ efforts\ normaux\ et\ \rho = Masse\ volumique$

Pour un système linéaire, les matrices $[M]$, $[C]$, $[K]$ et le vecteur $\{f\}$ ne dépendent pas du vecteur $\{u\}$ ou de ses dérivées. De plus, dans plusieurs systèmes physiques, les propriétés physiques sont indépendantes du temps, ce qui veut dire que les matrices $[M]$, $[C]$ et $[K]$ ne changent pas en fonction du temps. Pour un système non linéaire, les matrices $[M]$, $[C]$ et $[K]$ peuvent dépendre du vecteur solution $\{u\}$ ou de ses dérivées, tel qu'expliqué dans le livre de Dhatt et al. (2005, p. 429).

Le problème est discrétisé dans l'espace par la méthode des éléments finis et la dimension temporelle est discrétisée par la méthode des différences finies. Pour résoudre l'équation différentielle, il existe quelques méthodes d'intégrations directes. Ces méthodes peuvent être classées selon leur nature explicite, implicite ou semi-implicite.

3.2.2.1 Méthodes d'intégration directe d'un système du premier ordre

Les méthodes d'Euler sont utilisées pour résoudre les systèmes du premier ordre. Il existe une méthode explicite, implicite et semi-implicite.

Méthode d'Euler explicite

Tel que mentionné dans le livre de Dhatt et al. (2005, p. 431), pour un système de premier ordre, l'équation différentielle peut être réorganisée comme suit :

$$\{\dot{U}\} = \{f(\{U\}, t)\} \tag{3.12}$$

$$\{f\} = [C]^{-1}(\{F\} - [K]\{U\}) \tag{3.13}$$

Il est possible de discrétiser $\{\dot{U}\}$ à l'instant t avec la formule de différences finies décentrée à gauche, Dhatt et al. (2005, p. 431):

$$\{\dot{U}(t)\} = \{\dot{U}_t\} \approx \frac{1}{\Delta\, t}(\{U_{t+\Delta t}\} - \{U_t\}) \tag{3.14}$$

En insérant l'équation (3.12) dans l'équation (3.14), on obtient :

$$\{U_{t+\Delta t}\} = \{U_t\} + \Delta\, t\{f(\{U\}, t)\} \tag{3.15}$$

L'équation (3.15) est une formule de récurrence d'Euler, elle est dite explicite, car la fonction $\{f\}$ ne dépend pas de $\{U_{t+\Delta t}\}$, Dhatt et al. (2005, p. 431)

En réorganisant l'équation (3.13) pour éviter l'inversion de la matrice $[C]$, l'équation suivante est obtenue :

$$[C] \cdot \{U_{t+\Delta t}\} = \Delta\, t\{F_t\} + ([C] - \Delta\, t[K])\{U_t\} \tag{3.16}$$

La stabilité de la méthode d'Euler explicite dépend du pas de temps $\Delta\, t$, celui-ci doit être inférieur à une valeur de $\Delta\, t$ critique.

Dans le cas d'un problème non linéaire, dans lequel la matrice de rigidité $[K]$ est en fonction du vecteur $\{U\}$, la méthode d'Euler explicite s'applique directement. En effet, les équations

Rapport-Gratuit.com

sont développées au temps t, il est donc possible de calculer $[K]$ à partir de $\{U\}$ qui est connu, Dhatt et al. (2005, p. 436).

Méthode d'Euler implicite

Dans la méthode d'Euler implicite, on écrit l'équation (3.8) à l'instant $t + \Delta t$ en utilisant la formule des différences finies décentrées à droite, tiré du livre de Dhatt et al. (2005, p. 436) :

$$\{\dot{U}_{t+\Delta t}\} \approx \frac{1}{\Delta t}(\{U_{t+\Delta t}\} - \{U_t\}) \tag{3.17}$$

La formule de récurrence d'Euler implicite est la suivante, Dhatt et al. (2005, p. 437) :

$$\{U_{t+\Delta t}\} = \{U_t\} + \Delta t\{f(\{U_{t+\Delta t}\}, t + \Delta t)\} \tag{3.18}$$

Il est possible de remarquer que la fonction $\{f\}$ fait intervenir le vecteur inconnu $\{U_{t+\Delta t}\}$.
En utilisant la formule de récurrence, la solution approximée de l'équation différentielle de base devient :

$$([C] + \Delta t[K])\{U_{t+\Delta t}\} = \Delta t\{F_{t+\Delta t}\} + [C]\{U_t\} \tag{3.19}$$

La méthode d'Euler implicite est inconditionnellement stable. Dans le cas de problèmes non linéaires dans lesquels $[K]$ est en fonction de $\{U\}$, une méthode itérative doit être utilisée, car le vecteur $\{U_{t+\Delta t}\}$ n'est pas connu, Dhatt et al. (2005, p. 440).

Méthode d'Euler Semi- implicite

Dans la méthode d'Euler semi-implicite, l'équation (3.8) est écrite à l'instant $t + \alpha\Delta t$. Le paramètre α varie de 0 à 1. La solution approximée de l'équation différentielle de base est la suivante :

$$\begin{gathered}([C] + \alpha\Delta t[K])\{U_{t+\Delta t}\} = \\ \alpha\Delta t\{F_{t+\Delta t}\} + (1-\alpha) \vartriangle t\{F_t\} + ([C] - (1-\alpha) \vartriangle t[K])\{U_t\}\end{gathered} \tag{3.20}$$

Il est possible de remarquer que si $\alpha = 0$, la méthode d'Euler explicite est utilisée et si $\alpha = 1$, la méthode d'Euler implicite est utilisée. La méthode d'Euler semi-implicite est stable à la condition que le pas de temps soit en dessous d'un pas de temps minimal. Dans le cas d'un problème non linéaire, un algorithme itératif doit être utilisé pour résoudre l'équation différentielle, Dhatt et al. (2005, p. 443)

3.2.2.2 Méthode d'intégration d'un système du second ordre

Les problèmes structurels sont modélisés selon un système du second ordre. Il existe quelques méthodes d'intégration explicite et implicite pour résoudre les systèmes du second ordre. Lors des simulations de systèmes dynamiques explicites dans ANSYS® Inc (2011), les solveurs AUTODYN et LS-DYNA utilisent la méthode d'intégration explicite des différences finies centrales. Dans le module d'analyse structurelle transitoire, les méthodes d'intégration implicite de Newmark et de Newton-Raphson sont utilisées respectivement pour les problèmes linéaires et non linéaires, ANSYS® (2011b).

Méthode des différences finies centrales

Tel que son nom l'indique, la méthode des différences finies centrales utilise la formule de différences finies centrées pour effectuer l'approximation des termes des dérivées du premier et du second ordre du vecteur de déplacement au temps t. En réorganisant les équations du livre de Dhatt et al. (2005, p. 466), la solution approximée de l'équation différentielle du second ordre est la suivante :

$$\left([M] + \frac{\Delta t}{2}[C]\right)\{U_{t+\Delta t}\} = \Delta t^2\{F_t\} + [M](2\{U_t\} - \{U_{t-\Delta t}\}) + \frac{\Delta t}{2}[C]\{U_{t-\Delta t}\} - \Delta t^2[K]\{U_t\} \tag{3.21}$$

La méthode est explicite et n'est stable que si le pas de temps ne dépasse pas le pas de temps minimal. Celui-ci est calculé en fonction de la longueur de l'élément le plus petit et de la vitesse du son dans l'élément. Les équations suivantes, tirées de la documentation du logiciel ANSYS® (2011b), montrent comment trouver le pas de temps minimal.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

$$\Delta t_{min} \leq \left[\frac{h}{c}\right]_{min} \tag{3.22}$$

$$c = \sqrt{\frac{E}{(1-\nu^2)\cdot\rho}} \tag{3.23}$$

$$avec\ h = \ longueur\ caractéristique\ d'un\ élément,$$
$$\nu = coefficient\ de\ poisson,$$
$$\rho = masse\ volumique\ et\ E = Module\ de\ Young$$

Dans les équations (3.22) et (3.23), il est possible de remarquer qu'en augmentant la masse volumique, le paramètre « c » diminue, ce qui permet d'augmenter le pas de temps minimal. Lorsque le pas de temps minimal augmente, le temps de simulation diminue. C'est pourquoi l'outil de mise à l'échelle de la masse est disponible dans ANSYS® Inc (2011). En augmentant la densité de tous les éléments ou seulement des éléments les plus petits, le pas de temps minimal augmente. Par contre, l'augmentation de la masse de certains éléments modifie le problème de départ. Il est important de ne pas ajouter trop de masse dans un système dont le facteur inertiel est significatif, car l'inertie sera modifiée.

3.2.3 Types d'éléments

Pour discrétiser le problème d'éléments finis, il existe plusieurs types d'éléments. Parmi les types d'éléments en trois dimensions, on retrouve les éléments solides et les éléments coques.

3.2.3.1 Éléments de type solide en 3D

Les éléments solides les plus communs sont les tétraèdres et les hexaèdres, aussi appelés briques. Les tétraèdres permettent de modéliser des formes plus complexes, mais pour la même densité de maillage, le maillage par tétraèdres requiert plus de nœuds et plus d'éléments, ce qui augmente le temps de calcul. Pour un système dynamique explicite, le pas de temps minimal est souvent plus faible lorsque le maillage comporte des tétraèdres. Pour

ces raisons, il est plus avantageux d'utiliser des éléments hexaédriques dans les analyses dynamiques explicites lorsque cela est possible. L'élément hexaédrique le plus simple est l'élément trilinéaire à 8 nœuds. Celui-ci possède un nœud dans chaque coin et les fonctions d'interpolation entre deux nœuds sont linéaires. Il existe aussi des éléments hexaédriques quadratiques à 20 et à 27 nœuds, qui sont plus précis. Par contre, le temps de calcul est augmenté parce qu'il y a plus de nœuds. Tel que mentionné dans le chapitre 5 du livre de Wu et Gu (2012), l'élément brique à 8 nœuds est le plus couramment utilisé pour les systèmes dynamiques explicites.

3.2.3.2 Éléments de type coque

Pour modéliser les pièces de faible épaisseur ou les pièces tubulaires à paroi mince, il est souvent avantageux d'utiliser des éléments coques. En effet, les éléments solides demanderaient plusieurs éléments dans l'épaisseur, ce qui augmenterait le temps de calcul. Dans l'article de Xu et al. (2012), il est mentionné que les tubes comportant un rapport entre le rayon du tube et l'épaisseur de la paroi de plus de 10 sont définis comme étant des tubes à paroi mince. L'article de Sadowski et Rotter (2013) démontre que l'utilisation d'éléments de type coque mince donne une précision raisonnable pour les tubes à paroi mince. Par contre, les auteurs mentionnent que pour modéliser la réponse ductile, il est mieux d'utiliser des éléments de type coque épaisse.

L'élément « Shell163 » est l'élément coque qui doit être utilisé pour les analyses par éléments finis dynamiques à l'aide d'ANSYS/LS-DYNA. Tel que mentionné dans la documentation du logiciel ANSYS® (2011a), cet élément comporte 4 nœuds qui possèdent chacun 12 degrés de liberté. Les degrés de liberté sont les translations, les vitesses et les accélérations selon les axes x, y et z et les rotations autour des axes x, y et z. Pour ce type d'élément, il existe plusieurs formulations. Dans ANSYS® Inc (2011), 12 formulations différentes sont disponibles. Certaines de celles-ci utilisent une méthode d'intégration réduite qui permet de diminuer le temps de calcul, mais qui ne donnent pas de bons résultats dans des problèmes où l'élément subit beaucoup de distorsion. Pour les problèmes de formage de

métaux comportant beaucoup de distorsion, les formulations « Belytschko-Wong-Chiang » et « Fully integrated Belytschko-Tsay » sont recommandées. La formulation « Belytschko-Wong-Chiang » utilise une méthode d'intégration réduite à un point avec contrôle de l'effet sablier. Ce phénomène doit être minimisé pour que les résultats de simulation soient valides. La formulation « Fully integrated Belytschko-Tsay » utilise une méthode d'intégration complète à quatre points dans le plan, elle ne requiert pas de contrôle de l'effet sablier.

3.3 Résumé de la revue de littérature

Dans cette revue de littérature, le procédé de cintrage par enroulement a été décrit. Ce procédé comporte plusieurs aspects qui sont semblables à l'enroulement hélicoïdal d'un tube sur une pièce cylindrique. Les difficultés rencontrées dans le cintrage par enroulement, tel que la distorsion de la section, sont susceptibles d'être rencontrées lors de l'enroulement hélicoïdal. Par contre, les solutions trouvées pour minimiser ces difficultés ne s'appliquent pas nécessairement au procédé utilisé lors de ce projet. Par exemple, comme l'enroulement doit se faire en continu et implique un tube très long, il serait impossible d'utiliser un mandrin interne.

En utilisant l'équation (3.1), il est possible de calculer le coefficient de difficulté de pliage pour les différents cas du projet. Le Tableau 4 montre les différents coefficients de difficulté de pliage des modèles à étudier dans ce projet. Tel que mentionné précédemment, un modèle comportant un coefficient de difficulté supérieur à 10 donnerait de grands défauts lors du procédé de cintrage par enroulement sans mandrin interne pour un pli à 90°. Lors de l'enroulement hélicoïdal, le pli se fait sur plusieurs tours selon un certain pas, ce qui risque d'augmenter la difficulté.

Tableau 4 : Coefficient de difficulté de pliage des modèles du projet

Modèle	**Coefficient de difficulté (BF)**
Tube ¾ po, mandrin 4 po	8.5
Tube ¾ po, mandrin 3 po	11.3

Dans la section 3.2, la méthode des éléments finis a été présentée. Comme l'enroulement hélicoïdal est un procédé qui engendre de grandes déformations, le modèle dynamique explicite sera utilisé pour modéliser le procédé. La section 3.2.3.2 mentionne que les tubes à paroi mince peuvent être modélisés par des éléments coques.

CHAPITRE 4

MODÈLE D'ÉLÉMENTS FINIS

Tel que mentionné précédemment, la géométrie de base à enrouler doit être déterminée de sorte à obtenir une section du tube serpentin enroulé acceptable. Étant donné que ce processus risque de nécessiter plusieurs itérations, un modèle d'éléments finis a été développé pour simuler l'enroulement.

4.1 Matériau utilisé

Pour développer un modèle d'éléments finis qui donne des résultats cohérents avec les tests expérimentaux, il est primordial de bien modéliser les propriétés mécaniques du matériau utilisé. Afin de connaître les propriétés d'élasticité et de plasticité du cuivre recuit qui sera utilisé pour le tube serpentin, des essais de traction ont été effectués sur des échantillons de celui-ci. Ensuite, une loi de puissance a été sélectionnée pour modéliser la courbe d'essai de traction.

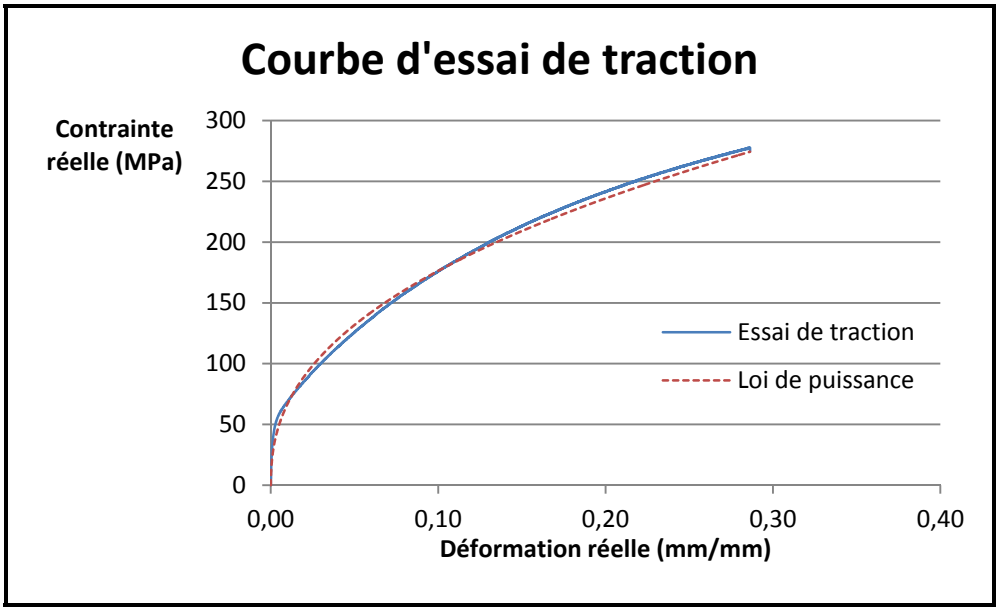

Figure 6 : Courbe d'essai de traction et modèle du matériau représenté par loi de puissance

Sur la Figure 6, la courbe d'essai de traction et le modèle du matériau représenté par loi de puissance sont montrées. Il est possible de remarquer que la courbe modélisée par loi de puissance est très proche de la courbe d'essai de traction. En effet, le coefficient de détermination R^2 est de 0.9894. L'équation (4.1) a été utilisée pour tracer la courbe de la loi de puissance. Elle donne la contrainte réelle σ, en MPa, en fonction de la déformation réelle ε. Cette équation est utilisée pour définir les propriétés du matériau du tube serpentin dans les simulations par la méthode des éléments finis. Dans le modèle d'éléments finis, le tuyau central et les pièces servant à guider le tube serpentin sont modélisés avec un comportement rigide.

$$\sigma = 464\varepsilon^{0.42} \tag{4.1}$$

4.2 Explication du modèle d'éléments finis pour l'enroulement

Pour confirmer qu'un modèle d'éléments finis donne des résultats cohérents avec la réalité, une comparaison des résultats de simulation avec des résultats de tests expérimentaux doit être effectuée. Le test expérimental le plus simple à réaliser est l'enroulement d'un tube circulaire. C'est pourquoi le modèle d'éléments finis simule l'enroulement d'un tube circulaire sur un tuyau central. Les dimensions du tube serpentin et du tuyau central correspondent à la catégorie de modèle #1 dans le Tableau 3 à la page 5. Le solveur dynamique explicite LS-DYNA est utilisé dans le logiciel ANSYS® Inc (2011).

4.2.1 Géométrie du modèle

Pour modéliser l'enroulement, quatre pièces sont requises dans le modèle d'éléments finis : le tube serpentin, le tuyau central, une pièce fixée sur le tube serpentin qui est entrainée par le tuyau central et une bague qui guide le tube serpentin. La Figure 7 montre les pièces modélisées pour la simulation. Sur celle-ci, les surfaces médianes du tube serpentin, du tuyau central et de la bague de guidage sont montrées. La partie permettant au tuyau central d'entrainer le tube serpentin est encerclée sur la figure et nommée pièce d'entrainement. Sur la Figure 8, certaines surfaces du tuyau central ont été cachées pour permettre de bien voir la

pièce d'entrainement. Il est possible de constater que celle-ci pénètre dans une poche prévue à cet effet dans le tuyau central. Lorsque celui-ci commence à tourner, le tube serpentin est entrainé et il commence à s'enrouler sur le tuyau central.

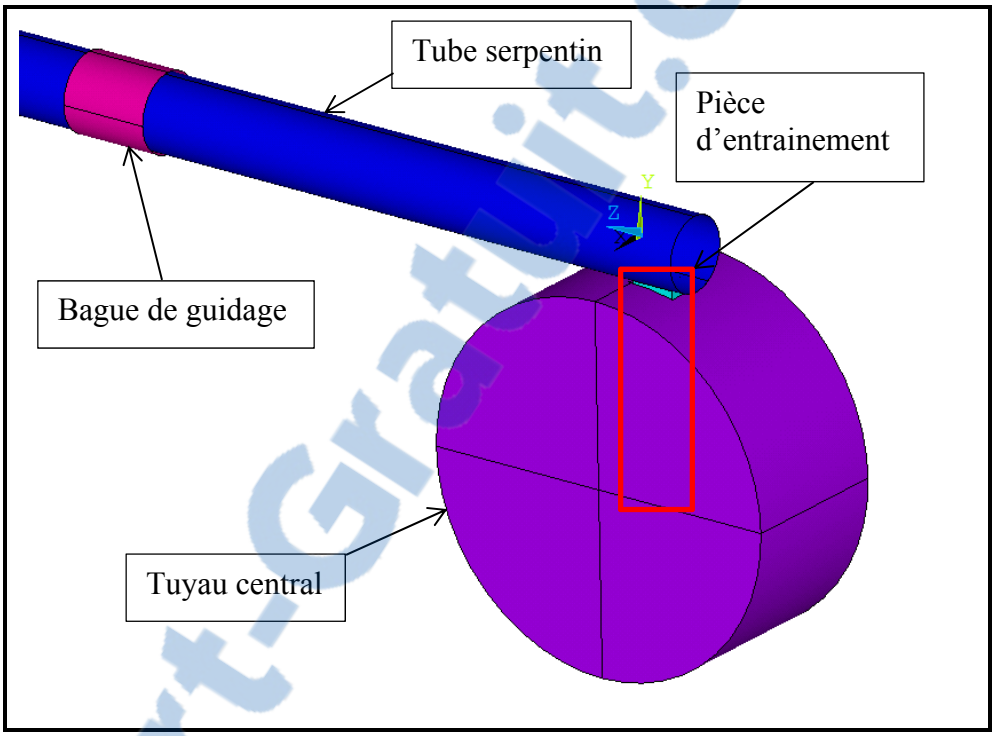

Figure 7 : Géométrie du modèle d'éléments finis

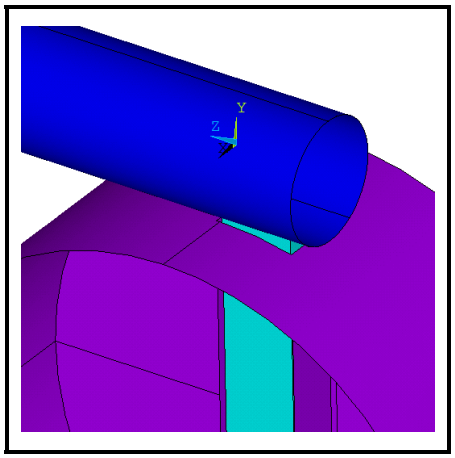

Figure 8 : Agrandissement pièce d'entrainement

Rapport-Gratuit.com

4.2.2 Contacts, charges et conditions frontière

Tel que mentionné précédemment, la pièce d'entrainement est fixée sur le tube serpentin. En effet, ces deux pièces partagent des nœuds communs à la surface du tube. Pour définir les autres contacts, la méthode automatique des nœuds sur surface a été utilisée. Le Tableau 5 montre les différents contacts définis ainsi que leur coefficient de friction. La valeur du coefficient de friction entre le tube serpentin et la bague de formage a été déterminée avec un test de glissement entre du cuivre et du plastique UHMW. L'autre valeur de coefficient de friction est la valeur trouvée dans Blau (1992) pour le contact entre deux pièces en cuivre.

Tableau 5 : Liste de contacts définis

Pièce du groupe de nœuds de contact	**Pièce cible**	**Coefficient de friction**
Bague de guidage	Tube serpentin	0.2
Tuyau central	Tube serpentin	0.55
Tuyau central	Pièce d'entrainement	0.55

En ce qui concerne les charges et les conditions aux frontières, les déplacements et les rotations du tube serpentin sont seulement contraints par les contacts. La bague de guidage est fixe. Pour ce qui est du tuyau central, ses déplacements selon tous les axes sont fixes, et la seule rotation permise est par rapport à son axe central. Une vitesse de rotation est définie selon cet axe. Lorsque le tuyau central tourne, il entraine le tube serpentin à l'aide de la pièce d'entrainement. La vitesse de rotation et le temps de simulation sont ajustés pour que le tuyau central effectue un tour.

4.2.3 Maillage et pas de temps

Le maillage et le pas de temps sont deux paramètres qui ont une influence sur les résultats de simulation et sur le temps de calcul. Tel que mentionné dans la section 3.2.2, lorsqu'une simulation dynamique utilise une méthode explicite, un pas de temps minimal doit être

respecté pour que la simulation soit stable. La méthode de mise à l'échelle de masse peut être utilisée pour augmenter ce pas de temps minimal. Aussi, lorsque le maillage est plus fin, le pas de temps minimal diminue. Lors du démarrage d'une simulation avec ANSYS/LS-DYNA, le logiciel détermine aussi un pas de temps minimal pour que les contacts soient respectés. Selon les essais effectués, ce pas de temps doit être respecté pour que les résultats soient cohérents avec la réalité au niveau des zones de contact. Tel que mentionné dans la section 3.2.3, il est possible de modéliser une pièce tubulaire avec des éléments coques ou des éléments solides. Pour être en mesure d'effectuer une comparaison, les deux méthodes ont été testées. Par contre, dans tous les cas, la bague de guidage et le tuyau central sont maillés avec des éléments coques et un comportement du corps rigide.

4.2.3.1 Maillage en éléments coques

Le tube serpentin a été maillé à l'aide d'éléments coques avec la formulation « Fully integrated Belytschko-Tsay » qui est recommandée lorsque la distorsion de l'élément est élevé. Après plusieurs essais, il a été déterminé que les résultats étaient meilleurs lorsque le rapport entre la longueur et la largeur de l'élément coque rectangulaire était égal à 1. Une analyse de convergence du maillage a été effectuée pour déterminer la taille d'éléments la plus grande qui donne un résultat qui converge. La Figure 9 montre une vue de côté du modèle après l'enroulement. Pour comparer les différents résultats, une section de coupe selon le plan de coupe montré sur la figure a été effectuée.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

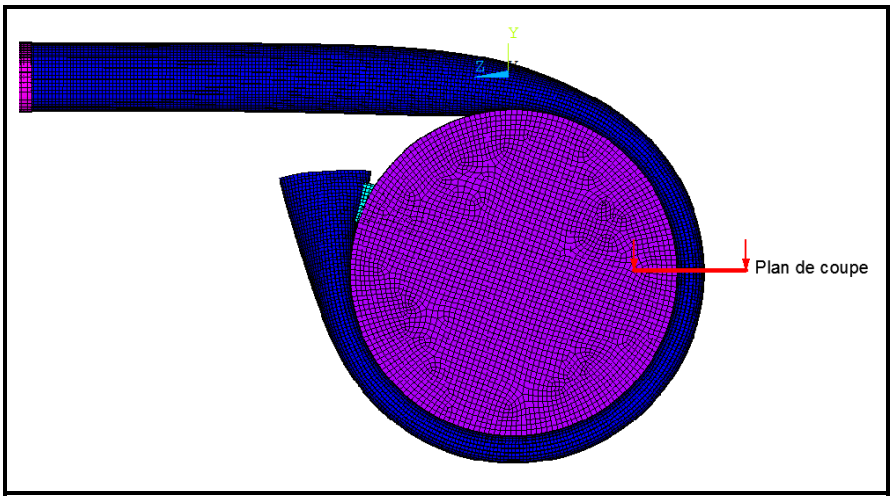

Figure 9 : Vue de côté du résultat d'enroulement du modèle utilisant des éléments coque

Les résultats utilisés pour comparer les différents modèles lors de l'analyse de convergence sont la largeur et la hauteur de la section de coupe ainsi que l'écart maximal entre la paroi du dessous de la section du tube serpentin et le tuyau central. Sur la Figure 10, il est possible de voir ces trois résultats dimensionnels. La taille des éléments du modèle montré est de 0.045 po, ce qui est égal à l'épaisseur de la paroi du tube serpentin.

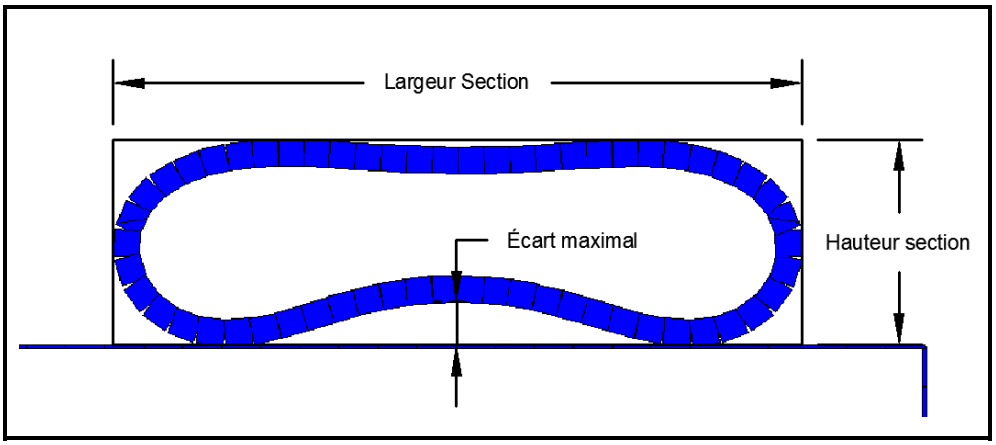

Figure 10 : Section de coupe du résultat d'enroulement du modèle utilisant des éléments coque de taille 0.045 po

Lors de l'analyse de convergence, trois tailles d'éléments ont été testées. Les tailles d'éléments correspondent à des fractions de l'épaisseur de la paroi du tube. Le Tableau 6

résume les résultats obtenus avec les différents maillages testés. Les pourcentages d'écart entre les résultats ont été calculés.

Tableau 6 : Analyse convergence avec éléments coques

Taille des éléments (po)	Nombre de nœuds	Largeur Section (po)	% Écart	Hauteur Section (po)	% Écart	Écart maximal (po)	% Écart
0.045	44074	1.175	N/A	0.351	N/A	0.074	N/A
0.0225	172923	1.187	1.02%	0.338	-3.70%	0.076	2.70%
0.015	385064	1.182	-0.42%	0.343	1.48%	0.084	10.53%

Dans le tableau, il est possible de constater que presque tous les pourcentages d'écart se situent à l'intérieur de 5%. En effet, la seule valeur qui est supérieure à 5% est pour l'écart maximal entre la paroi inférieure du tube serpentin et le tuyau central lorsque le maillage est très fin. Dans le deuxième maillage testé, cet écart est de 0.076 po, ce qui représente environ 1.7 fois la valeur de l'épaisseur de la paroi. Dans le troisième maillage, cet écart est de 0.084 po, ce qui représente environ 1.87 fois la valeur de l'épaisseur de la paroi. Pour que le temps de calcul soit raisonnable avec le maillage très fin, la méthode de mise à l'échelle de masse a été utilisée. L'utilisation de cette méthode pourrait avoir influencé le résultat au niveau des zones de contact.

4.2.3.2 Maillage en éléments solides

Dans le deuxième modèle, des éléments solides cubiques à 8 nœuds ont été utilisés pour mailler le tube serpentin. Encore une fois, une analyse de convergence du maillage a été effectuée sur les résultats dimensionnels montrés sur la Figure 11. Selon les essais effectués, un minimum de 2 éléments dans l'épaisseur est requis pour avoir un résultat stable.

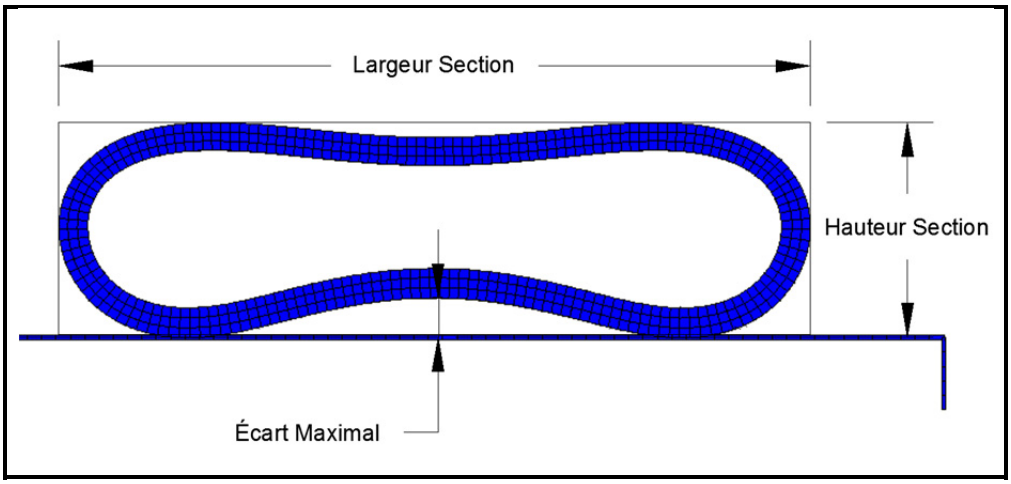

Figure 11 : Section de coupe du résultat d'enroulement du modèle utilisant des éléments solides de taille 0.015 po

Encore une fois, pour avoir un ratio d'élément égal à 1, les dimensions selon les trois axes des éléments utilisés pour mailler le tube sont égales. Le Tableau 7 montre les résultats obtenus lors de l'analyse de convergence du maillage.

Tableau 7 : Analyse convergence avec éléments solides cubiques

Taille des éléments (po)	**Nombre de nœuds**	**Largeur Section (po)**	**% écart**	**Hauteur Section (po)**	**% écart**	**Écart maximal (po)**	**% écart**
0.0225	405430	1.175	N/A	0.336	N/A	0.065	N/A
0.015	1167398	1.180	0.43%	0.337	0.30%	0.061	-6.15%

Les données dans le tableau montrent que la largeur et la hauteur de la section convergent. Par contre, le pourcentage d'écart entre les résultats obtenus pour l'écart maximal entre la paroi du dessous du tube serpentin et le tuyau central est plus grand que 5%.

4.3 Validation du modèle de simulation par test expérimental

Pour confirmer que le modèle d'éléments finis donne des résultats cohérents avec la réalité, un test d'enroulement expérimental a été effectué à l'aide d'un banc de test décrit dans le

chapitre suivant. Pour être en mesure de comparer les résultats du test avec les résultats de simulation, un tube circulaire a été enroulé sur un tuyau central. Les dimensions du tube serpentin et du tuyau central correspondent aux dimensions utilisées dans les simulations. Après l'enroulement, le tube serpentin a été coupé pour pouvoir analyser la section.

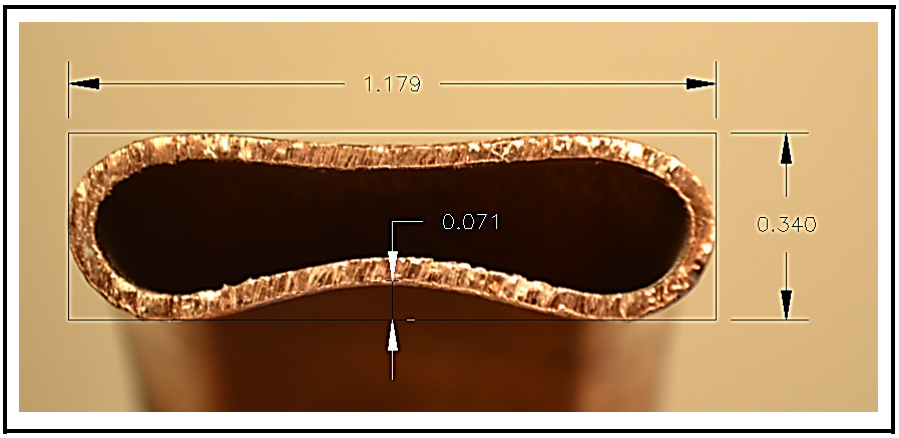

Figure 12 : Section du test d'enroulement de tube circulaire

La Figure 12 montre la section de coupe du tube serpentin après enroulement. La largeur et la hauteur de la section, ainsi que l'écart maximal entre la paroi inférieure du tube serpentin et le tuyau central y sont montrés. Il est possible de constater que la géométrie ressemble beaucoup aux résultats des simulations. Le Tableau 8 résume les résultats dimensionnels du test expérimental et des simulations par éléments coques et solides. Pour être en mesure de confirmer que les résultats obtenus dans les simulations sont justes, les pourcentages d'erreur par rapport au test expérimental ont été calculés. Le Tableau 9 montre les valeurs absolues de ces pourcentages d'erreur. Les données confirment que tous les maillages ont donné un pourcentage d'erreur inférieur à 5% sur la hauteur et la largeur de la section. Par contre, pour l'écart maximal entre la paroi inférieure du tube et le tuyau central, le maillage utilisant des éléments coques de taille 0.045 po est le seul qui donne un pourcentage d'erreur inférieur à 5%.

Tableau 8 : Comparaison entre test expérimental et simulations

Test Expérimental		**Largeur Section (po)**	**Hauteur Section (po)**	**Écart maximal (po)**
		1.179	0.340	0.071
Simulations				
Type d'éléments	Taille des éléments (po)	Largeur Section (po)	Hauteur Section (po)	Écart maximal
Coque	0.045	1.175	0.351	0.074
Coque	0.0225	1.187	0.338	0.076
Coque	0.015	1.182	0.343	0.084
Solide	0.0225	1.175	0.336	0.065
Solide	0.015	1.180	0.337	0.061

Tableau 9 : Pourcentages d'erreur par rapport au test expérimental

Type d'éléments	**Taille des éléments (po)**	**% Erreur Largeur Section**	**% Erreur Hauteur Section**	**% Erreur Écart Maximal Milieu Section**
Coque	0.045	0.34%	3.24%	4.23%
Coque	0.0225	0.68%	0.59%	7.04%
Coque	0.015	0.25%	0.88%	18.31%
Solide	0.0225	0.34%	1.18%	8.45%
Solide	0.015	0.08%	0.88%	14.08%

Certains paramètres du test expérimental n'ont pas été inclus dans le modèle d'éléments finis. Par exemple, l'effet de la gravité a été négligé dans les modèles de simulation. Aussi, le tube serpentin utilisé lors du test d'enroulement provenait d'une bobine, tandis que dans le modèle d'éléments finis, le tube de base était droit. L'effort requis pour dérouler la bobine pourrait avoir eu un effet sur les résultats. Dans ces conditions, des pourcentages d'erreur inférieurs à 5% entre les résultats numériques et expérimentaux sont acceptables. Le modèle d'éléments finis utilisant des éléments coques de taille 0.045 po est donc assez précis pour prédire la déformation du tube lors de l'enroulement.

4.4 Comparaison entre éléments coque et éléments solide

Selon les résultats présentés, il a été confirmé que l'utilisation d'éléments coque était adéquate pour modéliser le tube serpentin. Pour déterminer le type d'élément le plus avantageux à utiliser, plusieurs facteurs peuvent être analysés. Tout d'abord, la cohérence entre les résultats de la simulation et du test expérimental est importante. Ensuite, le temps de calcul et la charge de travail pour l'ordinateur ont une influence sur le choix du type d'éléments. Le temps de calcul dépend de la performance de l'ordinateur utilisé. Pour comparer cette donnée, chaque simulation doit être effectuée sur le même ordinateur. Pour déterminer la charge de travail requise par l'ordinateur, le nombre de nœuds et le nombre d'éléments du modèle peuvent être utilisés. La mémoire requise pour effectuer la simulation peut aussi être utilisée pour quantifier la charge de travail de l'ordinateur. Lors du départ d'une simulation, LS-DYNA donne le nombre de mots de mémoire requis pour effectuer les calculs du modèle. Dans le livre de Harris et Harris (2007, p. 13), il est expliqué que selon l'architecture du processeur dans l'ordinateur utilisé, un mot de mémoire équivaut à un certain nombre de bits de données transférées. Par exemple, sur un ordinateur ayant un processeur d'architecture 64 bits, un mot équivaut à 64 bits de données, ce qui est égal à 8 octets. Pour déterminer le type d'élément et le maillage le plus avantageux à utiliser, la précision des modèles, le temps de calcul et la charge de travail requise par l'ordinateur ont été comparés. Pour déterminer la précision des modèles, la moyenne des pourcentages d'erreur présentés dans le Tableau 9 a été calculée pour chaque modèle. Le Tableau 10 résume les résultats obtenus pour chacun des modèles. Tout d'abord, le modèle qui donne les résultats les plus près des résultats du test expérimental est le modèle maillé avec les éléments coques de taille 0.045 po. De plus, pour une précision similaire, les modèles maillés avec des éléments cubiques solides utilisent un plus grand nombre d'éléments, de nœuds et demandent plus de mémoire. Pour ce qui est du temps de calcul, celui-ci est semblable pour les deux types d'éléments lorsque leur taille est identique. Par contre, le maillage en éléments solides ne donne pas des résultats cohérents lorsque la taille des éléments est supérieure à la moitié de l'épaisseur de la paroi. Selon ces résultats, le modèle maillé avec des éléments coques de taille 0.045 po est le plus avantageux des modèles testés.

Tableau 10 : Comparaison entre éléments coques et solides

Type d'éléments	Taille des éléments (po)	% d'erreur moyen par rapport au test expérimental	Nombre d'éléments du modèle	Nombre de nœuds du modèle	Mémoire requise (Go)	Temps de calcul* (heures)
Coque	0.045	2.60%	44013	44074	0.12	6
Coque	0.0225	2.77%	172768	172923	0.47	32.5
Coque	0.015	6.48%	384822	385064	1.04	103.5
Solide	0.0225	3.32%	290658	405430	0.66	28.5
Solide	0.015	5.02%	909407	1167398	1.79	115

* Sur un ordinateur avec processeur Intel i7-3740QM de 2.7 GHz et 8 Go de mémoire vive

4.5 Résumé du chapitre

Dans ce chapitre, le modèle d'éléments finis développé pour modéliser le procédé d'enroulement d'un tube serpentin sur un tuyau central a été décrit. Tout d'abord, la loi de comportement utilisée pour modéliser le matériau du tube serpentin a été présentée. Celle-ci est de type loi de puissance et a été trouvée à l'aide des données d'un essai de traction expérimental. Ensuite, la géométrie du modèle d'éléments finis, les contacts entre les pièces, les charges et les conditions aux frontières ont été présentés. Aussi, une comparaison des résultats obtenus en maillant le tube serpentin avec des éléments coques et avec des éléments solides cubiques a été effectuée. Ces résultats ont aussi été comparés avec les données recueillies lors d'un test d'enroulement expérimental. Il a été conclu que le modèle dans lequel le tube serpentin est maillé avec des éléments coques de taille 0.045 po était le plus avantageux. En effet, celui-ci donne des résultats dimensionnels de la section enroulée qui concordent avec les résultats du test expérimental avec une erreur inférieure à 5%. De plus, c'est le modèle qui requiert le moins de temps de calcul.

CHAPITRE 5

BANC DE TEST D'ENROULEMENT

5.1 Description du banc de test initial

Un banc d'essai d'enroulement a été produit pour être en mesure de réaliser des tests expérimentaux. La Figure 13 montre la modélisation initiale du banc de test d'enroulement.

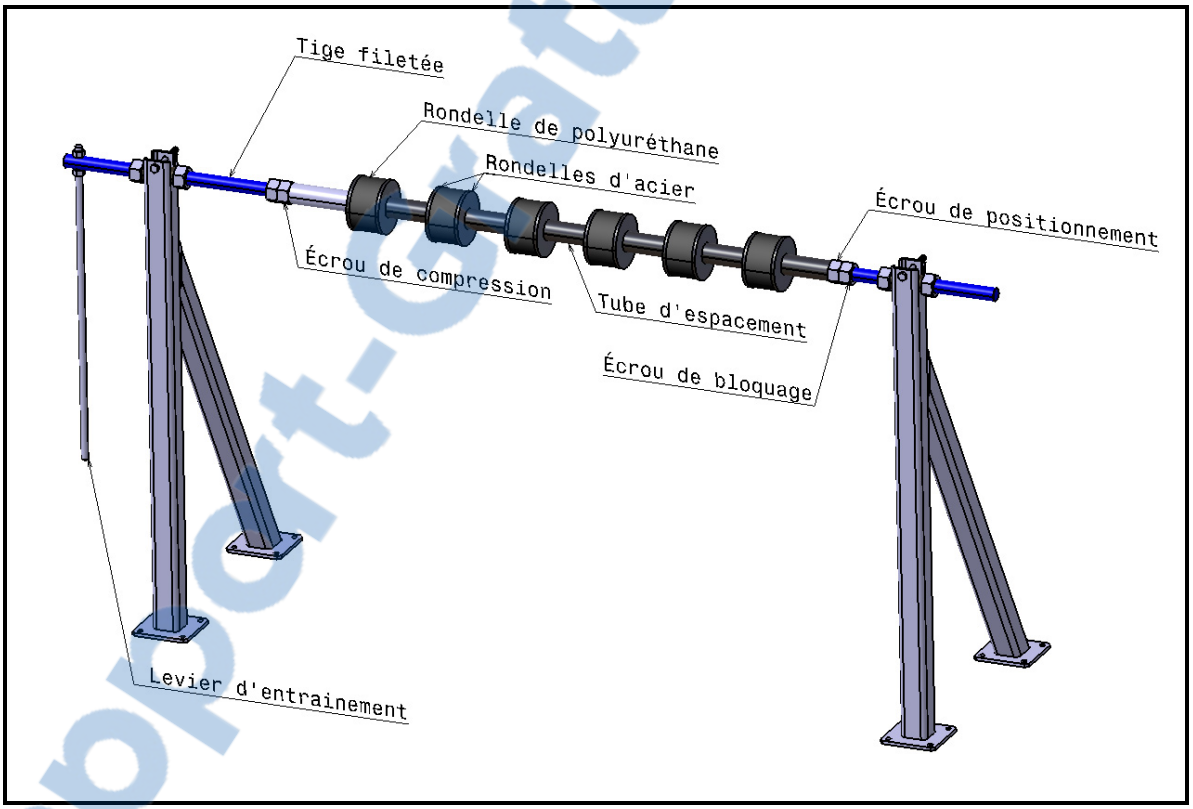

Figure 13 : Modélisation initiale du banc de test d'enroulement

Les différentes pièces composant le banc de test sont pointées sur la figure. L'utilisation d'une tige filetée comme arbre d'entrainement permet d'avoir un montage flexible. En effet, il est possible de positionner les autres pièces par rapport à celle-ci à l'aide d'écrous. Le diamètre des rondelles de polyuréthane et des rondelles d'acier est légèrement plus faible que le diamètre interne du tuyau central à utiliser lors du test d'enroulement, pour permettre à

Rapport-Gratuit.com

celui-ci d'être glissé par-dessus. Lorsque le tuyau central est en place, le serrage de l'écrou de compression permet de comprimer les rondelles de polyuréthane. La compression de celles-ci engendre une expansion de leur paroi extérieure qui va s'appuyer sur la paroi intérieure du tuyau central. Une fois que le tuyau central est bien serré sur les rondelles de polyuréthane, il est possible d'effectuer la rotation de l'ensemble à l'aide du levier d'entrainement. Le levier d'entrainement peut aussi être remplacé par une clé dynamométrique pour permettre de connaître le couple d'enroulement. Le banc de test a été fabriqué et optimisé par M. Alain Cornut.

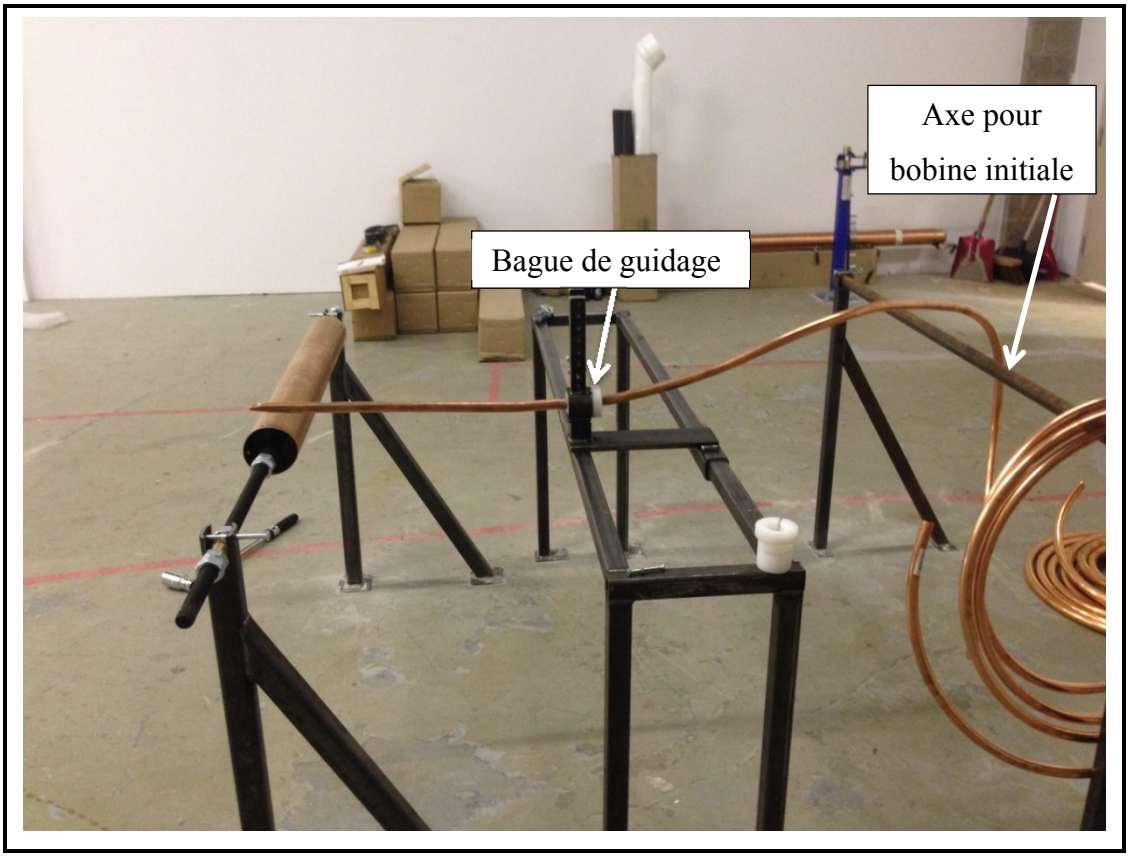

Figure 14 : Photo banc de test d'enroulement

La Figure 14 montre le banc de test d'enroulement, la partie montrée en détail à la Figure 13 se situe à gauche. Le tuyau central est fixé sur les rondelles de polyuréthane et le tube serpentin est fixé sur celui-ci à l'aide d'une vis et d'un écrou. La bague de guidage est installée sur un assemblage soudé qui est en mesure de se déplacer linéairement sur le châssis

central pour permettre d'effectuer un enroulement hélicoïdal. La bobine initiale de tube serpentin est installée sur un axe montré sur le côté droit de la Figure 14.

5.2 Deuxième version du banc de test

Ce banc de test a été utilisé pour tester l'enroulement d'un tube circulaire sur le tuyau central. Tel que mentionné précédemment, l'enroulement d'un tube circulaire ne donne pas un résultat acceptable pour un récupérateur de chaleur. La solution envisagée était de préformer le tube serpentin initial selon une géométrie qui permet de respecter les critères d'efficacité énergétique et de perte de charge mentionnés dans la section 1.3. Cette géométrie préformée, ainsi que le processus pour la déterminer, sont décrits dans le chapitre 6.

Le banc de test d'enroulement a été modifié pour permettre l'utilisation d'une bague de formage permettant de préformer le tube serpentin avant de l'enrouler. La Figure 15 montre une vue isométrique de la bague de formage. L'entrée de celle-ci est de forme circulaire et la sortie est basée sur les résultats du chapitre 6. À la sortie de la bague de formage, le tube est préformé et prêt à être enroulé. La bague de formage est fabriquée en polycarbonate par le procédé d'impression en trois dimensions.

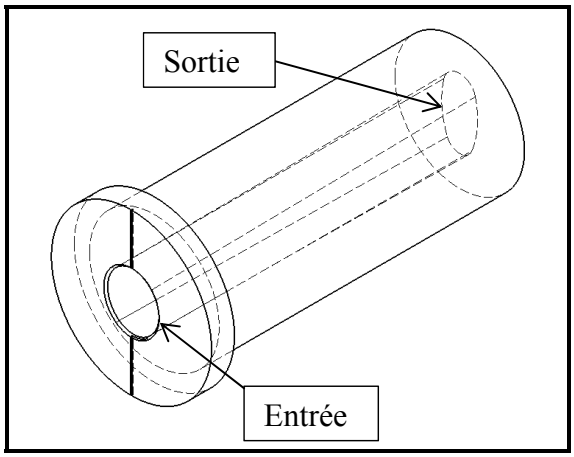

Figure 15 : Bague de formage en vue iso

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Une bague de guidage a aussi été fabriquée pour contrôler l'orientation de la section préformée par rapport au tuyau central. L'entrée et la sortie de celle-ci sont identiques à la géométrie de la section préformée. La Figure 16 montre une vue isométrique de la bague de guidage.

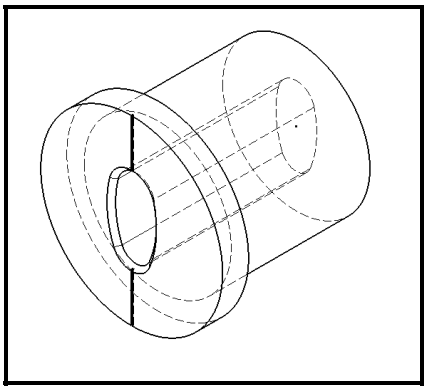

Figure 16 : Bague de guidage

La Figure 17 montre le banc de test d'enroulement modifié. Il est possible de remarquer que le chariot utilisé pour fixer la bague de guidage a été modifié. En effet, celui-ci permet maintenant l'installation de la bague de formage et un support a été installé pour que la bague de guidage soit plus près du tuyau central.

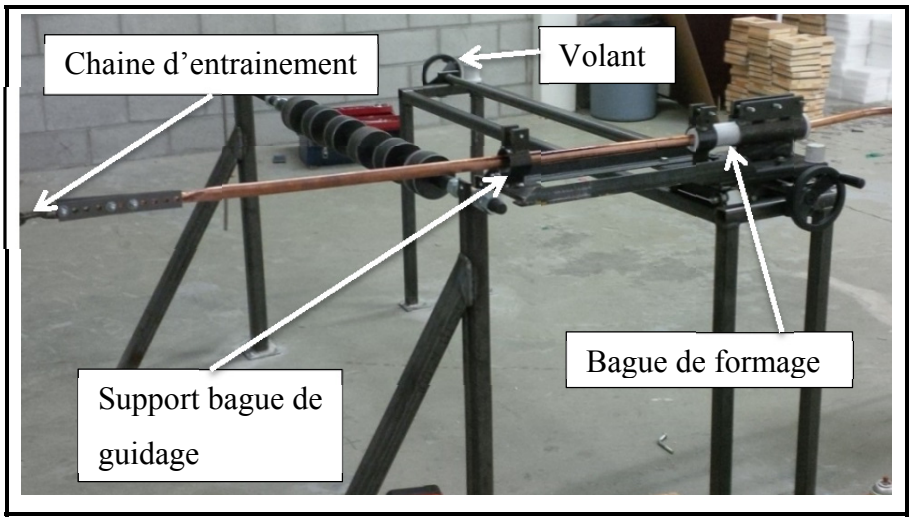

Figure 17 : Modification au banc de test d'enroulement

Un mécanisme d'avance par vis d'entrainement a aussi été installé pour permettre de déplacer le chariot linéairement à l'aide des volants à chacune des extrémités. L'effort nécessaire pour que le tube traverse la bague de formage est très élevé. Il n'était donc pas possible d'effectuer le préformage et l'enroulement en une seule étape. Une chaine a été fixée sur le tube pour permettre de tirer celui-ci à l'aide d'un treuil pour compléter le préformage. Lorsque l'étape du préformage a été complétée, la bague de formage a été retirée et le tube préformé a été fixé sur le tuyau central. La Figure 18 montre la section du tube après le préformage. La Figure 19 montre le tube serpentin préformé traversant la bague de guidage. Celui-ci a été fixé sur le tuyau central à l'aide d'une vis. Ce montage a permis de tester pour une première fois l'enroulement du tube serpentin préformé.

Figure 18 : Section du tube préformé

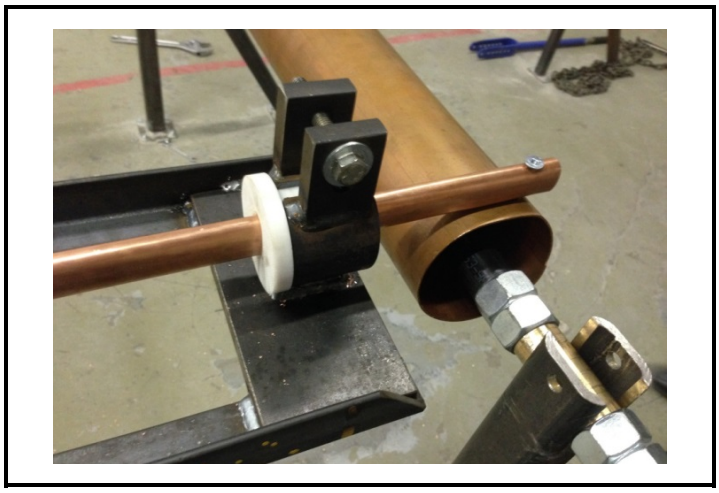

Figure 19 : Montage d'enroulement du tube préformé

5.3 Version finale du banc de test

Suite aux tests d'enroulement du tube serpentin préformé, le banc d'essai a été modifié une dernière fois pour faciliter les manipulations et permettre l'utilisation d'une bague de serrage servant à contrôler le couple d'enroulement. La Figure 20 montre la modification la plus importante du banc de test. Un mécanisme d'entrainement à cliquet a été installé. Celui-ci permet d'entrainer la rotation du tuyau central et la vis servant à déplacer le chariot sur lequel la bague de guidage est installée. Lorsque l'utilisateur tourne la poignée du mécanisme, une roue dentée et une poulie ajustable sont entrainées. La roue dentée est fixée sur l'arbre dans l'axe du tuyau central pour entrainer la rotation de celui-ci. La poulie ajustable entraine la vis d'entrainement servant à déplacer le chariot. L'ajustement de celle-ci permet de contrôler la vitesse d'avance du chariot. Le mécanisme de cliquet permet d'empêcher que le tuyau central déroule le tube sous l'effet du retour élastique si l'utilisateur lâche la poignée.

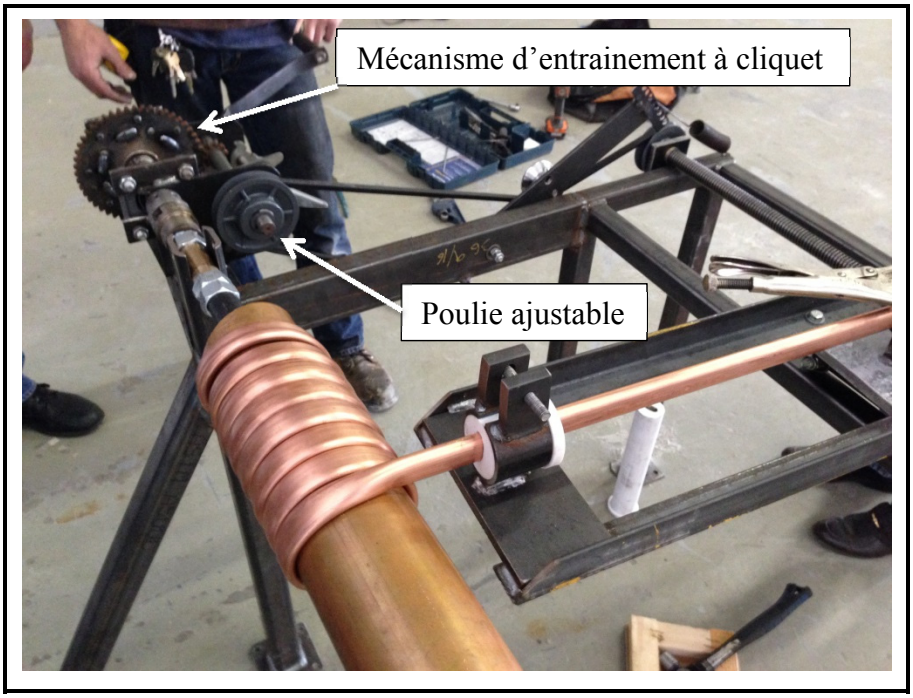

Figure 20 : Nouveau mécanisme d'entrainement

Pour permettre de contrôler le couple d'enroulement, une bague de serrage a été produite. La Figure 21 montre une vue isométrique de celle-ci. Les dimensions de cette bague sont

identiques à la bague de guidage. Par contre, une rainure verticale traversant la bague permet de serrer le tube serpentin préformé lorsqu'une pression est appliquée sur sa paroi extérieure. La Figure 22 montre la version finale du banc de test d'enroulement. Les bagues de serrage et de guidage y sont pointées.

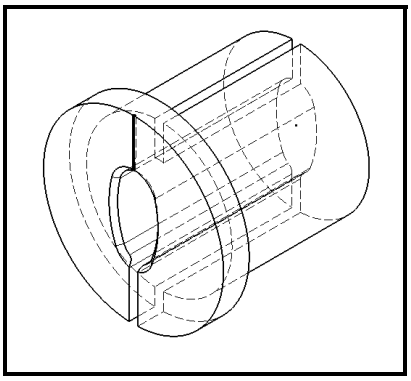

Figure 21 : Bague de serrage

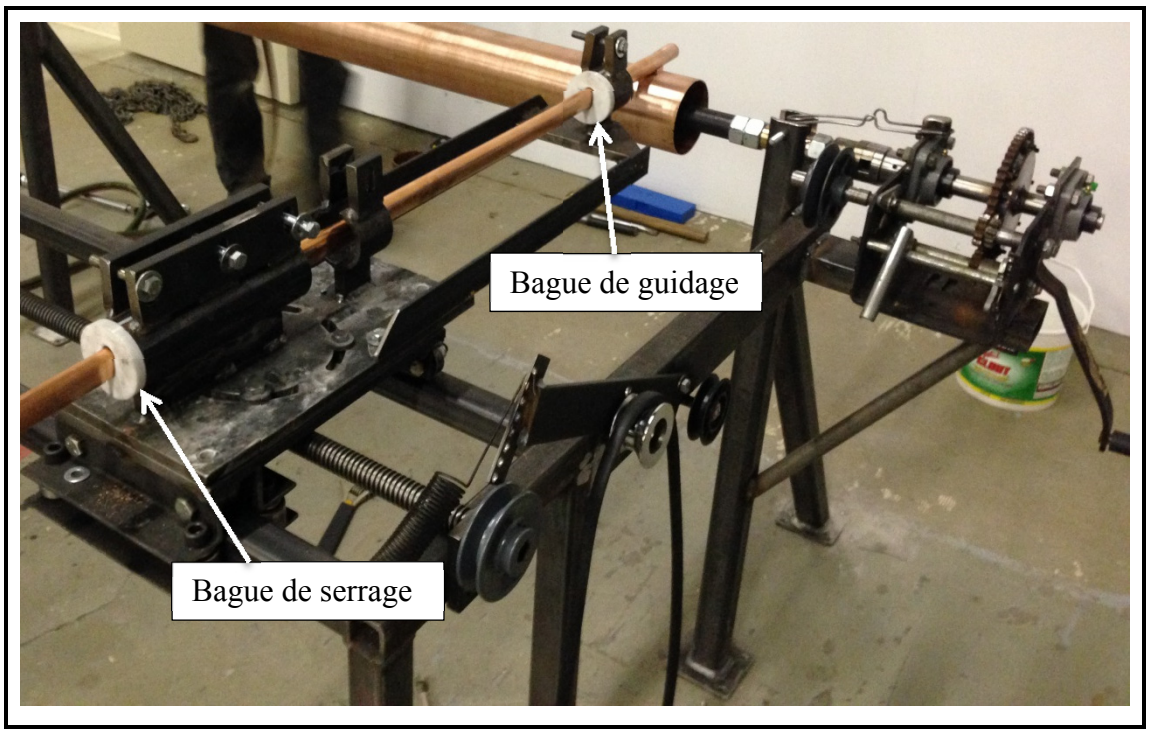

Figure 22 : Version finale du banc de test

5.4 Résumé du chapitre

En résumé, un banc de test a été conçu et réalisé pour permettre de tester l'enroulement d'un tube circulaire sur un tuyau central. Ce test permettait de valider les résultats du modèle de simulation par la méthode des éléments finis présentés dans le chapitre précédent. Ensuite, le banc de test a été modifié pour permettre d'enrouler un tube serpentin préformé selon la géométrie qui sera décrite dans le chapitre suivant. Enfin, une dernière modification au banc de test permet de mieux contrôler l'enroulement hélicoïdal ainsi que le couple d'enroulement. Cette version finale du banc de test est en mesure de produire un récupérateur de chaleur de 48 po de longueur, tel qu'il sera décrit dans le chapitre 7.

CHAPITRE 6

RÉSULTATS

6.1 Préformage du tube serpentin

Dans les chapitres précédents, il a été expliqué que la performance du récupérateur de chaleur dépend de la section du tube serpentin enroulé. La qualité du contact entre la paroi inférieure du tube serpentin et le tuyau central influence l'efficacité énergétique, alors que le rapport entre la hauteur et la largeur du tube influence les pertes de charge. Une photo de la section du tube serpentin obtenue lors du test d'enroulement d'un tube circulaire a été présentée sur la Figure 12 à la page 33. La géométrie de la section enroulée permet de déduire que la performance d'un récupérateur de chaleur produit en enroulant un tube circulaire sur un tuyau central serait insuffisante. En effet, la qualité du contact est faible et le fait que les parois inférieures et supérieures soient concaves laisse penser que les pertes de charge seraient élevées. Pour ces raisons, le tube serpentin doit être préformé avant d'être enroulé. La géométrie du tube serpentin préformé doit être déterminée de sorte que la section enroulée respecte les critères de performance au niveau de l'efficacité énergétique et des pertes de charge.

6.2 Détermination de la géométrie préformée

Afin de déterminer la géométrie de préformage du tube serpentin, plusieurs géométries différentes ont été testées à l'aide du modèle d'éléments finis. Au moment où ce procédé itératif a été réalisé, le type d'éléments le plus avantageux à utiliser n'était pas encore connu. Les modèles de géométrie ont tous été maillés avec des éléments solides tétraédriques. Afin d'alléger le modèle d'éléments finis, le tube serpentin a été modélisé selon la forme de la géométrie à tester. Les contraintes résiduelles engendrées par l'étape de préformage ne sont pas incluses dans le modèle. Aussi, l'enroulement est droit plutôt qu'hélicoïdal. Pour chacun des modèles de géométrie testés, le périmètre de la paroi extérieur respecte la circonférence extérieure du tube serpentin standard. Pour évaluer chacun des modèles, une coupe du tube

serpentin selon un plan à 90° du plan vertical a été analysée, tel que montré sur la Figure 9 à la page 30.

6.2.1 Géométrie elliptique

Le premier modèle de géométrie testé est de forme elliptique. La Figure 23a et la Figure 23b montrent respectivement la géométrie de la section du tube serpentin avant l'enroulement et la section du tube serpentin enroulé. Étant donné que le tube circulaire s'écrasait excessivement lors de l'enroulement, l'ellipse est placée verticalement lors de l'enroulement. Dans la section du tube enroulé, il est possible de remarquer qu'il y a un écart assez élevé entre la paroi inférieure de celui-ci et le tuyau central.

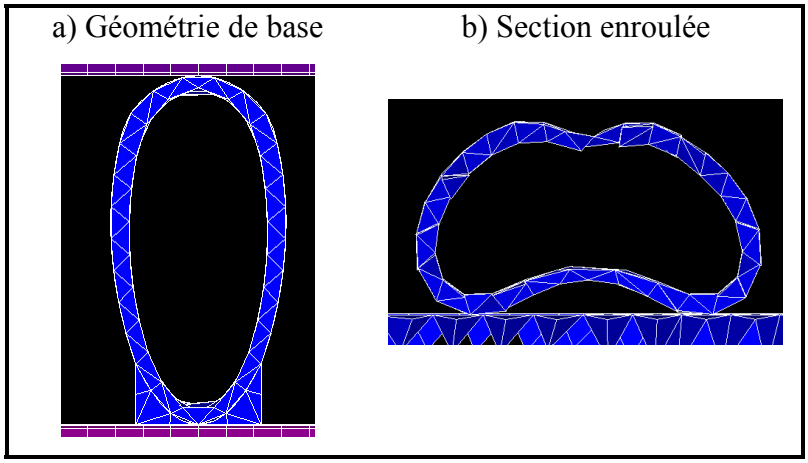

Figure 23 : Modèle de géométrie elliptique

Compte tenu de la forme de la section enroulée, le modèle de géométrie elliptique a été rejeté.

6.2.2 Géométrie rectangulaire

Le deuxième modèle de géométrie testé est basé sur la géométrie finale désirée après l'enroulement. Pour maximiser le contact entre le tuyau central et le tube serpentin, une géométrie rectangulaire de la section enroulée serait idéale. La Figure 24a et la Figure 24b

montrent respectivement la géométrie de la section du tube serpentin selon ce modèle et la section du tube serpentin une fois enroulé. Celle-ci est pire que la section du tube circulaire enroulé. Ce modèle est donc abandonné.

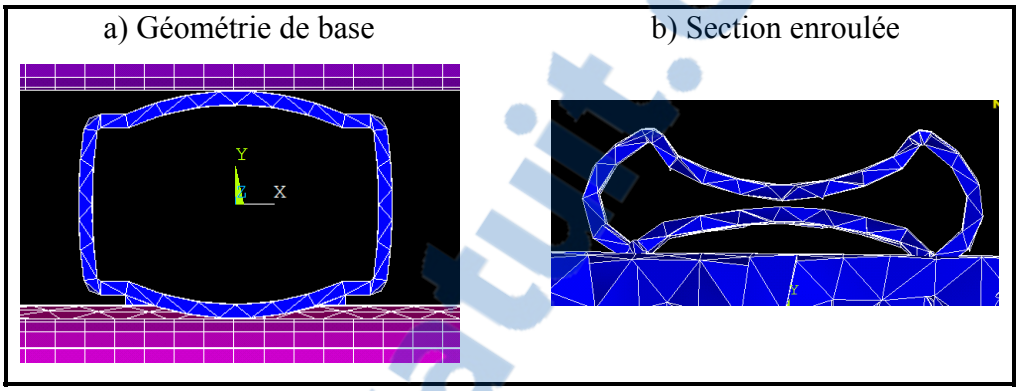

Figure 24 : Modèle de géométrie rectangulaire

6.2.3 Géométrie triangulaire

Le troisième modèle de géométrie testé est de forme triangulaire avec les coins arrondis. Au départ, un triangle équilatéral était utilisé. La Figure 25a et la Figure 25b montrent respectivement la géométrie du tube serpentin avant l'enroulement et la section du tube serpentin enroulé. Il est possible de constater que le contact n'est pas optimal.

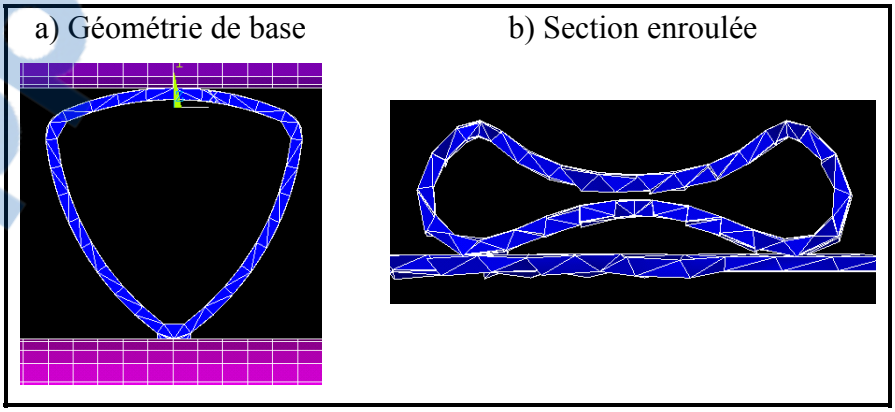

Figure 25 : Modèle de géométrie triangulaire équilatéral

Rapport-Gratuit.com

Afin d'améliorer le contact, le modèle a été modifié pour que le triangle soit isocèle plutôt qu'équilatéral. Tel que montré sur la Figure 26a, la hauteur du triangle est plus élevée que la largeur, de sorte que la section enroulée soit moins écrasée. Cette modification au modèle a été favorable au résultat de la section enroulée. Celle-ci est montrée sur la Figure 26b, il est possible de constater que la section est moins écrasée et que l'écart entre la paroi inférieure du tube et le tuyau central est plus faible.

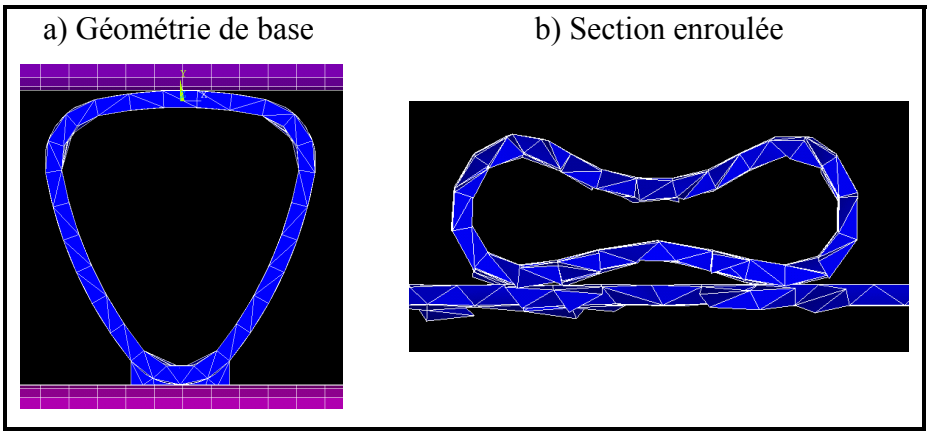

Figure 26 : Modèle de géométrie triangulaire isocèle

6.2.4 Géométrie à quatre paramètres de rayon

En tenant compte des résultats obtenus avec les modèles de géométrie précédents, un nouveau modèle a été créé. Ce modèle est composé de six arcs de cercle et est symétrique par rapport à son axe vertical. La Figure 27a montre la section du tube serpentin modélisé selon ce modèle. Le nom du modèle provient du fait qu'en tenant compte de la symétrie, il y a quatre valeurs de rayon différentes, soit le rayon du dessous, du dessus, des côtés et des coins supérieurs. La Figure 27b montre la section du tube après l'enroulement. La qualité du contact est inférieure à celle du modèle précédent et la paroi du dessus est presque en contact avec celle du dessous au milieu de la section. Ce modèle est donc rejeté.

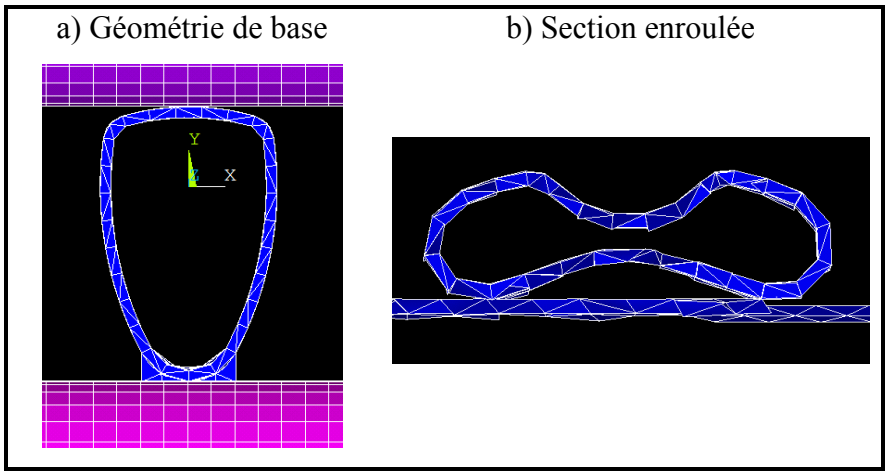

Figure 27 : Modèle de géométrie à quatre paramètres de rayon

6.2.5 Modèle de géométrie à 3 paramètres de rayon

Le dernier modèle de géométrie testé est composé de quatre arcs de cercle. Celui-ci est semblable au modèle précédent, mais il n'y a pas de rayons dans les coins supérieurs. En tenant compte de la symétrie selon l'axe vertical, il y a trois dimensions de rayons différentes. La Figure 28a et la Figure 28b montrent respectivement un exemple de la section modélisée avec ce modèle de géométrie et la section du tube serpentin après l'enroulement. En regardant la forme de la section, il est possible de constater que la qualité du contact est meilleure que dans les modèles précédents. Aussi, la paroi supérieure n'est pas concave et le rapport entre la hauteur et la largeur de la section semble permettre un bon écoulement de l'eau à l'intérieur du tube. Compte tenu des résultats obtenus, le modèle de géométrie à trois paramètres de rayons sera retenu pour préformer le tube serpentin.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

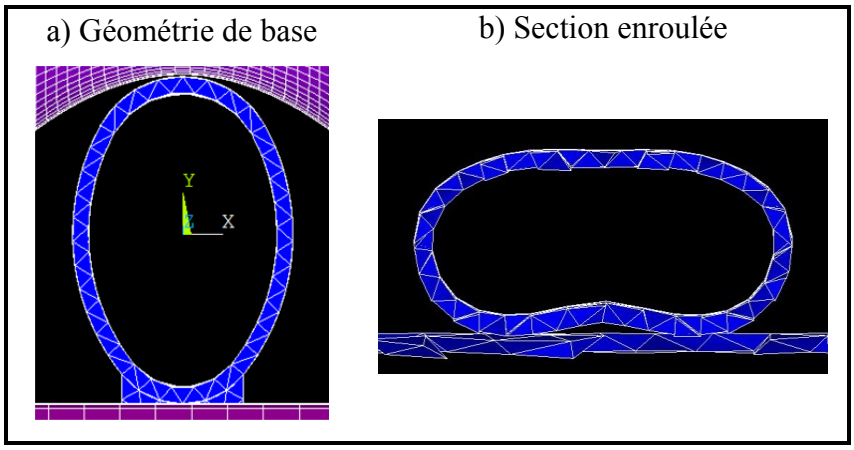

Figure 28 : Modèle de géométrie à trois paramètres de rayon

6.3 Description détaillée du modèle de géométrie retenu

Le modèle de géométrie retenu est contrôlé par trois paramètres de rayon et un paramètre angulaire. La Figure 29 montre la géométrie du modèle ainsi que les paramètres de contrôle de celle-ci. Les paramètres définis manuellement sont les rayons R1, R2 et R3. L'angle Alpha est calculé afin que le périmètre extérieur de la géométrie soit égal à la circonférence initiale du tube.

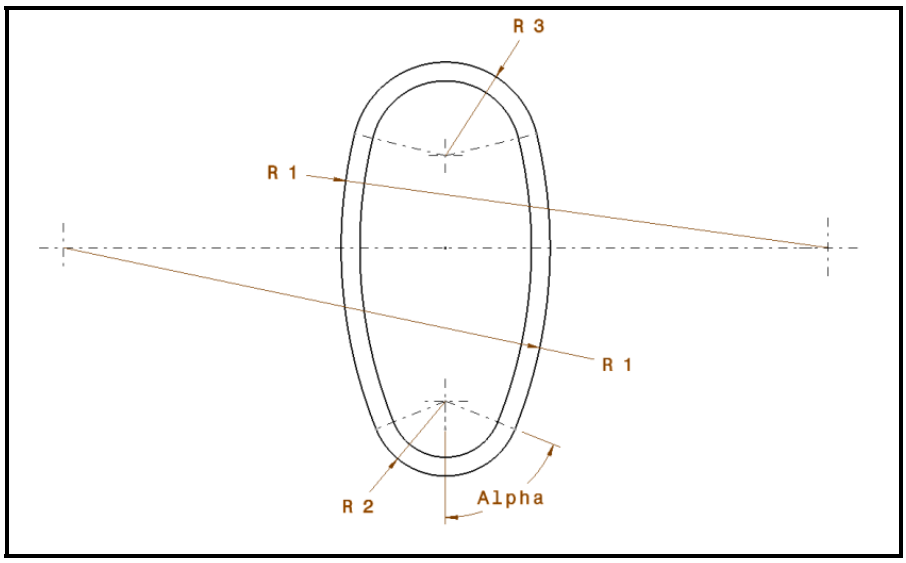

Figure 29 : Description du modèle de géométrie à trois paramètres de rayon

Pour améliorer la précision des résultats obtenus, le modèle d'éléments finis a été optimisé. Les paramètres présentés dans le chapitre 4 ont été utilisés et le tube serpentin a été maillé avec des éléments coques.

6.3.1 Analyse de sensibilité des paramètres

Une analyse de sensibilité des paramètres R1, R2, et R3, voir la figure 29, a été effectuée pour connaître leur influence sur la section finale du tube serpentin enroulé. Pour mesurer la qualité de la section enroulée, des critères d'évaluation ont été définis. Tel que mentionné dans la section 1.3, la performance d'un récupérateur de chaleur est évaluée par l'efficacité énergétique et les pertes de charge. L'efficacité énergétique dépend de la qualité du contact entre le tube serpentin et le tuyau central et les pertes de charge dépendent de la géométrie à travers laquelle l'eau se déplace. La Figure 30 montre un exemple de résultat de section enroulée d'un tube serpentin modélisé initialement selon le modèle de géométrie à trois paramètres de rayon.

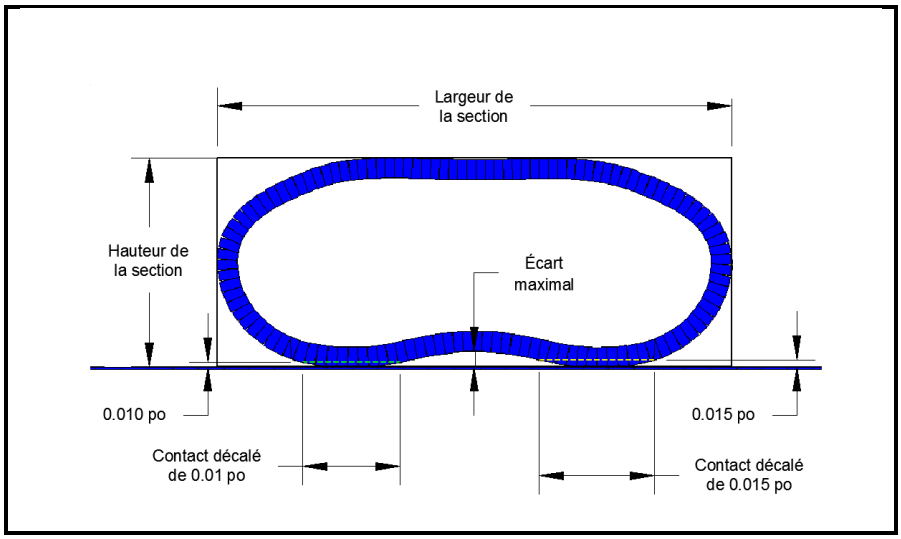

Figure 30 : Dimensions utilisées pour les critères d'évaluation

Les dimensions utilisées pour calculer les critères d'évaluation y sont montrées. Le premier critère évalué est le rapport entre la hauteur et la largeur de la section. Celui-ci doit être maximisé de sorte que les pertes de charge ne soient pas trop élevées. Pour évaluer la qualité

du contact, trois critères sont analysés. Tout d'abord, la dimension de l'écart maximal entre le tuyau central et la paroi inférieure du tube serpentin est évaluée. Ensuite, des lignes décalées de 0.01 et 0.015 po de la paroi du tuyau central sont tracées puis ajustées pour ne garder que les parties en contact avec la section du tube. Les dimensions de ces lignes décalées et ajustées au contact du tube sont ensuite utilisées pour calculer le pourcentage de la largeur de la section qui est en contact avec celles-ci. Sur la figure, deux de ces lignes sont montrées en pointillés. Les deux autres lignes décalées ont été masquées pour améliorer la clarté. Les pourcentages de contact décalé de 0.01 po et de 0.015 po sont deux critères utilisés pour évaluer la qualité du contact. Pour déterminer l'influence de chacun des paramètres de rayon sur les critères d'évaluation, des simulations ont été effectuées en modifiant la valeur d'un seul rayon à la fois. Pour l'analyse de sensibilité, le périmètre de la géométrie du tube serpentin est égal à la circonférence d'un tube circulaire de 3/4 po. L'épaisseur de la paroi est de 0.045 po et le diamètre nominal du tuyau central est de 4 po.

6.3.1.1 Influence de R1

Le Tableau 11 montre les paramètres utilisés pour les trois simulations effectuées, ainsi que les résultats obtenus. Ceux-ci permettent de déduire que l'augmentation du rayon R1 permet d'accroître le rapport hauteur sur largeur de la section. Au niveau de la qualité du contact, l'influence du rayon R1 est faible. En effet, il n'y a pas de corrélation entre l'augmentation de R1 et les résultats d'écart maximal et de pourcentage de contact décalé de 0.015 po.

Tableau 11 : Influence de R1

R1 (po)	R2 (po)	R3 (po)	Rapport Hauteur sur Largeur (H/L)	% de contact décalé de 0.01 po	% de contact décalé de 0.015 po	Écart maximal (po)
0.6	0.25	0.3	0.34	32%	39%	0.039
0.7	0.25	0.3	0.36	36%	45%	0.034
0.8	0.25	0.3	0.38	38%	44%	0.037

6.3.1.2 Influence de R2

Le Tableau 12 montre les résultats obtenus lorsque le paramètre R2 varie. Il est possible de constater que la variation de R2 n'a pas d'influence sur le rapport hauteur sur largeur de la section. Par contre, l'augmentation de R2 diminue la qualité du contact. En effet, lorsque R2 augmente, les pourcentages de contact diminuent et l'écart maximal augmente.

Tableau 12 : Influence de R2

R1 (po)	R2 (po)	R3 (po)	Rapport Hauteur sur Largeur (H/L)	% de contact décalé de 0.01 po	% de contact décalé de 0.015 po	Écart maximal (po)
0.7	0.25	0.3	0.36	36%	45%	0.034
0.7	0.3	0.3	0.36	33%	39%	0.051
0.7	0.35	0.3	0.36	27%	34%	0.064

6.3.1.3 Influence de R3

Le Tableau 13 montre les résultats obtenus lors de la variation du paramètre R3. Selon les données recueillies, l'augmentation du rayon R3 engendre une faible diminution du rapport hauteur sur largeur et des pourcentages de contact.

Tableau 13 : Influence de R3

R1 (po)	R2 (po)	R3 (po)	Rapport Hauteur sur Largeur (H/L)	% de contact décalé de 0.01 po	% de contact décalé de 0.015 po	Écart maximal (po)
0.7	0.25	0.25	0.37	39%	46%	0.037
0.7	0.25	0.3	0.36	36%	45%	0.0340
0.7	0.25	0.35	0.35	31%	42%	0.036

L'influence du rayon R3 est plus grande sur l'aspect visuel de la paroi supérieure de la section. La Figure 31 montre les résultats de sections déformées lorsque le rayon R3 varie. Lorsque la valeur du rayon R3 est de 0.25, il y a une légère bosse au milieu de la paroi du dessus. Quand R3 est égal à 0.3, la paroi du dessus est droite et quand la valeur est de 0.35, la paroi du dessus est concave. Selon les simulations effectuées, la valeur de R3 doit être ajustée de sorte que la paroi du dessus soit droite.

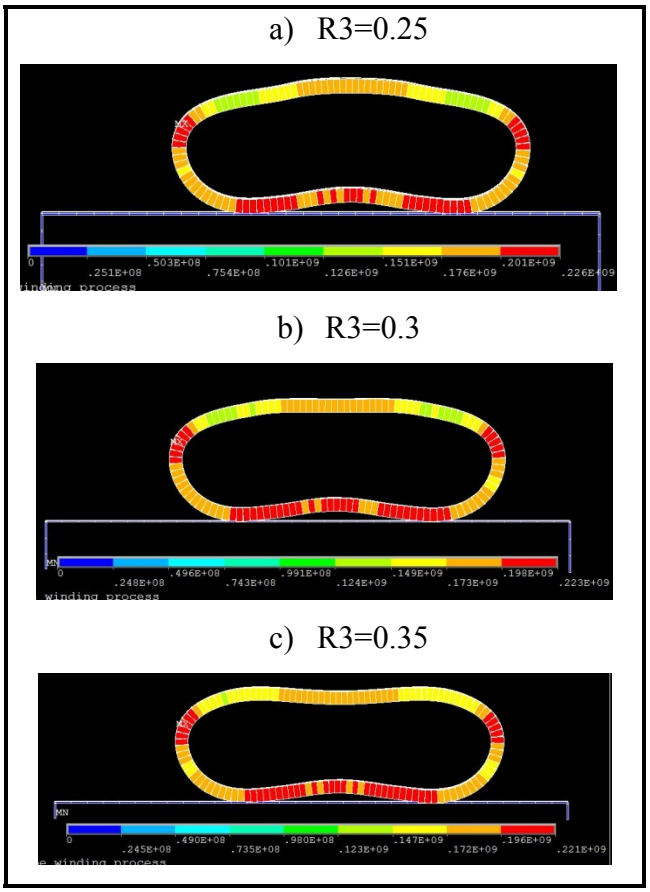

Figure 31 : Section déformée en fonction du rayon R3

6.3.1.4 Conclusions de l'analyse de sensibilité

Afin de trouver des paramètres de rayons qui donnent des résultats acceptables au niveau de l'efficacité énergétique et des pertes de charge, plusieurs itérations sont requises. Pour augmenter la qualité du contact, le rayon R2 doit être minimisé. Pour augmenter le rapport

hauteur sur largeur, le rayon R1 doit être maximisé. Le rayon R3 doit être déterminé à l'aide d'itérations pour que la paroi du dessus soit droite. Si la paroi est concave, R3 doit être diminué, s'il y a une bosse au milieu de la paroi, R3 doit être augmenté.

6.3.2 Simulation du préformage du tube serpentin avant l'enroulement

Pour que le modèle d'éléments finis représente mieux la réalité, celui-ci a été modifié pour inclure une étape de préformage du tube serpentin avant l'enroulement de celui-ci. Cette modification permet de tenir compte de l'état de contrainte du tube serpentin après le préformage. Par contre, l'ajout de l'étape de préformage augmente le temps de calcul.

6.3.2.1 Procédé de préformage

Afin d'obtenir la géométrie à trois paramètres de rayons, le tube serpentin circulaire traverse une bague de formage. Dans le modèle d'éléments finis, le comportement de celle-ci est rigide, ce qui veut dire qu'elle ne peut pas se déformer. La Figure 32 montre une vue isométrique de la bague de formage modélisée. L'entrée de celle-ci se situe à gauche, elle est de forme circulaire avec une surface en angle pour simuler un chanfrein qui serait présent sur une bague de formage fabriquée. La sortie de la bague de formage est dessinée selon le modèle de géométrie à trois paramètres de rayons. La transition entre l'entrée et la sortie est graduelle, sur la longueur de la bague. Pour diminuer l'effort requis pour que le tube passe au travers la bague de formage, il y a un jeu entre celle-ci et la paroi extérieure du tube. Par exemple, le diamètre à l'entrée de la bague est légèrement plus élevé que le diamètre extérieur du tube serpentin. Le périmètre de la sortie de la bague est lui aussi plus élevé que la circonférence du tube initial. Dans le modèle d'éléments finis, les déplacements et les rotations de la bague de formage sont tous bloqués. Dans l'optique de faire un test expérimental avec une bague de formage en polycarbonate, le coefficient de friction utilisé pour modéliser le contact entre la bague de formage et le tube serpentin a été trouvé expérimentalement. Un test avec une pièce de polycarbonate et un tube de cuivre a donné un coefficient de friction de 0.2. Le polycarbonate a été choisi, car c'est un plastique qui possède de bonnes propriétés mécaniques et il peut être imprimé en trois dimensions.

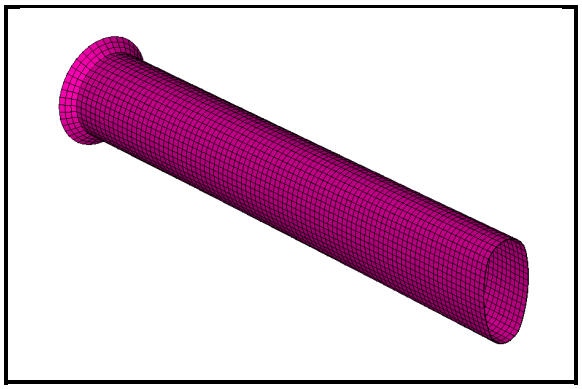

Figure 32 : Bague de formage modèle d'éléments finis

Avec ce modèle d'éléments finis, la simulation se déroule en deux étapes. Lors de la première étape, une vitesse de translation selon l'axe du tube est imposée à un groupe de nœuds du tube serpentin. Ce groupe comprend les nœuds qui définissent le devant du tube sur une longueur de 2 po. La première étape prend fin lorsque le tube préformé a dépassé l'axe du tuyau central d'une longueur 2 po. Une fois que celle-ci est terminée, la pièce d'entrainement est modélisée. La Figure 33 montre le modèle après la modélisation de la pièce d'entrainement.

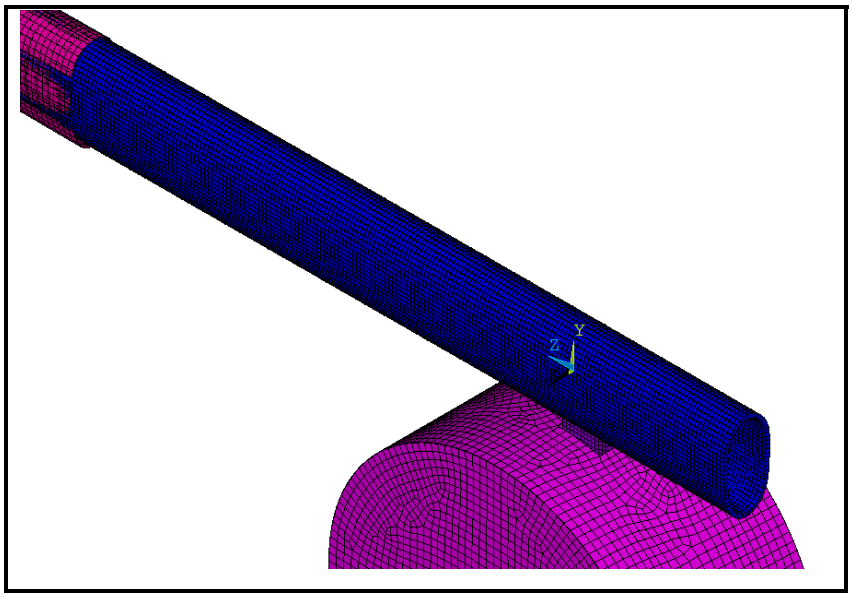

Figure 33 : Modèle d'éléments finis après la création de la pièce d'entrainement

Pour la deuxième étape de la simulation, la condition de vitesse imposée au groupe de nœuds du tube serpentin est retirée. Une vitesse de rotation est imposée au tuyau central pour que celui-ci entraine le tube serpentin. Lors de cette étape, c'est la rotation du tuyau central qui tire le tube serpentin au travers de la bague de formage. Pour que le couple d'enroulement soit constant, le tube serpentin modélisé doit être assez long pour qu'une partie de celui-ci soit encore à l'entrée de la bague de formage lorsque l'enroulement est complété. Pour avoir une bonne idée de la section du tube serpentin enroulé, en minimisant le temps de calcul, le tube est enroulé sur 270°. La Figure 34 montre une vue de côté du modèle enroulé avec le plan de coupe à partir duquel la section du tube serpentin enroulé est produite.

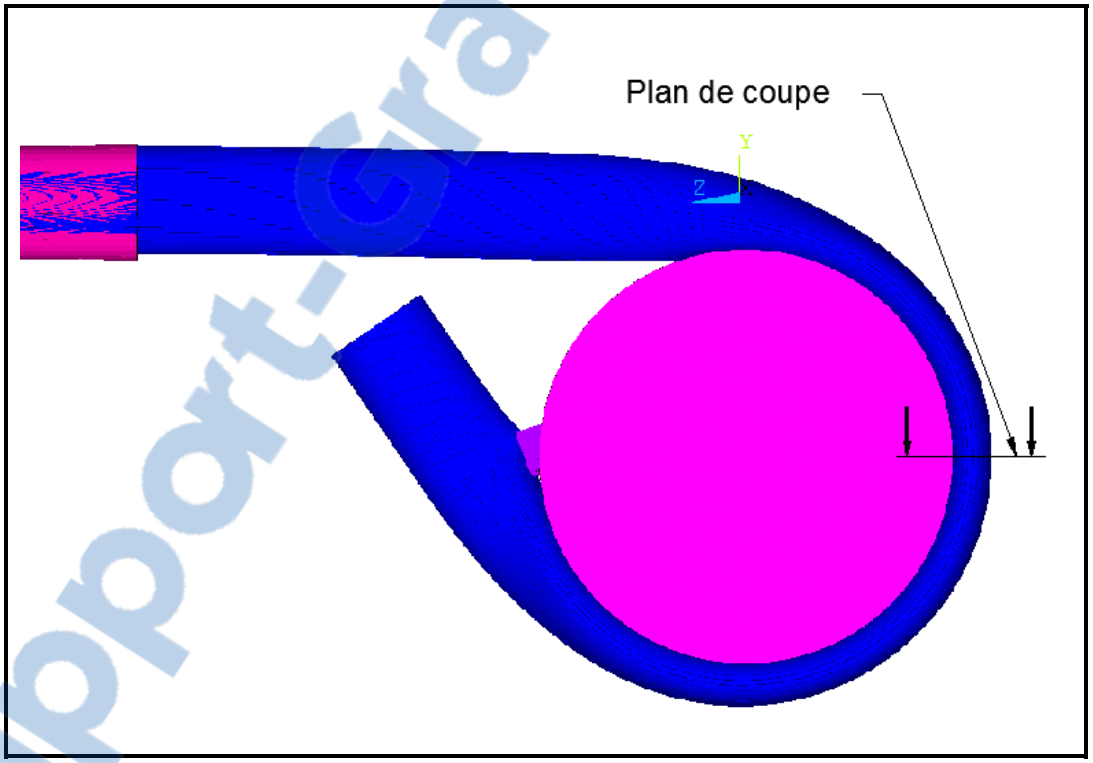

Figure 34 : Vue de côté du modèle enroulé avec plan de coupe

Après plusieurs itérations, une géométrie de la bague de formage donnant des résultats acceptables a été déterminée pour le modèle de récupérateur de chaleur utilisant un tube serpentin de diamètre nominal 3/4 po et un tuyau central de diamètre nominal 4 po. Le Tableau 14 montre les paramètres géométriques de celle-ci. L'angle alpha, voir Figure 29, a

Rapport-Gratuit.com

été calculé de sorte que le périmètre de la sortie de la bague utilisant les paramètres R1, R2 et R3 soit égal à la circonférence du tube initial. Le jeu radial a ensuite été ajouté. Par exemple, à la sortie de la bague de formage, le rayon R2 est égal à 0.215 po.

Tableau 14 : Dimensions de la bague de formage

R1 (po)	**R2 (po)**	**R3 (po)**	**Jeu Radial Sortie (po)**	**Jeu radial Entrée (po)**	**Longueur Bague (po)**
1.3	0.2	0.25	0.015	0.005	12

La Figure 35 montre la section du tube serpentin obtenue après l'enroulement utilisant cette bague de formage. Les dimensions extérieures et l'écart maximal entre les parois du tube serpentin et du tuyau central sont montrés.

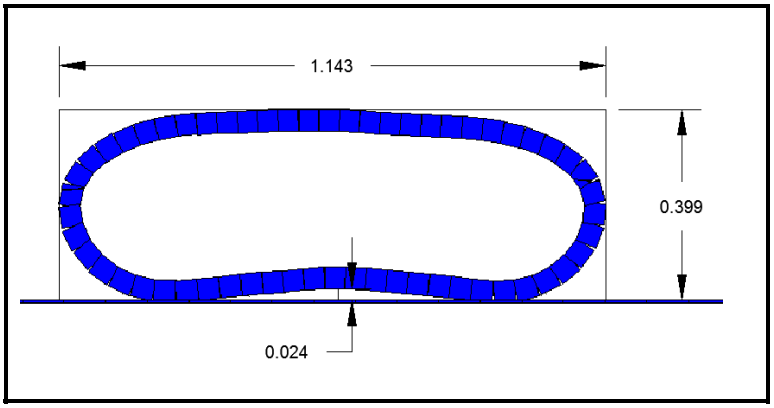

Figure 35 : Section du tube serpentin préformé et enroulé

Le Tableau 15 montre les résultats des différents critères d'évaluation obtenus pour la section du tube serpentin. Ces résultats offrent un bon compromis entre la qualité du contact et les pertes de charge. En effet, le rapport entre la hauteur et la largeur de la section est assez grand pour que les pertes de charge soient acceptables. De plus, la qualité du contact devrait donner une bonne efficacité énergétique.

Tableau 15 : Résultats de la section du tube serpentin préformé et enroulé

Rapport Hauteur sur Largeur (H/L)	% de contact décalé de 0.01 po	% de contact décalé de 0.015 po	Écart maximal (po)
0.349	43.39%	58.01%	0.024

6.3.2.2 Analyse de l'influence de la longueur de la bague

Dans le but d'optimiser le résultat obtenu, une analyse sur l'influence de la longueur de la bague de formage a été réalisée. Le Tableau 16 montre les résultats obtenus en fonction de la longueur de la bague de formage. Les autres dimensions de la bague de formage utilisée sont les mêmes que celles dans le Tableau 14. Comme l'augmentation de la longueur de la bague de formage augmente le nombre de nœuds du modèle, le temps de calcul augmente lui aussi. Par exemple, pour une longueur de bague de 6 po, le temps de calcul était d'environ 14 heures et pour une longueur de bague de 12 po, le temps de calcul était d'environ 20 heures.

Tableau 16 : Influence de la longueur de la bague de formage

Longueur de la bague de formage (po)	Rapport Hauteur sur Largeur (H/L)	% de contact décalé de 0.01 po	% de contact décalé de 0.015 po	Écart maximal (po)	Couple d'enroulement (N*m)
12	0.349	43.39%	58.01%	0.024	200
9	0.365	45.05%	57.76%	0.024	170
6	0.390	41.87%	51.50%	0.026	152
3	0.421	41.97%	50.94%	0.024	133

Il est possible de remarquer que l'augmentation de la longueur de la bague engendre l'augmentation du couple d'enroulement requis. Elle augmente aussi les pourcentages de contact. Par contre, l'augmentation de la longueur de la bague de formage diminue le rapport hauteur sur largeur de la section. Le compromis entre la qualité du contact et les pertes de charge est évident selon ces données. Un couple d'enroulement plus élevé donne une meilleure qualité de contact, mais il augmente aussi le niveau de pertes de charge dans le

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

tube serpentin. Selon ces résultats, un couple d'enroulement d'une valeur entre 170 et 200 N*m serait un bon compromis.

6.3.2.3 Enroulement hélicoïdal

Lors de la production d'un récupérateur de chaleur, l'enroulement doit être hélicoïdal à spires jointives. Le modèle d'éléments finis a été modifié pour inclure l'avance du tuyau central lors de l'enroulement. Pour ce faire, une vitesse axiale a été imposée sur le tuyau central lors de l'étape d'enroulement. La vitesse axiale a été calculée de sorte que le pas de l'hélice soit égal à la largeur de la section du tube serpentin enroulé trouvée dans les simulations précédentes. Cette vitesse a ensuite été ajustée en fonction des premiers résultats obtenus. La Figure 36 montre une vue isométrique du résultat de simulation d'enroulement hélicoïdal sur un tour. Pour cette simulation, la longueur de la bague de formage est de 12 po.

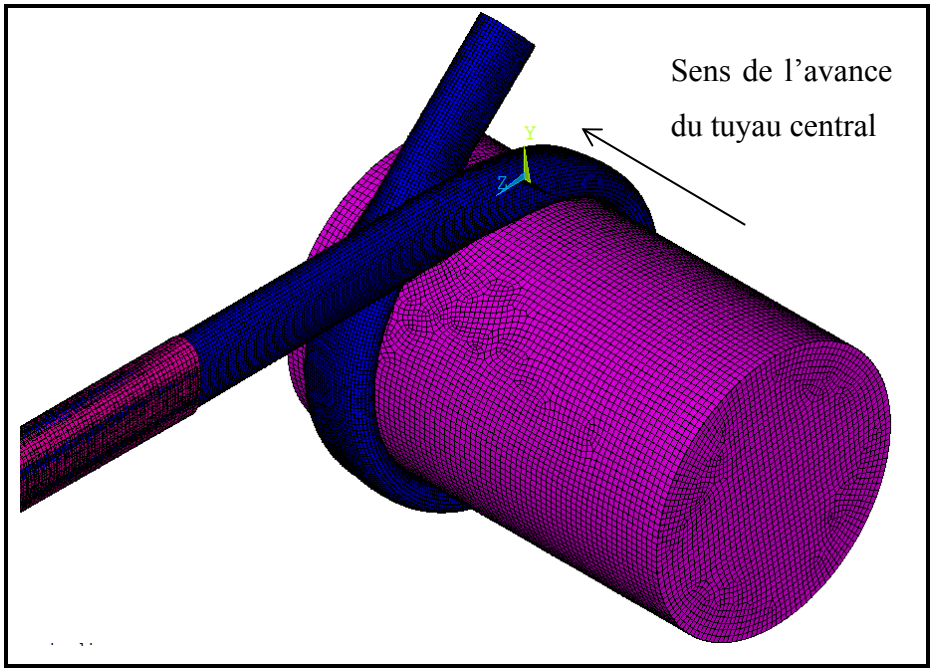

Figure 36 : Vue iso enroulement hélicoïdal sur 1 tour

La Figure 37 montre la section du tube serpentin enroulé hélicoïdalement sur un tour complet. Comme pour les sections montrées précédemment, le plan de coupe est à 90° de la

verticale, tel que montré sur la Figure 34. Celui-ci est perpendiculaire au tube serpentin. Sur la figure, le sens de l'avance du tuyau central par rapport au tube serpentin est montré par une flèche. Les dimensions extérieures de la section sont aussi montrées.

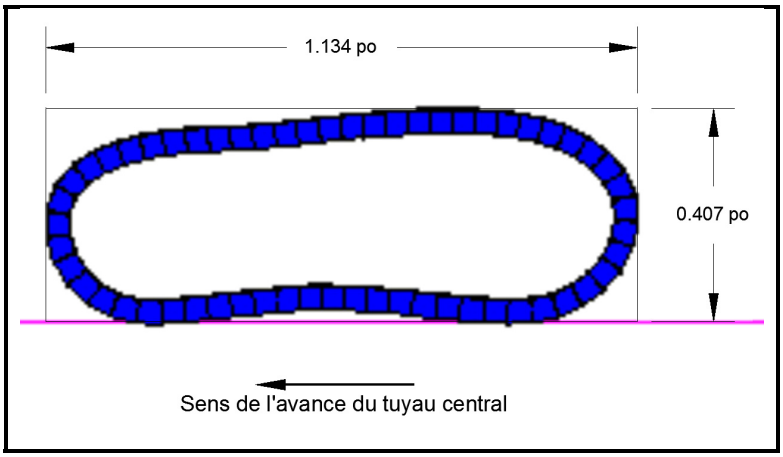

Figure 37 : Section enroulement hélicoïdal sur 1 tour

Sur la figure, il est possible de remarquer que la section n'est pas symétrique par rapport à un axe vertical au centre de celle-ci. En effet, la hauteur de la section est légèrement plus élevée sur le côté droit. Cette asymétrie peut être expliquée par l'avance du tuyau central. Pour évaluer l'influence du contact entre les spires de l'enroulement, une simulation a été effectuée sur trois tours. La Figure 38 montre une vue isométrique du résultat d'enroulement. Il est possible de remarquer qu'il n'y a pas d'espace entre les spires.

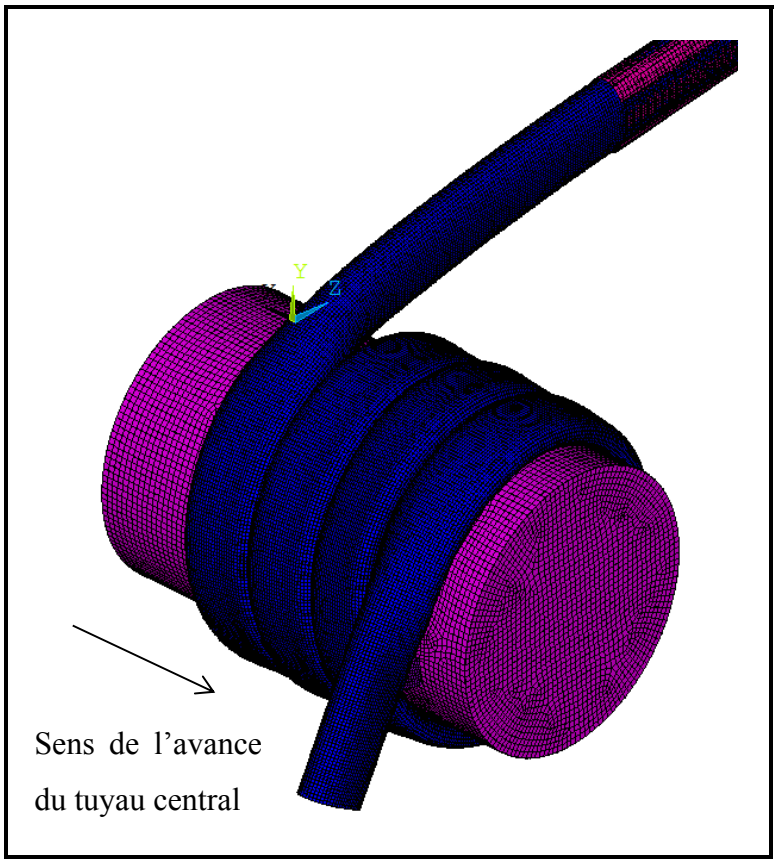

Figure 38 : Vue iso d'enroulement hélicoïdal sur 3 tours

La Figure 39 montre les sections du tube serpentin lors de l'enroulement sur trois tours. Les dimensions extérieures de la spire centrale et le sens de l'avance du mandrin y sont montrés. Il est possible de remarquer que les trois spires sont différentes. Ces différences peuvent être expliquées par les points suivants. La spire de gauche est la première à avoir été formée, elle n'était donc pas en contact avec une autre spire lorsqu'elle a été débuté son enroulement. Lorsque la deuxième spire s'est enroulée, celle-ci était en contact avec la spire de gauche. Ce contact pourrait avoir légèrement déformé celles-ci. Lorsque la troisième spire s'est enroulée, elle était en contact avec la spire centrale. Les trois spires ont donc des contacts différents, ce qui peut expliquer les différences de géométrie. Comme la spire centrale est en contact avec une autre spire sur chacun de ses côtés, l'hypothèse que celle-ci se répètera tout au long de l'enroulement est justifiée. Ses dimensions extérieures sont très semblables aux dimensions de la section lorsque l'enroulement était sur un tour.

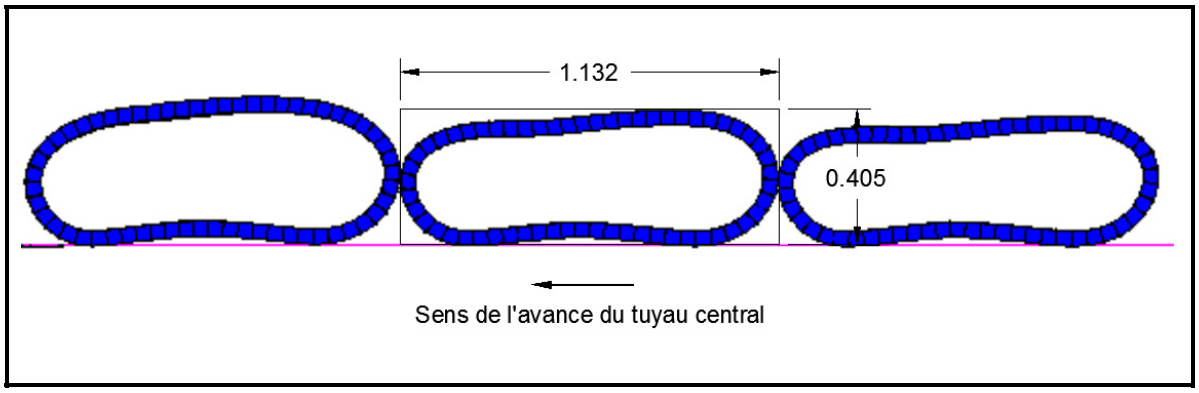

Figure 39 : Section enroulement hélicoïdal sur 3 tours

Le Tableau 17 montre les résultats des différents critères d'évaluations pour les sections du tube enroulé sur un tour et sur trois tours. Étant donné que le temps de calcul pour la simulation sur trois tours est environ dix fois plus élevé que pour la simulation sur un tour, et que les résultats sont très similaires, il n'y a pas d'avantages à simuler l'enroulement sur plus d'un tour.

Tableau 17 : Comparaison entre les résultats pour 1 tour et 3 tours

Test	**Rapport Hauteur sur Largeur (H/L)**	**% de contact décalé de 0.01 po**	**% de contact décalé de 0.015 po**	**Écart maximal (po)**
1 tour	0.36	49%	66%	0.019
3 tours, spire centrale	0.36	47%	63%	0.021

6.4 Comparaison des résultats de simulation avec un test expérimental

Afin de valider les résultats des simulations, un test expérimental de préformage et d'enroulement a été effectué. La version finale du banc de test présentée au chapitre 5.3 a été utilisée pour réaliser ce test. Pour préformer le tube, une bague de formage en polycarbonate a été fabriquée à l'aide d'un procédé d'impression en trois dimensions. Les dimensions de l'ouverture de la bague de formage sont celles présentées dans le Tableau 14. Les bagues de

guidage et de serrage présentées au chapitre 5 ont aussi été produites. Lors du test, une longueur complète de tube serpentin a été préformée à l'aide de la bague de formage et d'un treuil. Ensuite, une clé dynamométrique et la bague de serrage ont été utilisées pour contrôler le couple durant l'étape d'enroulement. La Figure 40 montre la section du tube serpentin après l'enroulement, ainsi que ses dimensions extérieures.

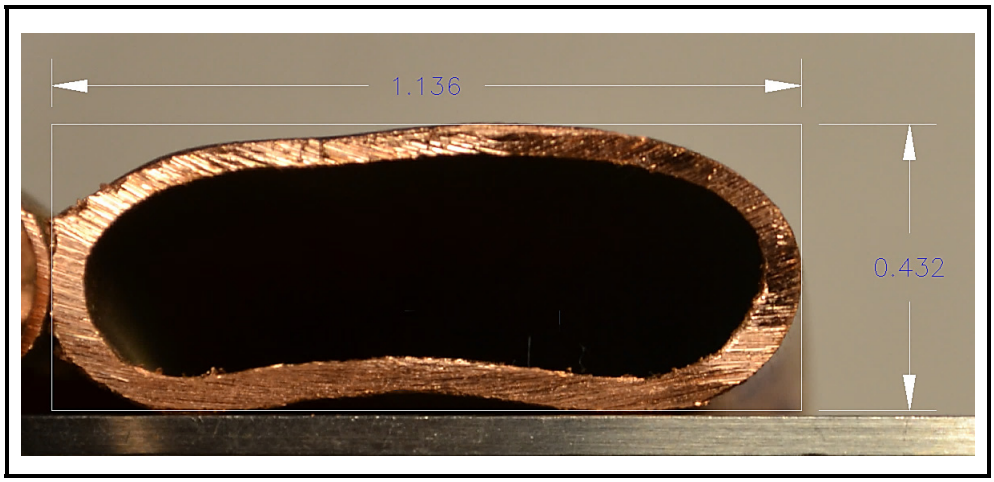

Figure 40 : Section du tube serpentin préformé et enroulé lors du test

Le Tableau 18 montre les pourcentages d'erreur entre les résultats de la simulation d'enroulement hélicoïdal sur un tour et les résultats du test expérimental.

Tableau 18 : Pourcentages d'erreur entre la simulation et le test expérimental

% Erreur Largeur Section	**% Erreur Hauteur Section**
0.2%	5.8%

Il est possible de remarquer que l'erreur au niveau des dimensions extérieures se situe au-dessous de 6%. Certains facteurs pourraient avoir influencé les résultats. Tout d'abord, le modèle de matériau utilisé dans les simulations est une approximation du matériau réel. Ensuite, lors du test expérimental, il était difficile de contrôler le couple d'entrainement. La

clé dynamométrique utilisée donnait seulement le couple statique, il n'était pas possible de connaître le couple dynamique pendant l'enroulement. Aussi, la déformation du banc de test peut avoir influencé les résultats. De plus, il est possible qu'il y ait eu un glissement entre le tuyau central et les rondelles de caoutchouc utilisées pour l'entrainer. Compte tenu des sources d'erreur, les résultats sont excellents.

6.5 Méthode pour que la section du tube enroulé hélicoïdalement soit symétrique

Tel que mentionné précédemment, lors de l'enroulement hélicoïdal, la section du tube serpentin enroulé n'est pas symétrique. Pour corriger ce défaut, il faut contrôler l'orientation de la section du tube serpentin par rapport au tuyau central. La Figure 41 montre la position du tube serpentin préformé par rapport au tuyau central. La valeur de l'angle thêta, entre l'axe de symétrie de la section préformée et l'axe vertical global, doit être déterminée pour que la section du tube serpentin enroulé soit symétrique.

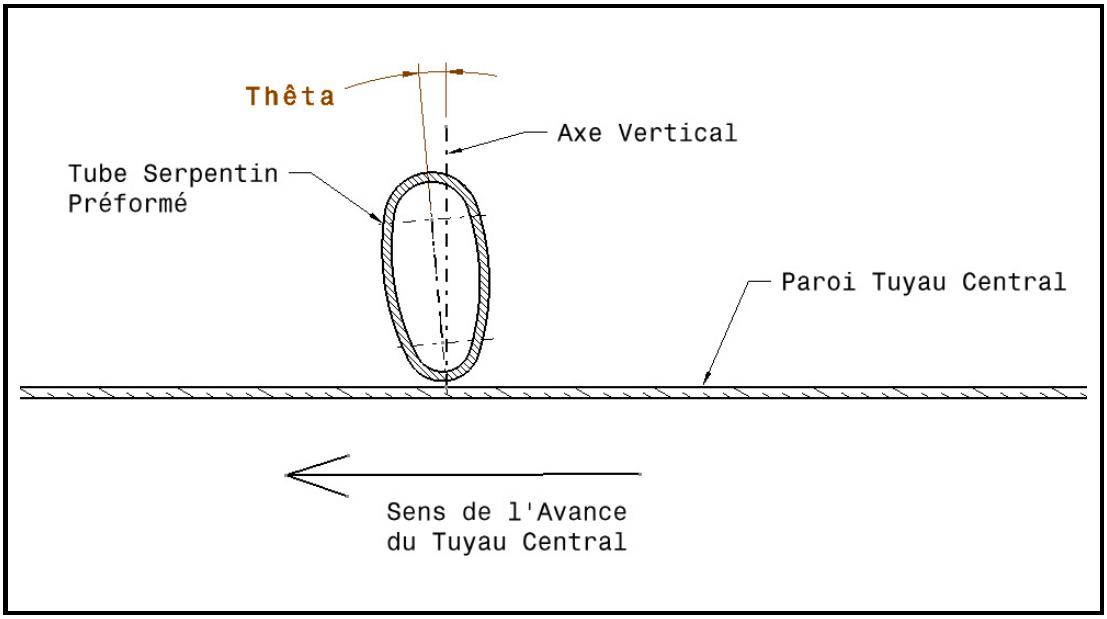

Figure 41 : Position tube serpentin par rapport au tuyau central avant l'enroulement

Une simulation a été effectuée avec les mêmes paramètres que la simulation d'enroulement hélicoïdal sur un tour et avec un angle thêta égal à 3°. La Figure 42 montre l'orientation du tube serpentin avant l'enroulement.

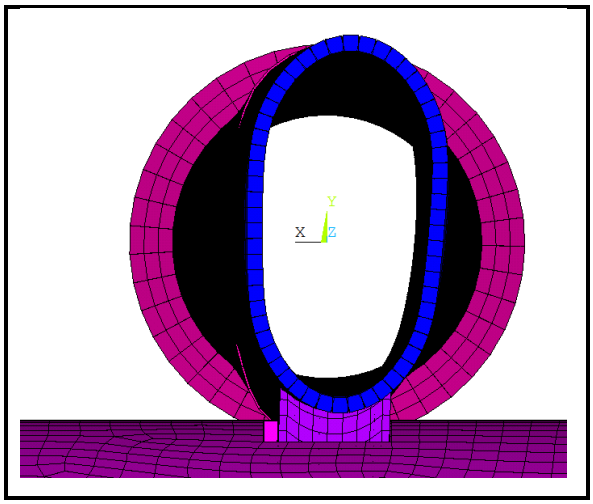

Figure 42 : Orientation tube serpentin
avant enroulement

La Figure 43 montre la section du tube serpentin enroulé. En comparant avec la Figure 37, l'amélioration de la symétrie de la section peut être constatée.

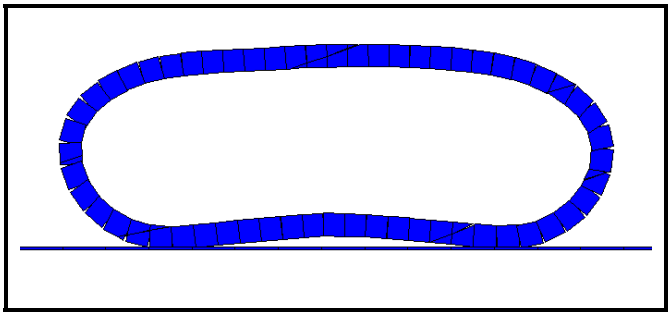

Figure 43 : Section tube serpentin pivoté
de 3° enroulé

6.6 Résumé du chapitre

Dans ce chapitre, les paramètres requis pour que la section du tube serpentin enroulée soit acceptable ont été présentés. D'abord, la géométrie selon laquelle le tube serpentin doit être préformé a été déterminée. Pour ce faire, plusieurs modèles géométriques ont été testés à l'aide d'un modèle d'éléments finis, jusqu'à ce que l'un d'entre eux donne un résultat acceptable. Le modèle de géométrie à trois paramètres de rayon a été retenu. Ensuite, ce modèle a été présenté en détail et les paramètres de celui-ci ont été optimisés pour obtenir un bon compromis entre la qualité du contact et les pertes de charge. Aussi, le modèle de simulation a été modifié pour y inclure l'étape de préformage du tube serpentin. De plus, les résultats d'enroulement hélicoïdal ont été comparés avec les résultats d'un test expérimental d'enroulement du tube préformé. Enfin, une solution a été présentée pour que la section du tube serpentin enroulé soit symétrique.

Pour préformer le tube serpentin, une bague de formage est utilisée. La géométrie de celle-ci est basée sur le modèle à trois paramètres de rayon. Les résultats obtenus à l'aide de la bague de formage offrent un bon compromis entre la qualité du contact et les pertes de charge. Pour ces raisons, le modèle de géométrie à trois paramètres de rayon et la bague de formage font l'objet d'une demande de brevet.

Rapport-Gratuit.com

CHAPITRE 7

FABRICATION D'UN RÉCUPÉRATEUR DE CHALEUR ET TEST DE PERFORMANCE

Pour confirmer que le modèle de géométrie à trois paramètres de rayon permet de produire un récupérateur de chaleur compétitif sur le marché, une unité de 48 po a été produite et testée.

7.1 Description du procédé utilisé

La version finale du banc de test d'enroulement, présenté au chapitre 5.3, a été utilisée pour réaliser l'enroulement du tube serpentin sur une longueur de tuyau central de 48 po. Dans une première étape, la longueur requise de tube serpentin a été préformée en utilisant la bague de formage fabriquée précédemment. Pour tirer le tube serpentin au travers la bague de formage, un treuil a été utilisé. Ensuite, le tube serpentin préformé a été installé sur le banc de test d'enroulement. Les bagues de serrage et de guidage ont été utilisées pour contrôler le couple d'enroulement et positionner le tube serpentin par rapport au tuyau central. Pour obtenir un bon compromis entre les pertes de charge et la qualité du contact, le couple d'enroulement visé était de 200 N*m. Pour fixer le tube serpentin sur le tuyau central, un procédé de brasage à la flamme utilisant un mélange d'oxygène et d'acétylène a été utilisé. Pour que la fixation soit solide, des petits blocs de cuivre en forme de prismes triangulaires ont été placés de chaque côtés du tube avant le brasage. De plus, étant donné que le test de performance du récupérateur de chaleur requiert l'installation de raccords de plomberie conventionnels sur les extrémités du tube serpentin, celle-ci a été reformée selon sa géométrie circulaire initiale avant le brasage. Pour ce faire, une tige conique a été insérée dans l'extrémité préformée du tube et une pince a été utilisée pour façonner l'extérieur du tube selon sa forme originale. La Figure 44 montre l'extrémité reformée du tube serpentin et un des deux blocs de cuivre utilisés. Cette photo a été prise avant le brasage.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

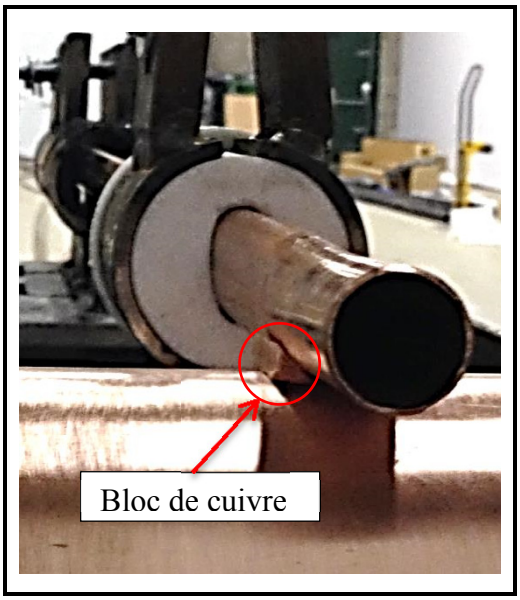

Figure 44 : Préparation pour brasage

Pour éviter que la chaleur ne se propage dans le mandrin et le tube serpentin lors du brasage, des serviettes imbibées d'eau ont été placées sur ceux-ci pendant l'opération. Pour le brasage, le métal d'apport utilisé était composé de 89% de cuivre, 6% de phosphore et 5% d'argent, son nom commercial est Sil-Fos 5. La Figure 45 montre le montage après que le brasage ait été effectué. Il est aussi possible de voir les serviettes imbibées d'eau placées sur le tuyau central et sur le tube serpentin.

Figure 45 : Montage après le brasage

La Figure 46 montre une vue de face de la partie brasée. Il est possible de remarquer que les blocs de cuivre font partie de la brasure, pour en augmenter la résistance.

Figure 46 : Vue de face de la brasure

7.2 Enroulement

Une fois que le tube a été fixé sur le tuyau central, l'enroulement a débuté. Le début de l'enroulement s'est bien déroulé. Les spires étaient jointives et leurs géométries étaient uniformes. La Figure 47 montre le résultat du début de l'enroulement.

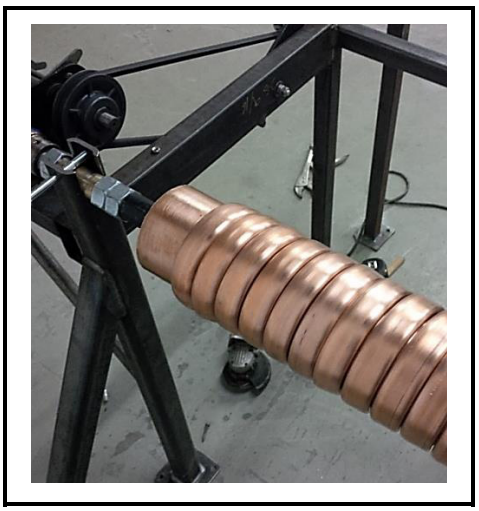

Figure 47 : Début de l'enroulement

Par contre, vers le milieu de l'étape d'enroulement, le couple d'enroulement variait beaucoup, ce qui a eu de l'influence sur la géométrie des spires et sur leurs positions. La raison de cette variation est que la section préformée du tube serpentin n'était pas uniforme. Lors du préformage, le tube a pivoté sur lui-même. Ceci a causé que l'orientation de la section du tube varie sur la longueur de celui-ci. Il y a donc un angle entre l'axe vertical de la section à un endroit et ce même axe dans la section à une certaine distance de celui-ci. Lors de l'enroulement, l'effort pour redresser la section du tube s'est ajouté à l'effort d'enroulement, ce qui a fait varier la géométrie des spires. Aussi, il y a eu du glissement entre les rondelles de caoutchouc et le tuyau central, car le couple d'enroulement était trop élevé à certains moments. À cause de ces problèmes, la qualité de la fin de l'enroulement est moins bonne que celle du début. La Figure 48 montre la fin de l'enroulement, avant que l'autre extrémité du tube serpentin soit fixée sur le tuyau central. Il est possible de remarquer les endroits où la géométrie des spires n'est pas uniforme, au milieu de la figure. L'unité complète mesure 48 po, le résultat d'enroulement est assez bon sur une longueur d'environ 30 po.

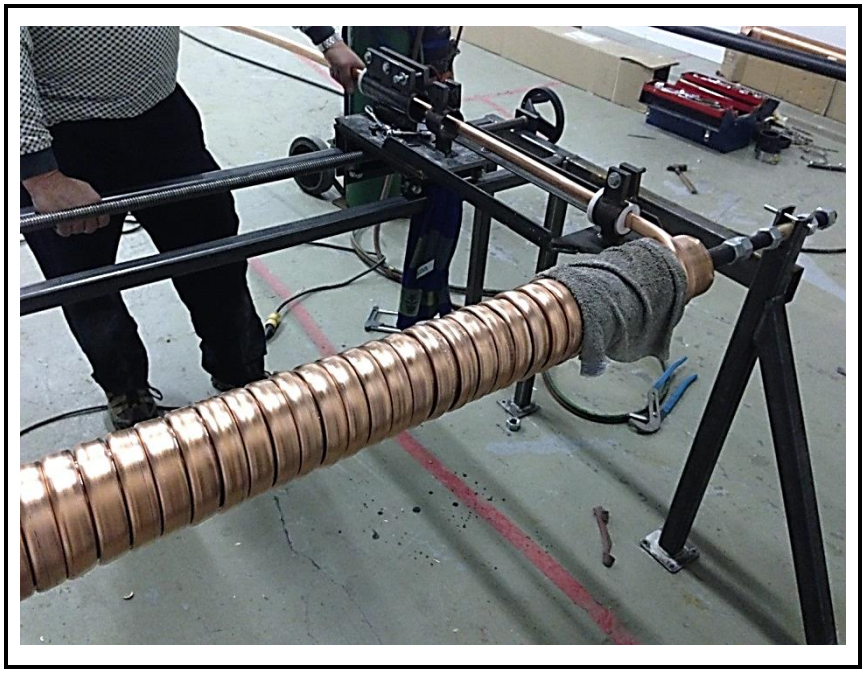

Figure 48 : Fin de l'enroulement

7.3 Performance de l'unité produite

La performance de l'unité produite a été évaluée à l'aide d'un banc de test conçu par M. Mathieu Mayer-Girouard, dans le cadre d'un projet en collaboration avec l'École de technologie supérieure. L'unité de 48 po a d'abord été testée. Ensuite, celle-ci a été découpée pour ne garder que les premiers 30 po, dont la qualité d'enroulement était meilleure. La Figure 49 montre le banc de test utilisé pour tester la performance du récupérateur de chaleur. Sur la photo, l'unité installée est celle de 30 po. Le banc de test permet de mesurer l'efficacité énergétique et les pertes de charge à l'intérieur du tube serpentin.

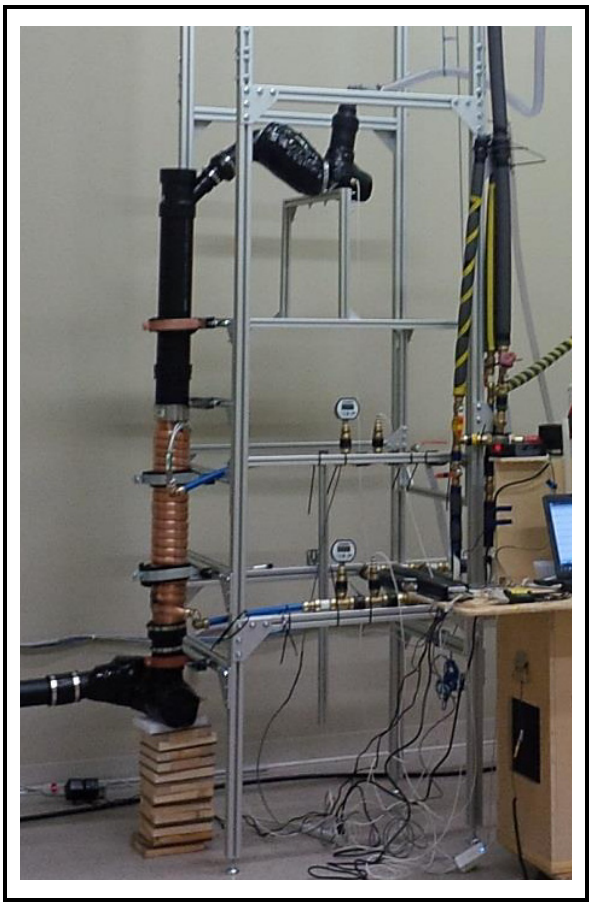

Figure 49 : Banc de test de performance

L'efficacité énergétique et les pertes de charge des deux unités ont été mesurées à plusieurs débits. Ensuite, les résultats ont été tracés sur un graphique pour permettre de déterminer

l'efficacité et les pertes de charge à un débit de 9.5 LPM. Le Tableau 19 montre les résultats obtenus lors des tests de performance. Les résultats de performance des récupérateurs de chaleur actuellement vendus y sont aussi montrés. Les longueurs des modèles R4-30 et R4-48 sont respectivement 30 po et 48 po. Les données de performance de ces deux modèles proviennent du site internet de Natural Ressources Canada (2011-12-14). Les résultats obtenus sont très encourageants, car les pourcentages d'efficacité se rapprochent de ceux des modèles des récupérateurs de chaleur actuellement vendus. Compte tenu des problèmes rencontrés lors de l'enroulement de l'unité, les résultats obtenus confirment que la géométrie préformée du tube serpentin est adéquate. En effet, l'enroulement de cette géométrie dans des conditions normales donnerait de meilleurs résultats.

Tableau 19 : Performance des unités testées et des unités vendues sur le marché

Modèle	**Débit (LPM)**	**Efficacité (%)**	**Pertes de charge (PSI)**
Unité de 30 po	9.5	32.79%	2.12
Unité de 48 po	9.5	44.68%	3.99
Power Pipe R4-30	9.5	35.50%	0.90
Power Pipe R4-48	9.5	47.50%	1.50

CONCLUSION

Dans les dernières années, l'économie d'énergie est devenue un enjeu important lors de la construction des bâtiments. Plusieurs méthodes permettent d'améliorer l'efficacité énergétique d'un édifice. Parmi celles-ci, l'utilisation de récupérateur de chaleur des eaux grises est une solution simple et économique. L'objectif de ce projet de recherche était d'élaborer un procédé permettant de fabriquer plusieurs modèles de récupérateur de chaleur en respectant certaines contraintes et certains critères de performance. Tout d'abord, l'utilisation de tubes de cuivres standard était requise pour faciliter l'approvisionnement. Par contre, l'enroulement d'un tube rond sur un tuyau central ne donnait pas un résultat qui respecte les critères de performance voulus. La solution trouvée pour remédier à ce problème a été de préformer le tube serpentin selon une géométrie qui permet d'obtenir des résultats acceptables. À la suite d'un procédé itératif, le modèle de géométrie à trois paramètres de rayon a été retenu et optimisé, car les résultats de celui-ci étaient encourageants. Pour préformer le tube selon cette géométrie, celui-ci doit traverser une bague de formage conçue à cet effet. L'utilisation d'un modèle d'éléments finis a permis de trouver des paramètres permettant d'obtenir une section du tube serpentin enroulé respectant les critères de performance demandés. Les paramètres importants sont la géométrie préformée du tube, le couple d'enroulement et la position du tube serpentin par rapport au tuyau central. Pour confirmer que le modèle d'éléments finis donnait des résultats cohérents avec la réalité, des tests expérimentaux ont été effectués sur un banc de test d'enroulement conçu à cette fin. Les résultats de ces tests expérimentaux ont permis de valider les résultats des simulations par la méthode des éléments finis.

Pour confirmer que les paramètres trouvés permettaient de fabriquer un récupérateur de chaleur d'une performance acceptable, une unité complète a été produite et sa performance a été testée. Les résultats obtenus se rapprochent de ceux des modèles actuellement vendus sur le marché, ce qui est très encourageant, compte tenu des problèmes rencontrés lors de la production de l'unité. À la lumière de ces résultats, le modèle de géométrie à trois paramètres de rayon et la bague de formage font actuellement l'objet d'une demande de brevet.

L'entreprise partenaire de ce projet de recherche désire commercialiser deux catégories de modèles de récupérateur de chaleur. La différence entre chacune de ces catégories est le diamètre des tuyaux centraux à utiliser. Actuellement, les paramètres pour produire l'une de ces catégories ont été déterminés et les résultats obtenus ont été validés. Le modèle d'éléments finis utilisé pour trouver ces paramètres a été optimisé de sorte à obtenir des résultats cohérents avec la réalité, avec un temps de calcul minimal. Ce modèle pourra être utilisé pour réaliser le processus d'itérations afin de trouver les paramètres permettant de produire l'autre catégorie de modèles.

Suite au dépôt du brevet, l'entreprise partenaire prévoit l'ouverture d'une usine pour produire les différents modèles de récupérateurs de chaleur. Des équipements automatisés devront être conçus pour fabriquer les récupérateurs de chaleur avec une bonne cadence de production. Pour concevoir ces équipements, le modèle d'éléments finis et l'expérience acquise lors de l'utilisation du banc de test d'enroulement seront utiles afin de concevoir un équipement capable de produire les récupérateurs de chaleur avec une bonne répétabilité. Les recommandations suivantes permettraient d'optimiser le procédé de fabrication et la conception de nouvelles catégories de récupérateurs de chaleur.

- Pour permettre de diminuer le temps de conception des nouveaux modèles, il serait avantageux de trouver une équation qui permette de trouver les paramètres de la géométrie préformée optimale en fonction du diamètre du tuyau central, du diamètre du tube serpentin et de l'épaisseur de la paroi du tube serpentin. Pour ce faire, le modèle d'éléments finis développé pourrait être utilisé.
- Pour améliorer la cadence de production, une étude sur l'influence de la vitesse de production d'une unité sur la qualité du résultat obtenu pourrait être réalisée.
- Pour permettre d'automatiser l'étape du brasage, une étude pourrait être réalisée pour trouver un procédé de brasage automatisé rapide permettant de fixer le tube serpentin sur le tuyau central sans que la chaleur n'endommage l'équipement de production.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

ANSYS®, Academic Research. 2011a. *Help System, Mechanical APDL, Element Reference, I. Element Library, SHELL163.*(Version 14.0).

ANSYS®, Academic Research. 2011b. *Help System, Mechanical Applications, Mechanical Application User's guide, Appendices F, Explicit Dynamics Theory Guide* (Version 14.0).

ANSYS® Inc. 2011. *ANSYS Academic Research.*(Version 14.0).

Blau, P.J. 1992. « ASM Handbook ». In *Friction, Lubrication, and Wear Technology* Vol. 18, p. 70-75. ASM International.

Copper Developpement Association Inc. 2010. *Copper Tube Handbook* (2010). New York: Copper Developpement Association Inc

Dhatt, G., Gilbert Touzot, Emmanuel Lefrançois et G. Dhatt. 2005. *Méthode des éléments finis*. Paris: Lavoisier : Hermes Science, vii, 601 p. p.

Fish, Jacob, et Ted Belytschko. 2007. *A first course in finite elements*. Hoboken, N.J.: J. Wiley, xiv, 352 [8] p. de pl. en coul. + p.

Harris, David Money, et Sarah L. Harris. 2007. « Digital Design and Computer Architecture ». < http://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpDDCA0002/digital-design-computer/digital-design-computer >.

Li, H. P., Y. L. Liu, Y. X. Zhu et H. Yang. 2014. « Global sensitivity analysis and coupling effects of forming parameters on wall thinning and cross-sectional distortion of rotary draw bending of thin-walled rectangular tube with small bending radius ». *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology,* vol. 74, n° 5-8, p. 581-589.

Li, H., H. Yang, J. Yan et M. Zhan. 2009. « Numerical study on deformation behaviors of thin-walled tube NC bending with large diameter and small bending radius ». *Computational Materials Science,* vol. 45, n° 4, p. 921-934.

Li, Heng, He Yang, Mei Zhan et Rui-Jie Gu. 2006. « Forming characteristics of thin-walled tube bending process with small bending radius ». *Transactions of Nonferrous Metals Society of China,* vol. 16, Supplement 2, n° 0, p. s613-s623.

Rapport-Gratuit.com

Mentella, A, et M Strano. 2012. « Rotary draw bending of small diameter copper tubes: predicting the quality of the cross-section ». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture,* vol. 226, n° 2, p. 267-278.

Moaveni, Saeed. 2003. *Finite element analysis : theory and application with Ansys*, 2nd. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, xiii, 822 p.

Natural Ressources Canada. 2011-12-14. « Details : Drain-Water heat recovery ». In *Energy Efficiency Ratings*. < http://oee.nrcan.gc.ca/pml-lmp/index.cfm?action=app.formHandler&operation=details-details&ref=5768747&appliance=DWHR&nr=1 >. Consulté le 2015-02-12.

Sadowski, A. J., et J. M. Rotter. 2013. « Solid or shell finite elements to model thick cylindrical tubes and shells under global bending ». *International Journal of Mechanical Sciences,* vol. 74, p. 143-153.

Wu, Shen R., et Lei Gu. 2012. « Eight-Node Solid Element ». In *Introduction to the Explicit Finite Element Method for Nonlinear Transient Dynamics*. p. 107-127. John Wiley & Sons, Inc. < http://dx.doi.org/10.1002/9781118382011.ch5 >.

Xu, Xiaobing, Tiankai Xiong, Qiang Guan et Lijun Tan. 2012. « Finite element simulation and numerical analysis in the process of tube bending ». In *2nd International Conference on Advances in Materials and Manufacturing Processes, ICAMMP 2011, December 16, 2011 - December 18, 2011*. (Guilin, China) Vol. 421, p. 14-18. Coll. « Advanced Materials Research »: Trans Tech Publications. < http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.421.14 >.

Yang, He, Rui-jie Gu, Mei Zhan et Heng Li. 2006. « Effect of frictions on cross section quality of thin-walled tube NC bending ». *Transactions of Nonferrous Metals Society of China,* vol. 16, n° 4, p. 878-886.

Zienkiewicz, O. C., R. L. Taylor et J. Z. Zhu. 2005. *Finite Element Method : Its Basis and Fundamentals*, 6th. Amsterdam, [Pays-Bas]: Elsevier Butterworth Heinemann, 733 p.