

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



**MEMOIRE DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT**

Spécialité : Génie Mécanique

Thème

Réalisation d'une base de données sur l'outil métier
« Dynanum™ Meca »
Simulation de la durée de vie des tuyaux flexibles tressés.

Réalisé par : MEHAOUED Adel

Encadré par : Hocine KEBIR (UTC)

Eric WINTREBERT (BOA)

Said RECKAK (ENP)

Avec la collaboration de :



Année Universitaire 2009/2010

ملخص:

الأعمال التي عرضت في هذا التقرير تتمثل في إقامة قاعدة بيانات تحتوي على جميع المنتجات و نتائج حساباتها للشركة بوا لصناعة الأنابيب المرنة. هذه النتائج تتضمن حسابات تشكيل الأنابيب بتكنولوجيا التصنيع بالمياه، كما تحتوي أيضا على نتائج التنبؤ لمدة حياة هذه الأنابيب و سلوكها تحت الضغط. الحسابات اجريت عن طريق البرنامج اباكوس. انشأت قاعدة بيانات على الأداة دينانوم ميكا بواسطة البرنامج كسب.

كلمات مفتاحية: الأنابيب المرنة، التصنيع بالمياه، مدة الحياة، اباكوس، دينانوم ميكا ، كسب

RESUME :

Le travail présenté dans ce mémoire consiste à la réalisation d'une base de données qui contient tous les produits avec leurs résultats de simulation pour l'entreprise BOA-Flexible Solutions. Les simulations comporte la mise en forme des onduleux par hydroformage, des essais de fatigue pour prédire la durée de vie des flexibles tressés, et le comportement de l'onduleux et la tresse pour une mise sous pression. Les simulations ont été faites à l'aide du logiciel élément finis ABAQUS. La base de données a été développée sur l'outil métier Dynanum™ Meca de la plate-forme logiciel KSP.

Mots clés : Hydroformage, Fatigue, Durée de vie, Élément finis, ABAQUS, Flexibles tressé, KSP, Dynanum Meca.








ABSTRACT:

The work presented in this report consists in the realization of a database which contains all the products with its simulation results for the company BOA - Flexible Solutions. The simulations contain hose hydroforming, tries of fatigue to predict the safe life of braided flexible hoses, and the behavior of the hose and braid for a stake under pressure. The simulations were made by means of the software finite element ABAQUS. The database was developed on the tool job Dynanum™ Meca by the software platform KSP.

Key words: Hydroforming, Fatigue, Safe life, Finite element, ABAQUS, Flexible with braid, KSP, Dynanum Meca.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

-  *La mémoire de mes grands parents ;*
-  *Ma grand-mère Betitra ;*
-  *Mes très chers parents signe de reconnaissances pour tous leurs sacrifices ;*
-  *Mes frères : Dada Kamal, Dada Yidir et Fateh ;*
-  *Mes seoures : Saida, Nacera, Ouarda, Nawel et Lynda ;*
-  *Mes nièces : Ryma, Nesrine et Melissa ;*
-  *Tous mes amis.*

REMERCIEMENT

Ce travail a été réalisé au laboratoire ROBERVAL de Mécanique Acoustique et Matériaux au Centre de Recherches Royallieu de l'Université de Technologie Compiègne.

J'exprime ma profonde gratitude à Monsieur Hocine KEBIR maître de conférences à l'UTC pour avoir assumé la responsabilité de m'encadrer, m'orienter et me conseiller tout au long de la réalisation de ce travail ainsi que pour la confiance qu'ils m'ait accordée.

Je remercie également Mr Eric WINTREBERT, ingénieur ENSAIS, responsable Recherche et développement de l'entreprise BOA-FS, pour ses suivis mensuels de mon travail et sa disponibilité.

Je remercie aussi tous mes enseignants de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger et particulièrement Mr Said RECHAK professeur à l'ENP et Mr Yacine BELKACEMI maître de conférences à l'ENP.

Enfin je remercie toute ma famille, mes amis et particulièrement Hakim HACHEMI pour son soutien tout au long de mon séjour à Compiègne.

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE	1
<u>CHAPITRE I</u>	
<i>Simulation de l'hydroformage des tuyaux flexibles</i>	
I.1. INTRODUCTION	3
I.2. GENERALITES SUR L'HYDROFORMAGE	3
I.2.1. Définitions	3
I.2.2. Evolution de l'hydroformage et ses caractéristiques	4
I.2.2.1. Définitions	4
I.2.2.2. Hydroformage des tubes ou hydro-bombement	4
I.2.2.3. Hydroformage des feuilles plates	4
I.2.2.4. Etirage hydromécanique profond	5
I.2.3. Intérêt technique et économique	6
I.2.4. Mise en forme d'un tube onduleux flexible	6
I.3. PRESENTATION DU LOGICIEL ABAQUS	8
I.3.1. Définitions	8
I.3.2. Les étapes du calcul sur ABAQUS	8
I.3.3. Les composant d'un modèle d'analyse en ABAQUS	10
I.3.3.1. Discrétisation de la géométrie	10
I.3.3.2. Les données sur le matériau	10
I.3.3.3. Le chargement et les conditions aux limites	11
I.3.3.4. Type d'analyse	11
I.3.3.5. Les sorties souhaitées	11
I.4. HYDROFORMAGE DES TUYAUX ONDULEUX FLEXIBLES	12
I.4.1. Introduction	12
I.4.2. Mise en forme des tuyaux flexibles onduleux	12
I.4.3. Simulations et résultats	13
I.4.3.1. Variation de la contrainte principale	13
I.4.3.2. Variation de l'épaisseur	15

I.5. CONCLUSION	16
-----------------	----

CHAPITRE II

Estimation de la durée de vie des tuyaux flexibles tressés

II.1. INTRODUCTION	17
II.2. GENERALITES SUR LA FATIGUE	17
II.2.1. Introduction	17
II.2.2. Fatigue et Endurance	18
II.2.2.1. Définitions	18
II.2.2.2. Essais d'endurance sous amplitude constante	18
II.2.2.2.1. Classification des sollicitations	18
II.2.2.2.2. Diagrammes d'endurance	20
II.3. ETUDE DE LA FATIGUE DE TUYAUX FLEXIBLES SANS TRESSE	22
II.3.1. Introduction	22
II.3.2. Modèle pour le calcul de la durée de vie des tuyaux flexibles	23
II.3.2.1. La géométrie du tube	23
II.3.2.2. Variable d'endommagement	23
II.3.2.3. Cumul linéaire et nom linéaire	24
II.3.2.4. Principe d'équivalence en déformation et contrainte effective	25
II.3.2.5. Modélisation de l'endommagement en fatigue sous chargement cyclique en tenant compte de l'écrouissage	26
II.3.2.6. La loi d'évolution de l'endommagement	27
II.3.3. Applications numérique	29
II.3.4. Résultats du calcul et comparaison	31
II.4. MODELISATION DE LA TRESSE	33
II.4.1. Définitions	33
II.4.2. Comportement élastique linéaire de la tresse, loi de Hooke	34
II.4.2.1. Tenseur des rigidités et des souplesses	34
II.4.2.2. Changement de repère cartésien orthonormé	35
II.4.2.3. Définition de la densité d'une nappe et de la tresse	37

II.4.2.4. Modification de la loi de comportement	39
II.4.2.5. Epaisseur de la tresse	40
II.4.3. Prise en compte des non linéarités géométriques de la tresse	40
II.4.3.1. Caractéristique du ressort rajouté à la tresse	41
II.4.3.2. Variation de l'angle de tressage α	41
II.4.3.3. Allongement des fils de la tresse	42
II.4.3.4. Calcul des caractéristiques du ressort de la tresse	42
II.4.3.5. Variation de la longueur et du diamètre de la tresse	43
II.4.4. Approche incrémentale	44
II.4.5. Résultats et comparaisons	47
II.5. MISE SOUS PRESSION DES TUBES FLEXIBLES TRESSES	49
II.5.1. Définition	49
II.5.2. Mise sous pression des tubes sans tresse	50
II.5.3. Mise sous pression des tube avec tresse	51
II.5.3.1. Le taux d'allongement	52
II.5.3.2. Variation du diamètre de la tresse	53
II.6. CONCLUSION	55

CHAPITRE III

Gamme des produits BOA-FS et résultats des calculs

III.1. INTRODUCTION	56
III.2. GAMME DES PRODUITS	57
III.2.1. Le PARNOR	57
III.2.2. Le PARRAP	57
III.2.3. Le HP-THP-XHP	58
III.3. CACULS ET RESULTATS	59
III.3.1. La mise en forme	59
III.3.1.1. Mise en forme des PARNOR	59
III.3.1.2. Mise en forme des PARRAP	61

III.3.2. Les type des chargements	63
III.3.2.1. Fatigue	63
III.3.2.2. Mise sous pression (Statique)	64
III.3.2.3. Résultats	65
III.4. CONCLUSION	66

CHAPITRE IV

Mise en œuvre de la base de données

IV.1. INTRODUCTION	67
IV.2. INITIATION A LA PROGRAMMATION ORIENTEE OBJET EN C++	67
IV.2.1. Définitions	67
IV.2.2. Le langage C++	68
IV.2.3. Le Microsoft Visual C++	70
IV.3. PRESENTATION DE LA PLATE-FORME LOGICIEL KSP	71
IV.3.1. Définitions	71
IV.3.2. Architecture du logiciel	71
IV.3.2.1. Les classe « probleme » et l'héritage	72
IV.3.2.2. Présentation des classe Probleme	72
IV.4. REALISATION DE LA BASE DE DONNEES	73
IV.4.1. Définition de l'outil métier Dynanum™ Meca	73
IV.4.2. Conception de la base de données	75
IV.4.2.1. Enregistrement des données	79
IV.4.2.2. Sauvegarder les résultats	80
IV.4.2.3. Développement de l'interface utilisateur	82
IV.4.2.4. Le poste-traitement	86
IV.5. CONCLUSION	89
CONCLUSION GENERALE	90
ANNEXES	

Liste des figures

	Page
Fig. I.1 : Les étapes d'un processus d'hydroformage	4
Fig. I.2 : Hydroformage d'un tube	4
Fig. I.3 : Hydroformage d'une coque cylindrique (hydroformage des feuilles plates)	5
Fig. I.4 : Traçage hydromécanique profond	5
Fig. I.5 : Hydroformage d'un tube onduleux flexible	7
Fig. I.6 : Procédé de roulage des feuillards pour la formation des tubes	7
Fig. I.7 : Tube à cinq ondes (plis)	7
Fig. I.8 : Les étapes du calcul sur ABAQUS	9
Fig. I.9 . L'environnement graphique ABAQUS/CAE	11
Fig. I.10 . Les étapes successives de l'hydroformage des tubes onduleux pour une seule onde	12
Fig. I.11 . Tube Vide	13
Fig. I.12 . Mise sous pression (Préformage)	13
Fig. I.13 . Rapprochement des flasques	13
Fig. I.14 . Relâchement de la pression interne	14
Fig. I.15 . Retrait des flasques	14
Fig. I.16 . Variation de l'épaisseur de tube	15
Fig. II.1 : Définitions cycle de contrainte de fatigue	19
Fig. II.2 : Types de cycles de contrainte et définitions correspondantes	19
Fig. II.3 : Diagramme d'endurance et courbe de Wöhler	20
Fig. II.4 : Essai de fatigue	22
Fig. II.5 : Tube axisymétrique, déformations et contraintes axisymétriques	23
Fig. II.6 : Élément endommagé	24
Fig. II.7 : Evolution de dommage	25
Fig. II.8 : Contrainte effective	26
Fig. II.9 : Evolution de dommage	27
Fig. II.10 : Organigramme de l'algorithme de calcul de la durée de vie	30
Fig. II.11 : Contraintes de Mises résiduelles et déformations plastiques équivalentes résiduelles	31
Fig. II.12 : Durée de vie calculée (PARNOR 1 pouce)	31
Fig. II.13 : Durée de vie calculée (PARNOR 6 pouce)	31

Fig. II.14 : Comparaison des essais avec les valeurs calculées par le critère d'endommagement (PARNOR 1 pouce)	32
Fig. II.15 : Comparaison des essais avec les valeurs calculées par le critère d'endommagement (PARNOR 6 pouce)	32
Fig. II.16 : Zone des ruptures des PARNOR 1' et PARNOR 6'	33
Fig. II.17 : Schéma illustrant le Procédé de tressage	34
Fig. II.18 : Différents types de tresses (2D et 3D)	34
Fig. II.19 : Changement de repère (repère local à un repère global)	35
Fig. II.20 : Définition de l'angle de tressage et de la densité	37
Fig. II.21 : Repère global de la tresse	38
Fig. II.22 : Définition de l'épaisseur de la tresse	40
Fig. II.23 : Courbe d'écrouissage du modèle mécanique de la tresse	40
Fig. II.24 : Variation de l'angle de tressage α due à la déformation	41
Fig. II.25 : Cellule élémentaire représentative	44
Fig. II.26 : Elimination de ressort en utilisant la UMAT	44
Fig. II.27 : Organigramme illustrant l'algorithme de comportement de la tresse	46
Fig. II.28 : La tresse utilisée pour la validation du modèle	47
Fig. II.29 : Evolution de la tresse au cours de l'essai	47
Fig. II.30 : Allongement de tresse en fonction de la force appliquée	48
Fig. II.31 : Comparaison des résultats de calcul et des résultats expérimentaux	48
Fig. II.32 : Un tube onduleux nu	49
Fig. II.33 : Un tube onduleux avec tresse	49
Fig. II.34 : Condition aux limites et chargement	50
Fig. II.35 : Allongement de l'onduleux sans tresse	50
Fig. II.36 : Variation de diamètre intérieur (par rapport au diamètre initial)	51
Fig. II.37 : Variation de diamètre extérieur (par rapport au diamètre initial)	51
Fig. II.38 : Allongement de l'onduleux sans correction de l'angle α	52
Fig. II.39 : Allongement de l'onduleux avec correction de l'angle α	52
Fig. II.40 : Variation relative de diamètre sans correction de l'angle α	53
Fig. II.41 : Variation relative de diamètre avec correction de l'angle α	53
Fig. II.42 : Déformé d'un tube onduleux tressé pour une pression de 192 Bars (Comportement de tresse avec UMAT)	54
Fig. III.1. PARNOR Symétrique et Dissymétrique	57
Fig. III.2. PARRAP Symétrique et Dissymétrique	57
Fig. III.3. Onduleux HP-THP-XHP	58

Fig. III.4. Onduleux avec tresse	58
Fig. III.5. Les paramètres L_0 et X	59
Fig. III.6. Calcul des paramètres L_0 et X	60
Fig. III.7. Compression et Etirement d'un PARRAP	61
Fig. III.8. Résultats PARNOR DN25	62
Fig. III.9. Résultats PARRAP DN25	63
Fig. III.10. Le chargement en fatigue en déplacement axial	63
Fig. III.11. Le chargement en fatigue en pression	64
Fig. III.12. Le chargement statique	64
Fig. III.13. Les premiers points endommagés PARNOR DN6	65
Fig. III.14. Les courbes d'allongement PARNOR DN32	65
Fig. IV.1. Visual C++	65
Fig. IV.2. Architecture de KSP	71
Fig. IV.3. Collecte des données	73
Fig. IV.4. Résultats affichés par KSP	74
Fig. IV.5. Plan de fonctionnement Dynanum Meca	74
Fig. IV.6. Le schéma de fonctionnement de la base de données	75
Fig. IV.7. Ecriture et lecture des données	77
Fig. IV.8. Communication du programme avec la base de données	78
Fig. IV.9. Le fichier BOADatabase.ksb	80
Fig. IV.10. Le fichier résultat «.ksr»	81
Fig. IV.11. La création des fichiers résultats «.ksr»	81
Fig. IV.12. La fenêtre principale de l'interface graphique	82
Fig. IV.13. La fenêtre secondaire pour charger un produit	83
Fig. IV.14. Classement des produits BOA-FS	84
Fig. IV.15. La fenêtre secondaire pour ajouter un produit	84
Fig. IV.16. Les pages des données	85
Fig. IV.17. Lecture des résultats avec la fonction LectureResultatsKSR()	87
Fig. IV.18. Affichage des premiers points endommagés par la fonction ComputeDureeDeVie()	87
Fig. IV.19. Options sur la fatigue	88
Fig. IV.20. Dessin des courbes d'allongement par la fonction TracerCourbeAllongement()	88

Liste des Tableaux

	Page
Tab. II.1. Rigidité du ressort de la tresse	43
Tab. II.2. Résultats du calcul de la tresse	47
Tab. II.3. Les dimensions de tube onduleux PARNOR 1 POUCE	49
Tab. III.1. Quelques résultats de la mise en forme.	62

INTRODUCTION
GENERALE

Introduction Générale

Pour répondre à des exigences de fiabilité de plus en plus élevées, d'une part, et pour réduire les coûts de conception d'autre part, les industriels doivent aujourd'hui prévoir au mieux le comportement en fatigue des structures dans leurs conditions réelles de fonctionnement. Dans un contexte de forte concurrence économique, la réduction des coûts de conception et de validation des prototypes est un enjeu important. Pour répondre à cette double problématique de coût et de temps, il faut réduire autant que possible les essais de fatigue long et onéreux réalisés sur des éprouvettes, sur des sous-ensembles mécaniques et sur des prototypes complets.

Pour cela, les bureaux d'études doivent se munir d'une part, d'outils de simulation fiables pour dimensionner leurs structures avant la fabrication des prototypes, d'autre part de techniques visant à réduire la durée des essais de caractérisation et de validation.

Ce travail s'inscrit dans le cadre d'un projet pour la réalisation d'une base de données sur l'outil métier DynanumMéca, développé à l'Université de Technologie Compiègne (UTC) sur la plateforme-logicielle KSP, qui permet la simulation de la mise en forme des tuyaux flexibles axisymétriques et leur tenue en statique et fatigue en présence la tresse.

Les tuyaux flexibles sont fabriqués par la société BOA-FS (Ex Tubest). Ils sont obtenus à partir d'un feuillard par roulage et soudage puis sont ondulés par hydroformage. Ils sont revêtus par une tresse constituée de deux nappes de fils métalliques, maintenues par deux colliers de fixation aux extrémités du tuyau. La tresse donne au tuyau sa rigidité diamétrale et longitudinale.

Les tubes flexibles sont utilisés dans une large variété d'applications industrielles (automobile, turbomachine ...etc.) .Par exemple, ils sont utilisés dans les voitures pour découpler les vibrations du moteur dû au système d'échappement. Grâce à leurs formes ils donnent un joint flexible qui peut être quasi statique lorsqu'il vibre et permet des rotations, des déplacements verticaux et horizontaux.

Ce projet a pour but d'améliorer la robustesse et l'efficacité de cet outil métier et de créer une base de données des produits BOA-FS avec les résultats de simulation de chaque produit.

Introduction Générale

Les simulations numériques ont été faites au laboratoire ROBERVAL sur le logiciel élément finis ABAQUS par l'intermédiaire du Logiciel KSP.

Deux grandes parties ont été abordées dans ce travail :

1. La partie de validation des modèles :

Cette partie consiste à définir les méthodes du calcul et les modèles de l'onduleux et tresse qui sont utilisés pour les simulations, puis comparer les résultats des calculs à ceux de l'expérience obtenus au sein de l'entreprise et ceci dans le but de valider tous les codes du calcul. Ainsi, nous avons choisi deux produits qui sont les PARNOR 1' et PARNOR 6' pour l'onduleux nu, et PARNOR 1' pour l'onduleux avec tresse.

2. La partie développement informatique :

Une fois les modèles sont validés, il suffit de varier les paramètres géométriques et les conditions d'essai pour obtenir les résultats de toute la gamme des produits. Ensuite nous avons amélioré la stabilité et le fonctionnement de l'outil métier en neutralisant les bugs et en développant des fonctionnalités pour la manipulation de la base de données.

Avec ce travail, nous avons donné à la société BOA-FS la possibilité de visualiser les résultats des simulations de tous ses produits sans recours à ABAQUS, et ceci d'une manière précise et rapide.

CHAPITRE I

Simulation de l'hydroformage
des tuyaux flexibles

I.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous allons présenter les simulations sur la mise en forme par hydroformage des tuyaux onduleux flexibles, l'hydroformage ou le formage hydraulique est un procédé de fabrication par déformation; il consiste à déformer plastiquement des pièces d'épaisseur faible (plaques, tubes). La forme finale de la pièce est déterminée par un « moule » appelé matrice. Contrairement au matriçage, il n'y a pas de matrice complémentaire, celle-ci est remplacée par un fluide sous haute pression qui contraint la pièce à prendre la forme de l'empreinte de la matrice. L'utilisation d'un fluide sous pression permet d'appliquer un effort dans des zones inaccessibles par d'autres moyens. Ce procédé permet donc d'obtenir des pièces d'une géométrie inédite, notamment des corps creux asymétriques.

Les simulations numériques ont été faites avec le logiciel élément finis ABAQUS 6.9, et les résultats sont présentés à la fin de chapitre.

I.2. GENERALITES SUR L'HYDROFORMAGE

I.2.1. Définitions

L'hydroformage est devenu un des processus fondamentaux pour le formage des feuilles métalliques. Développé juste au début de la seconde guerre mondiale, ses applications étaient limitées à cause de manque de recherche et de savoir-faire. Mais depuis 1990 beaucoup de travail a été fait pour l'application de cette technologie dans d'autres domaines d'industrie et spécialement l'industrie automobile. Maintenant presque tous les leaders de l'automobile au monde ont adopté cette technologie comme un moyen pour renforcer leur puissance de concurrence sur le marché [1].

Les étapes d'un processus d'hydroformage typique sont montrées sur la figure (Fig.I.1). Une pression interne due à un fluide est appliquée, après que les matrices soient fermées, pour forcer le matériau (le tube) dans la zone de déformation. Pendant ce processus l'avancement axial et la pression interne sont contrôlés simultanément pour augmenter les capacités de façonnage [2].

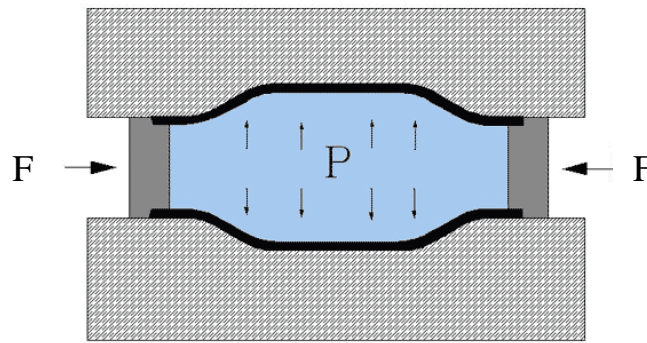


Fig. I.1 : Les étapes d'un processus d'hydroformage

I.2.2. Evolution de l'hydroformage et ses caractéristiques

I.2.2.1) Définition

On peut définir l'hydroformage comme une technologie de formage à outils souples (tendres) (*soft-tool forming technologie*). En hydroformage un fluide, généralement l'eau, est utilisé comme un poinçon ou une matrice.

L'hydroformage peut être classé en fonction des caractéristiques de processus [3] :

I.2.2.2) Hydroformage des tubes ou Hydrobombement (Hydroforming)

Dans cette technologie le poinçon n'est pas utilisé, un fluide est utilisé à la place (un poinçon souple). Le tube est hydroformé dans la forme désirée par une application simultanée d'une force axiale de compression et une pression interne. Finalement la pièce tubulaire est forcée à avoir la forme de la matrice. En effet c'est une technologie à outil souple (**Fig. I.2**).

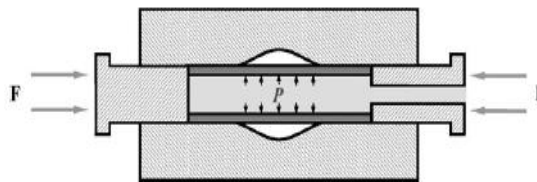


Fig. I.2 : Hydroformage d'un tube

I.2.2.3) Hydroformage des feuilles plates (flat sheet hydroforming)

Dans ce processus un diaphragme en caoutchouc est utilisé pour séparer le fluide et la tôle. La matrice n'est pas utilisée et un poinçon rigide se déplace vers la chambre fluide et la tôle est forcée à avoir la forme de poinçon sous la pression de fluide.

Cette technologie a été introduite dans l'industrie automobile pour produire des pièces de la carrosserie automobile. Elle est spécialement adaptée pour la production en série de pièces mécanique de petites dimensions, en effet c'est une technologie à matrice souple (**Fig. I.3**)

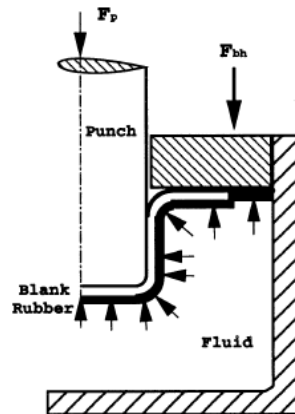


Fig. I.3 : Hydroformage d'une coque cylindrique (hydroformage des feuilles)

I.2.2.4) Etirage hydromécanique profond (Hydromechanical deep drawing process):

C'est la même technologie que la première mais sans le diaphragme en caoutchouc, elle est utilisée pour le façonnage des coques profondes (**Fig. I.4**).

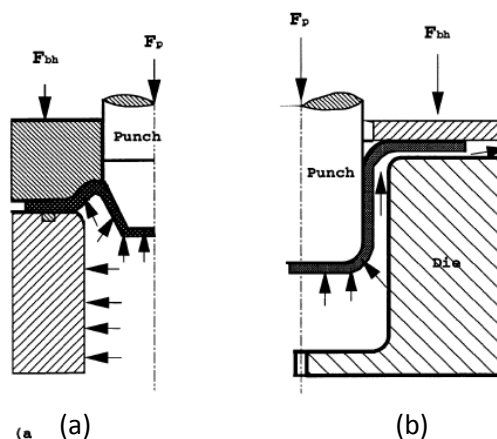


Fig. I.4 : Traçage hydromécanique profond :

(a) : Hydrostatique

(b): Hydrodynamique

Dans le procédé de l'hydroformage, une tôle tubulaire est préformée souvent par flexion et dans des locations multiples pour avoir une forme de telle sorte qu'il puisse être inséré dans la matrice.

I .2.3. Intérêt technique et économique

La technologie de l'hydroformage a les caractéristiques et *les avantages* suivants :

- Le processus est économique puisqu'il n'y a pas de consommables excepté le lubrifiant disposé entre la pièce et la matrice à chaque changement de pièce ; de plus il n'y a pas de perte de matière, ce procédé est donc apprécié lorsqu'il s'agit de façonner des pièces en matériaux nobles ou en alliages spéciaux.
- Très grande flexibilité en ce qui concerne la réalisation des prototypes et pièces en petite et moyenne série
- Les pièces obtenues ont un bon état de surface et des caractéristiques mécaniques améliorées par rapport à d'autres procédés de fabrications.
- Les machines sont facilement automatisables et s'intègrent bien dans un process de grande série grâce à des cadences élevées.
- Une pièce faite de plusieurs parties assemblées par soudage peut être réalisée par hydroformage en une seule étape réduisant l'encombrement dans l'atelier et augmentant la cadence de fabrication.
- Permet d'obtenir des pièces qui ont un meilleur rapport rigidité/poids

Parmi les *désavantages* de l'hydroformage (les inconvénients et limitations) on cite :

- Un cycle de temps de production relativement lent ce qui limite le processus à des pièces de petites dimensions.
- Nécessite des matrices très polies (un excellent état de surface).
- La nécessité d'une presse puissante pour maintenir la pression hydrostatique activant contre le poinçon.

I .2.4. Mise en forme d'un tube onduleux flexible

Dans notre étude on a affaire à un hydroformage à poinçon souple et à matrice rigide les étapes sont schématisées sur la figure (**Fig. I.5**).

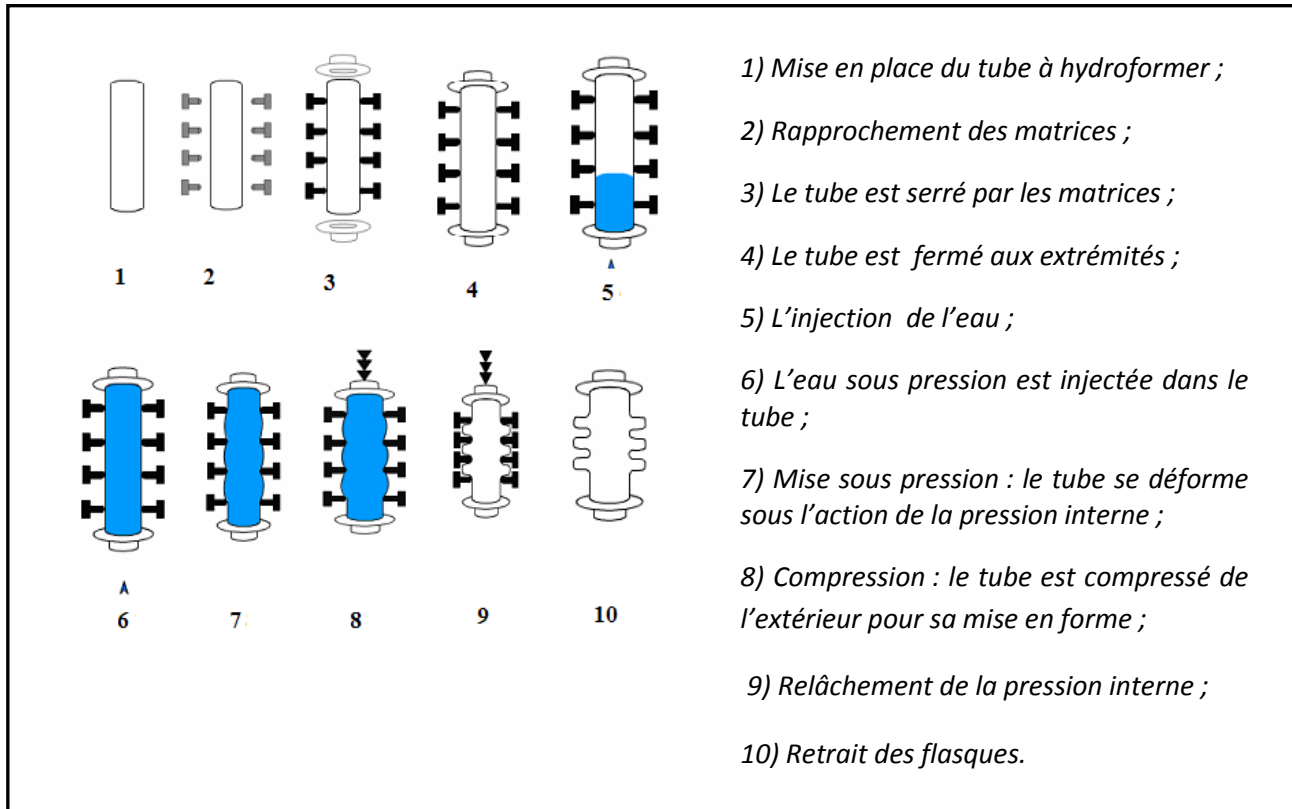


Fig. I.5 : Hydroformage d'un tube ondulé flexible

Avant l'hydroformage on a deux autres opérations : le roulage et le soudage qu'on a négligé dans notre étude. C'est à partir des feuillards métalliques qu'on fait rouler puis souder aux deux extrémités qu'on peut obtenir des tubes cylindriques (**Fig. I.6**).

A la fin de procédé on va avoir un tuyau ondulé flexible comme sur la figure ci-dessous (**Fig. I.7**).

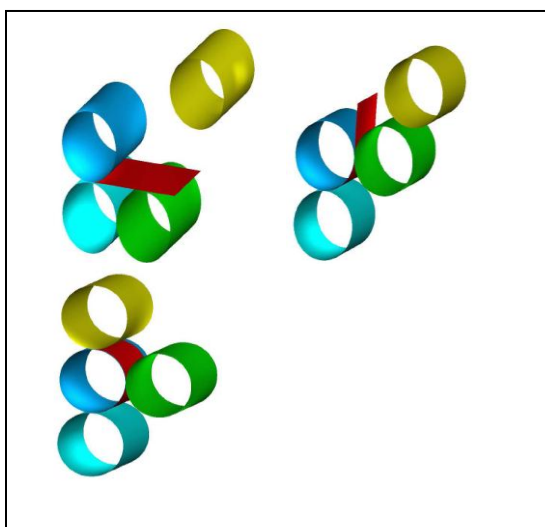


Fig. I.6 : Procédé de roulage des feuillards



Fig. I.7 : Tube à cinq ondes (plis)

I.3. PRESENTATION DU LOGICIEL ABAQUS [4]

I.3.1. Définitions

ABAQUS est un logiciel de simulation par éléments finis de problèmes linéaires et non linéaires en mécanique. Conçu comme un outil de simulation à usage générale, il peut être utilisé, en plus des problèmes de structures (contrainte/déplacement), à simuler les problèmes de transfert thermique, de diffusion de masse, de mécanique de sol, d'acoustique et les problèmes piézoélectriques.

Il a été développé en 1978 aux Etats-Unis par Hibbit, Karlsson & Sorensen nommé HKS devenu ensuite ABAQUS.

Le cœur du logiciel ABAQUS est son moteur de calcul (Le Solveur). À partir d'un fichier de données « .inp », qui décrit l'ensemble du problème mécanique, le logiciel analyse les données, effectue les simulations demandées, et fournit les résultats dans un fichier « .odb ». Ainsi, nous n'avons qu'à générer le fichier de données (prétraitement), et exploiter les résultats contenus dans le fichier résultats « .odb » (post traitement).

I.3.2. Les étapes du calcul sur ABAQUS

Une analyse complète par ABAQUS se fait en 3 étapes : Prétraitement, simulation et post-traitement (**Fig. V.1**) :

i. Le prétraitement :

Dans ce stade on définit le modèle de problème physique et créer le fichier inp. Le modèle est généralement créé graphiquement en utilisant ABAQUS/CAE ou un autre préprocesseur mais pour un problème simple on peut utiliser un éditeur de texte.

ii. La simulation :

La simulation est le stage où ABAQUS résout le problème numérique défini dans le modèle, les résultats de calculs sont stockés dans des fichiers en code binaire prêts au post-traitement. En fonction de la complexité de problème et

la puissance de l'ordinateur utilisé, le temps d'analyse varie de secondes aux jours.

Nous avons deux types de résolution :

- *ABAQUS/Standard* : il peut résoudre une grande variété de problèmes comportant la réponse statique, dynamique, thermique et électrique, il résout un système d'équation implicitement à chaque incrément.
- *ABAQUS/Explicite* : il est destiné à des analyses spéciales, il est utilisé pour résoudre des problèmes dynamiques transitoires comme l'explosion et le choc, il utilise une formulation par éléments finis explicite.

iii. Post traitement :

Nous pouvons examiner les résultats une fois la simulation complétée, les déplacements (déformations), contraintes ou d'autres variables de calculs. Le module de visualisation qui lit le fichier de sortie de donnée a une variété d'option pour visualiser les résultats (couleurs, animations, la déformée, courbe (x, y)).

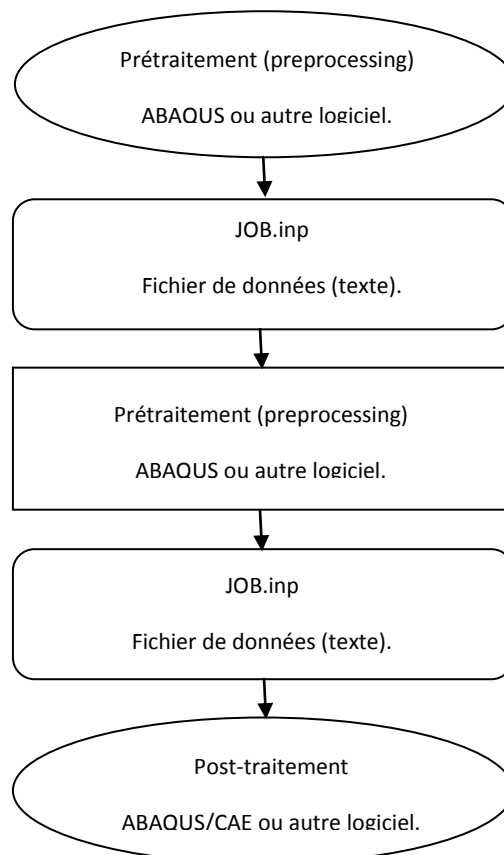


Fig. I.8 : Les étapes du calcul sur ABAQUS

I.3.3. Les composantes d'un modèle d'analyse en ABAQUS

Un modèle en ABAQUS est construit de plusieurs composants qui ensemble décrivent le problème physique à être analysé et les résultats à obtenir.

Un modèle d'analyse doit avoir au minimum les informations suivantes :

- La géométrie discrétisée ;
- Les données de matériau ;
- Le chargement et les conditions aux limites ;
- Types d'analyse ;
- Sortie souhaitée.

I.3.3.1) Discrétisation de la géométrie

Les éléments finis et les nœuds définissent la géométrie basique de la structure physique modélisée en ABAQUS. Chaque élément dans le modèle représente une portion discrète de la structure physique qui est représentée par beaucoup d'éléments interconnectés par des nœuds communs.

La collection de tous les éléments et des nœuds dans un modèle est appelée le maillage, le type d'élément, la forme et la direction, ainsi que le nombre totale d'élément ont une influence sur la précision des résultats obtenus. Les résultats sont plus exacts autant que la densité de maillage est grande mais le temps de calcul augmente.

La solution obtenue par des modèles numériques n'est généralement qu'une approximation de la solution réelle du problème simulé. La précision de l'approximation faite dans le modèle géométrique, le comportement de matériau, les conditions aux limites et le chargement déterminent combien la solution approche le problème physique.

I.3.3.2) Les données sur le matériau

Les propriétés matérielles pour tous les éléments doivent être spécifiées, puisque les données matérielles de grande précision sont souvent difficiles à obtenir, particulièrement pour les modèles matériels complexes. La validité des résultats d'ABAQUS est limitée par l'exactitude des données matérielles.

I.3.3.3) Le chargement et les conditions aux limites

Les chargements déforment la structure physique et créent des contraintes dans cette structure. Parmi les chargements les plus courants on cite : le chargement ponctuel, le chargement de pression, la traction, le moment, la force de volume, le chargement thermique...etc. Les conditions aux limites sont utilisées pour contraindre une portion de modèle à rester fixe ou à être déplacée.

I.3.3.4) Types d'analyse

Parmi les plus importants types des simulations on trouve : l'analyse de contraintes statique et l'analyse de contraintes dynamique. Dans la première on obtient une réponse à long terme de la structure à un chargement appliqué, dans la seconde on obtient une réponse instantanée comme l'effet d'un chargement instantané sur une structure ou la réponse d'un immeuble à un tremblement de terre.

I.3.3.5) Les sorties de donnée souhaitées

Une simulation d'ABAQUS peut générer une quantité importantes de données de sorties. Afin d'éviter l'utilisation d'un espace mémoire important on peut limiter les sorties aux seules sorties souhaitées.

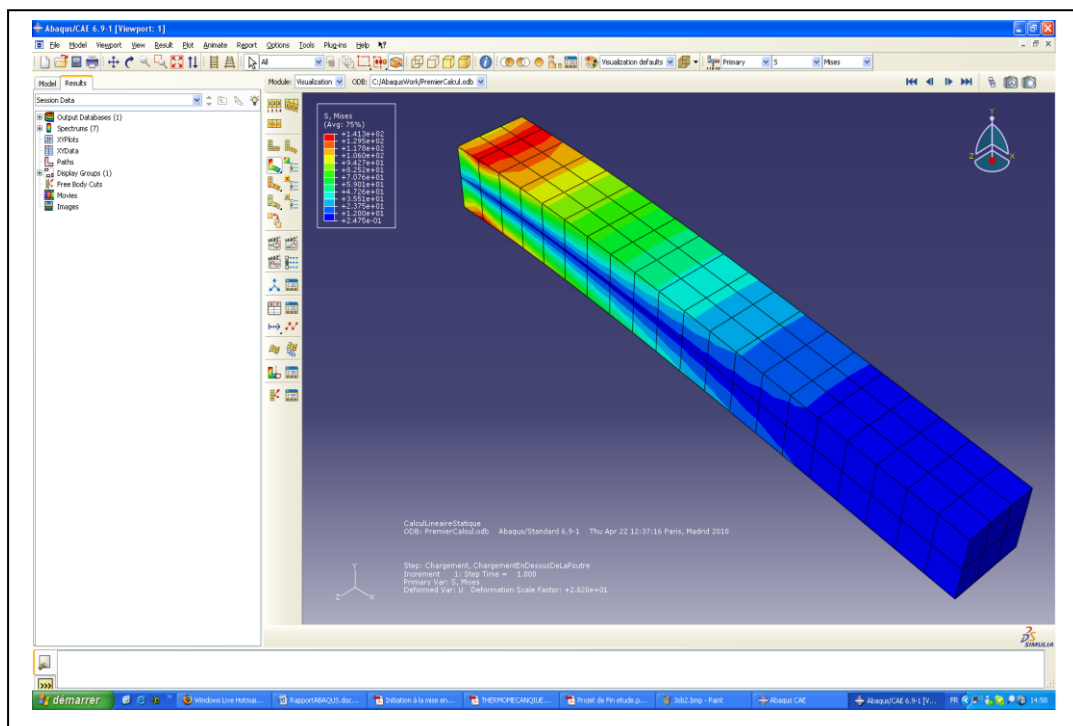


Fig. I.9 : L'environnement graphique ABAQUS/CAE

I.4. HYDROFORMAGE DES TUYAUX ONDULEUX FLEXIBLES

I.4.1. Introduction

Pour la simulation de la mise en forme du flexible onduleux, on doit introduire la géométrie et les conditions aux limites, ainsi le modèle éléments finis comprend les éléments suivant:

- un volume déformable axisymétrique : le tube ;
- une surface rigide : le flasque ;
- des éléments de contact tube-flasque.

I.4.2. Mise en forme des tuyaux flexibles onduleux

L'hydroformage des tubes se fait en quatre étapes successives comme schématisés sur la figure (Fig. I.10):

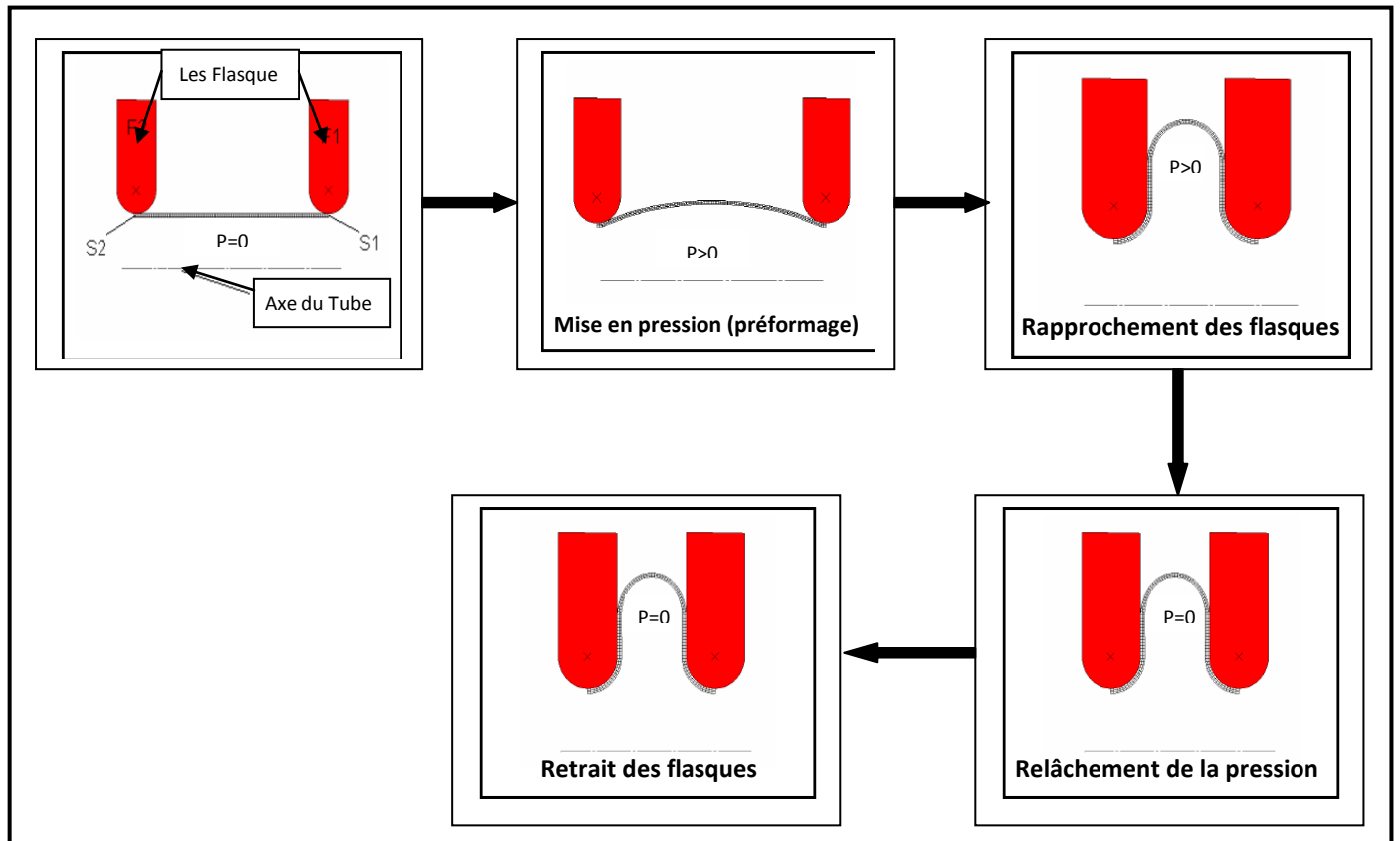
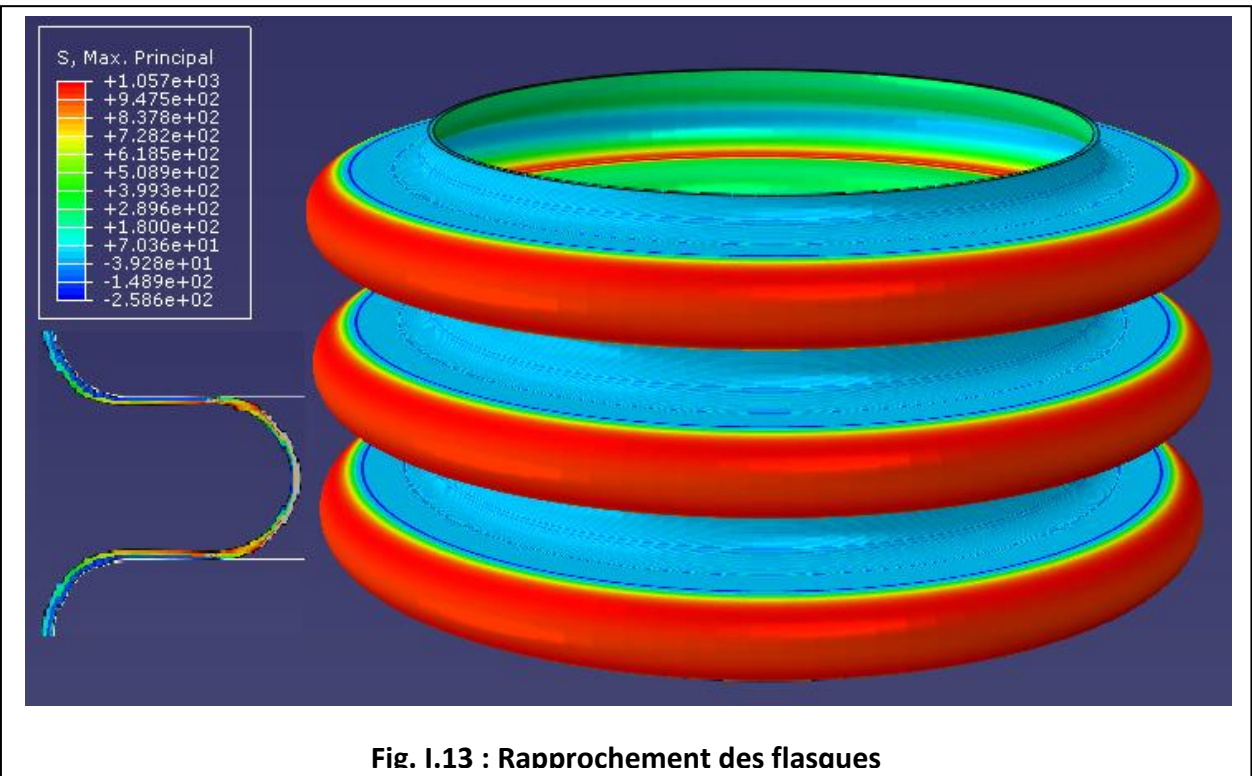
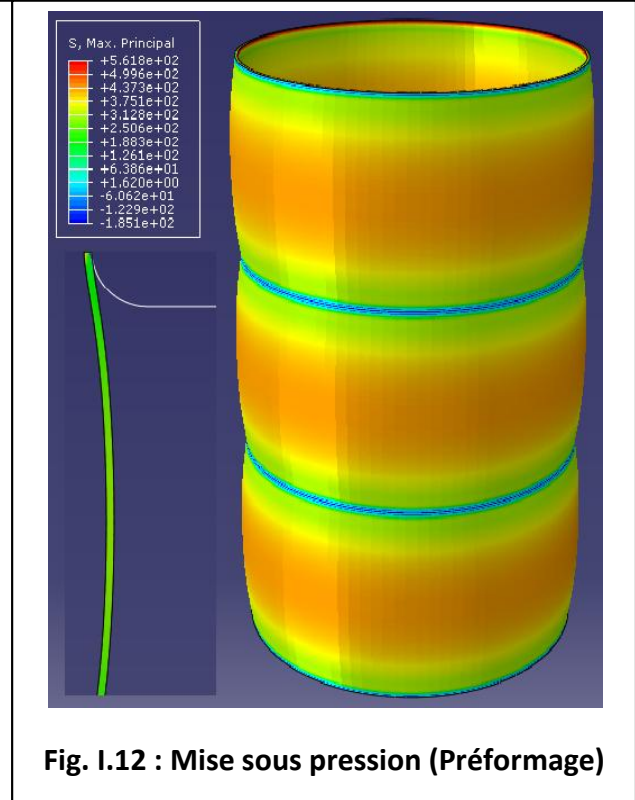
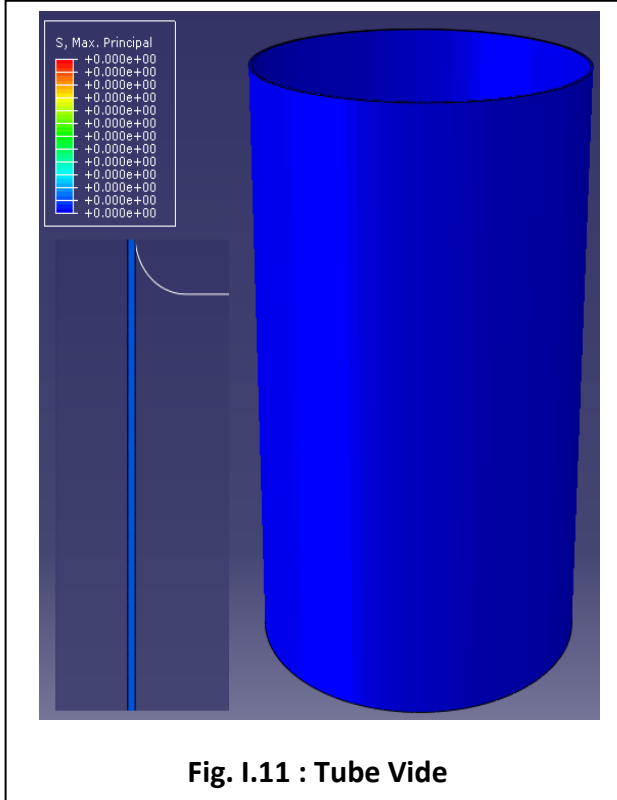


Fig. I.10 : Les étapes successives de l'hydroformage des tubes onduleux pour une seule onde

I.4.3. Simulation et résultats

I.4.3.1) Variation de la contrainte principale



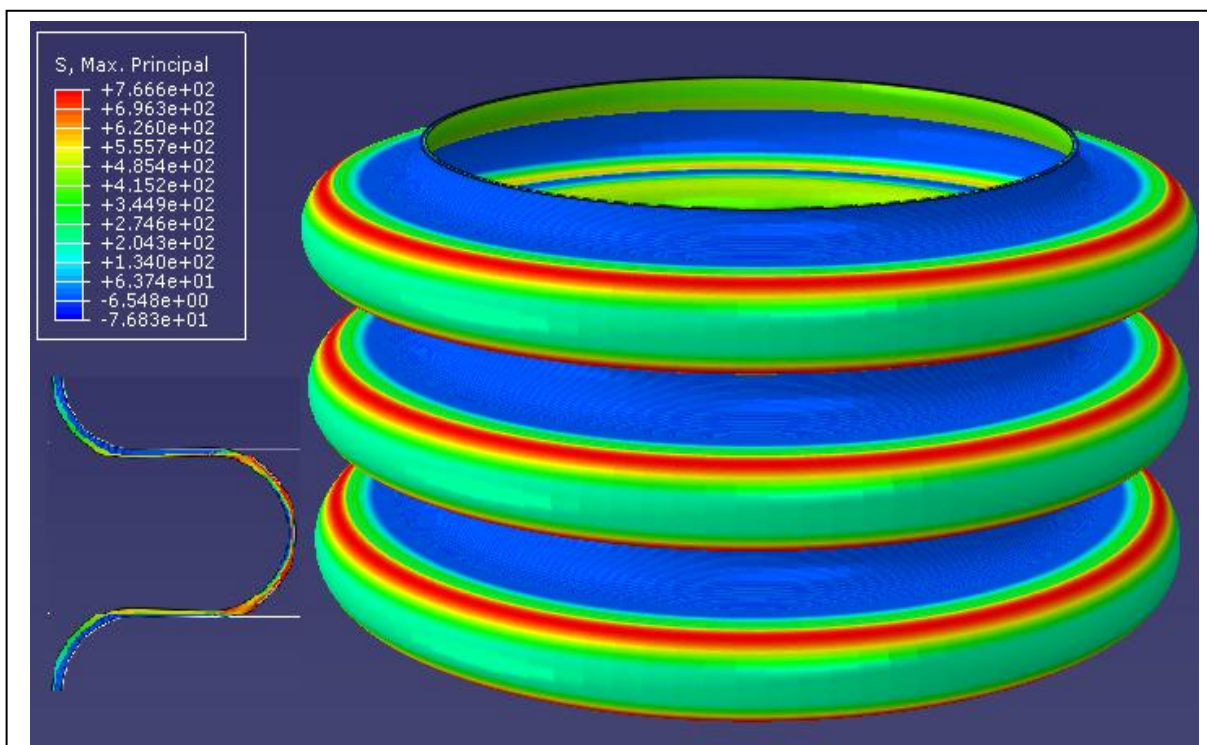


Fig. I.14 : Relâchement de la pression interne

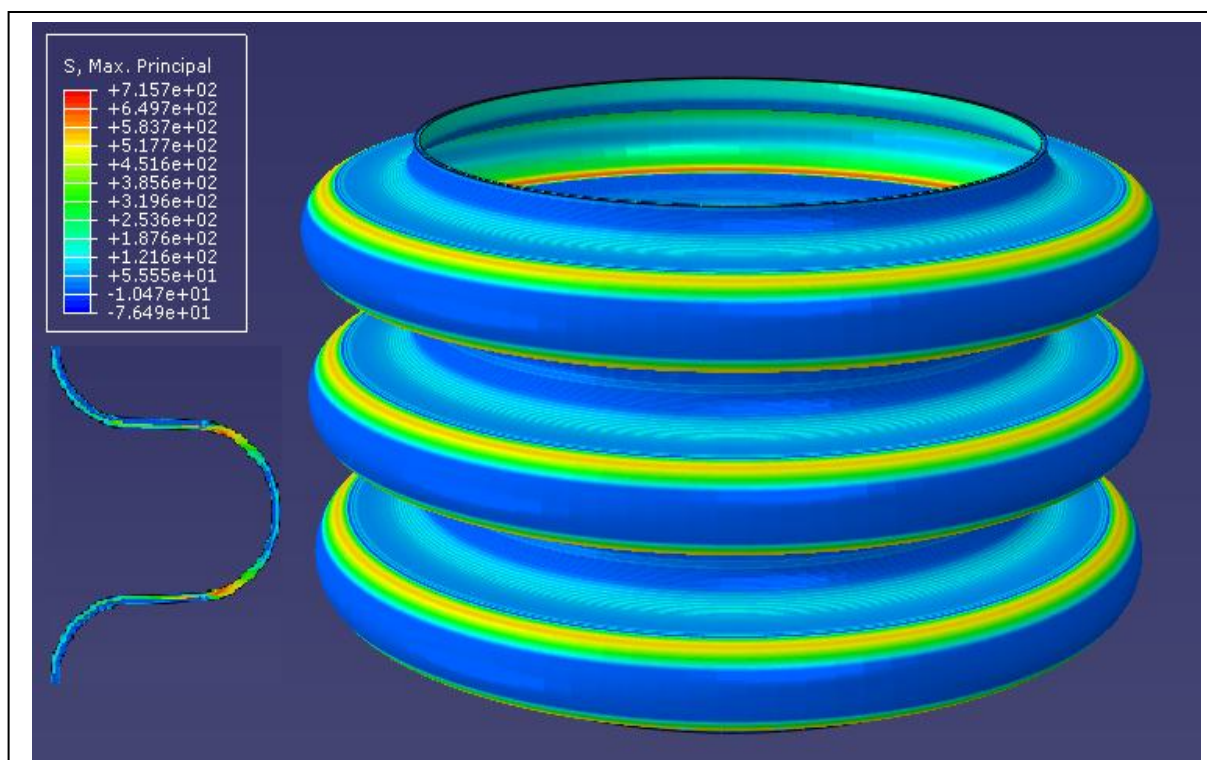


Fig. I.15 : Retrait des flasques

1.4.3.1) Variation de l'épaisseur

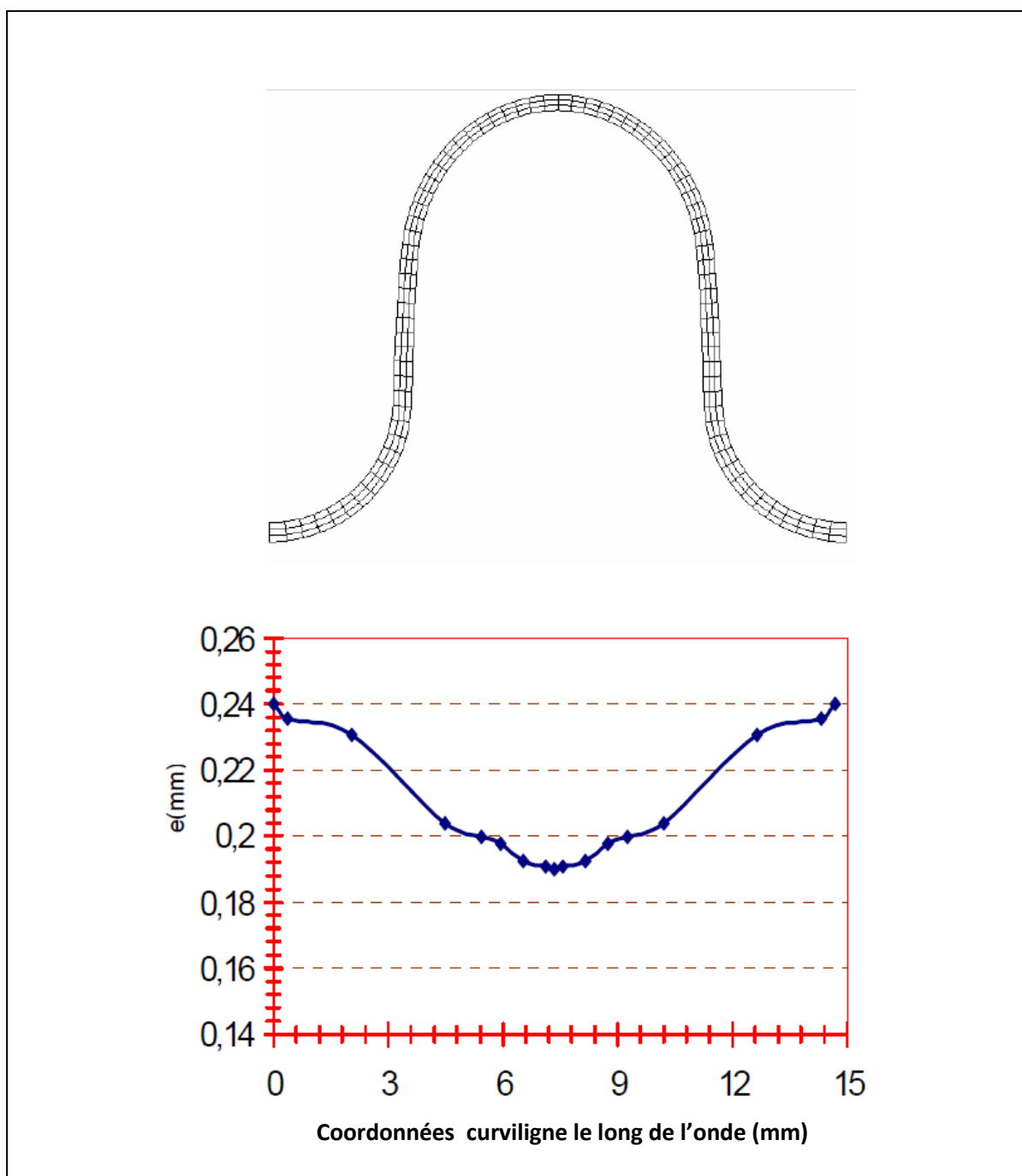


Fig. I.16 : Variation de l'épaisseur de tube

I.5. CONCLUSION

L'hydroformage est un procédé de fabrication relativement récent, utilisé depuis seulement une quinzaine d'années de manière opérationnelle. Comme toute nouvelle technologie, l'hydroformage a d'abord été réservé aux industries de hautes technologies, comme l'aérospatiale, qui ont permis sa mise au point et son développement. Aujourd'hui l'hydroformage est couramment utilisé dans l'aéronautique et commence à se développer dans des industries concernant un public beaucoup plus large.

Les résultats des simulations de processus de mise en forme des onduleux sont très proches des résultats expérimentaux.

CHAPITRE II

Estimation de la durée de vie
des tuyaux flexibles tressés

II.1. INTRODUCTION

Depuis longtemps les recherches poursuivies en fatigue ont montré l'insuffisance des essais statiques des métaux (traction, dureté, choc...) pour les qualifier avec exactitude en vue des applications courantes où les efforts sont le plus souvent variables.

Il est ainsi apparu indispensable de faire sur des éprouvettes et sur des pièces ou des assemblages eux-mêmes des essais dans des conditions aussi voisines que possible des conditions d'utilisation.

Dans ce chapitre, nous allons commencer par des généralités sur la fatigue, puis présenter le modèle du calcul de la durée de vie des onduleux, et enfin modéliser le comportement de la tresse u à un chargement de pression.

II.2. GENERALITES SUR LA FATIGUE

II.2.1. Introduction

La fatigue est un processus qui sous l'action de contraintes ou déformations variables dans le temps modifie les propriétés locales d'un matériau et peut entraîner la formation de fissures et éventuellement la rupture de la structure. La fatigue est notamment caractérisée par une étendue de variation de contrainte bien inférieure à la résistance à la traction du matériau. Les étapes principales de la fatigue sont l'amorçage de fissures, la propagation de fissures et la rupture finale. Les paramètres souvent utilisés pour prédire le comportement en fatigue et ainsi le nombre de cycles à rupture d'une structure sont : l'amplitude de cette sollicitation (chargement ou déformation imposée), sa valeur moyenne, le fini de surface et le milieu dans lequel la structure sera utilisée.

Lorsque l'on exerce une contrainte monotone sur une éprouvette lisse (avec un champ de contrainte quasi uniforme) métallique ductile, celle-ci commence à se déformer de manière irréversible par déformation plastique, à partir d'une valeur de contrainte appelée limite d'élasticité. Bien inférieure à la valeur limite conventionnelle (définie pour une déformation résiduelle de 0.2%), il existe la limite d'endurance. Tout chargement cyclé au-delà de la limite d'endurance endommagera l'éprouvette [5].

II.2.2. Fatigue et Endurance

II.2.2.1) Définition

- ***Fatigue***

On entend fatigue par la modification des propriétés des matériaux consécutifs à l'application de cycles d'efforts, cycles dont la répétition peut conduire à la rupture des pièces constituées avec ces matériaux [7].

- ***Endurance***

Si le terme fatigue a été consacré par l'usage pour désigner la cause de cette défaillance, on a appelé endurance la capacité de résistance à cette fatigue des pièces et des assemblages en service [7].

- ***Durée de vie***

Elle est généralement mesurée par le nombre de cycles à rupture N . l'exécution de n cycles ($n < N$) entraîne un certain endommagement de la pièce qu'il est important de chiffrer car il détermine sa capacité de vie résiduelle et donc peut indiquer s'il faut ou non remplacer la pièce pour éviter un accident.

II.2.2.2) Essais d'endurance sous amplitude constante

II.2.2.2.1) Classification des sollicitations

Les contraintes seront définies par l'amplitude maximale atteinte au cours d'un cycle, σ_{max} , par la valeur moyenne de la contrainte, σ_m , et par le rapport de la contrainte minimale à la contrainte maximale $R_\sigma = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$.

On est parfois conduit à distinguer l'amplitude de la contrainte σ_a de la composante statique σ_m . Ainsi, selon les valeurs relatives de ces deux composantes, on distingue les essais sous différentes sollicitations (**Fig. II.2**).

R_σ prend les valeurs indiquées, selon les cas, sur la figure (**Fig. II.2**). Ces cas simples correspondent à la combinaison d'une contrainte statique et d'une contrainte alternative de même nature.

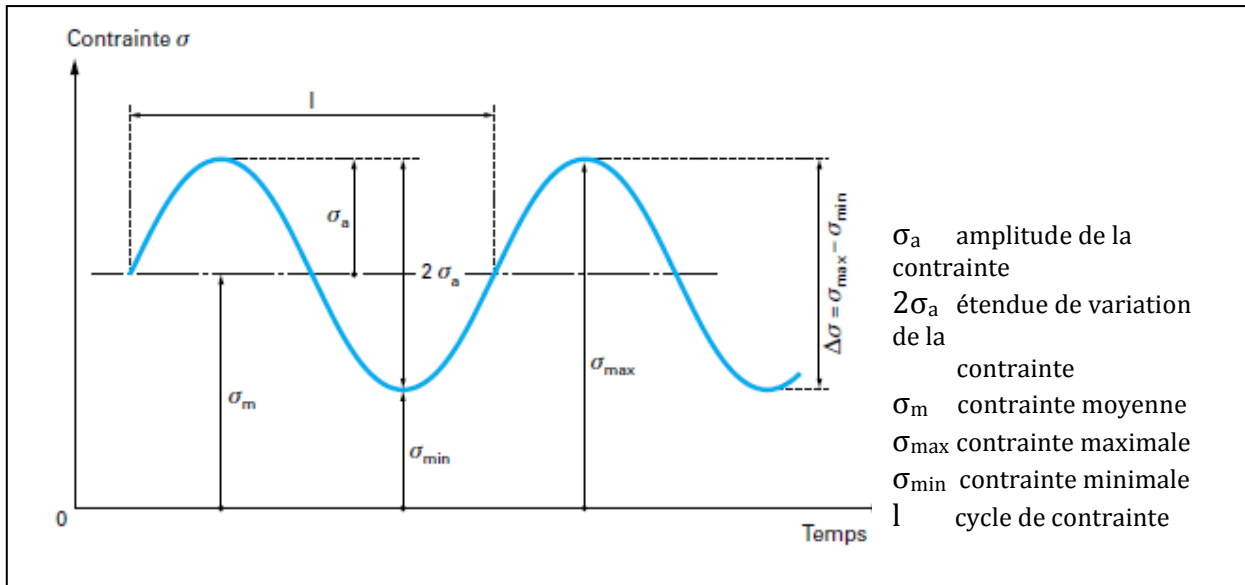


Fig. II.1 : Définitions cycle de contrainte de fatigue

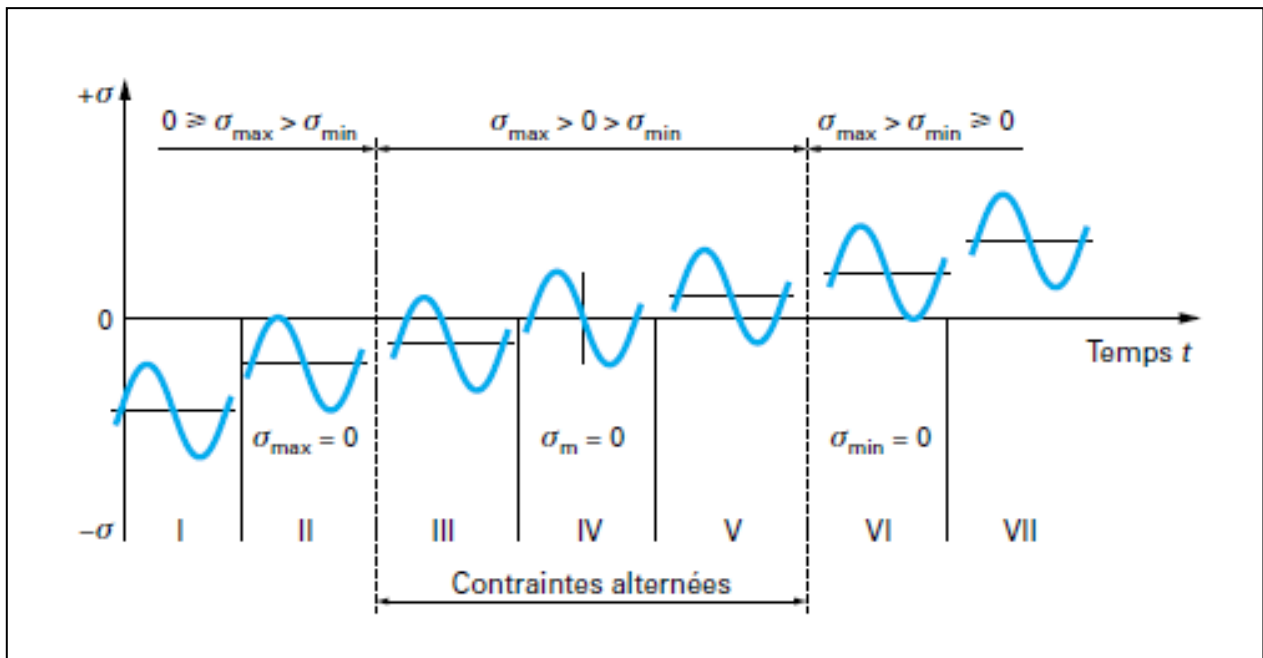


Fig. II.2 : Types de cycles de contrainte et définitions correspondantes

- I contrainte ondulée de compression : $1 < R\sigma < +\infty$
- II contrainte répétée de compression : $R\sigma \rightarrow +\infty$
- III contrainte alternée dissymétrique : $-\infty < R\sigma < -1$
- IV contrainte purement alternée : $R\sigma = -1$
- V contrainte alternée dissymétrique : $-1 < R\sigma < 0$
- VI contrainte répétée de traction : $R\sigma = 0$
- VII contrainte ondulée de traction : $0 < R\sigma < 1$

II.2.2.2.2) Diagrammes d'endurance [6]
i. Courbe contrainte-nombre de cycles à rupture (courbe de Wöhler)

L'essai de fatigue le plus simple consiste à soumettre chaque éprouvette à des cycles d'efforts périodiques, d'amplitude maximale et de fréquence constantes, et à noter le nombre de cycles N_r au bout duquel la rupture se produit. On reporte ce nombre N_r , en général sur une échelle logarithmique, en fonction de la contrainte maximale des cycles. À chaque éprouvette correspond un point du plan (s, N) et, à partir d'un lot d'éprouvettes soumises à des contraintes maximales différentes, on obtient une courbe qui a l'allure de celle représentée sur la figure (**Fig. II.3**).

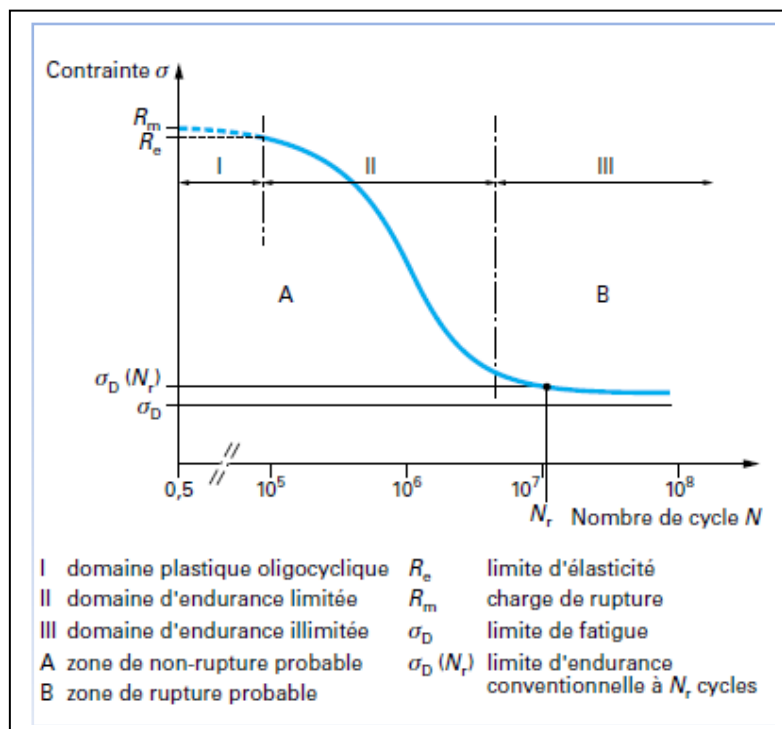


Fig. II.3 : Diagramme d'endurance et courbe de Wöhler

Sur cette courbe, connue sous les noms de **courbe de Wöhler** et **courbe S-N** (Stress-Number of cycles), on peut distinguer trois domaines :

- I : zone de fatigue plastique oligocyclique, sous forte contrainte ; la rupture survient après un très petit nombre d'alternances et est précédée d'une déformation plastique notable ;
- II : zone de fatigue ou d'endurance limitée, où la rupture est atteinte après un nombre limité de cycles, nombre qui croît quand la contrainte décroît ;

- III : zone d'endurance illimitée ou zone de sécurité, sous faible contrainte, pour laquelle la rupture ne se produit pas avant un nombre N_f donné de cycles : 10^7 , 3×10^7 et même 10^8 ou 10^9 , supérieur à la durée de vie envisagée pour la pièce.

ii. Fatigue plastique oligocyclique [8], [9]

Il est généralement admis que ce domaine correspond à des contraintes élevées supérieures à la limite d'élasticité du matériau, le nombre de cycles à rupture s'étend de 1 /2 jusqu'à 10^4 ou 10^5 selon la nature du matériau.

Coffin a montré que, dans ce cas, la relation entre la déformation plastique $\Delta\epsilon_p$ et le nombre de cycle à rupture N_r est :

$$\frac{\Delta\epsilon_{pl}}{2} = A(2N_r)^a$$

A, a étant des constantes liées au matériau.

iii. Zone d'endurance limitée

C'est le domaine de la fatigue habituellement considérée où la rupture apparaît après un nombre limité de cycles (10^5 à 10^7) sans être accompagnée d'une déformation plastique d'ensemble mesurable. Le nombre de cycle à rupture N_r croit quand l'amplitude de la contrainte σ décroît. Parmi les nombreuses expressions proposées pour relier N_r à σ , nous citerons celle de **Wöhler** assimilant la courbe à une droite [9] :

$$\ln N_r = a - b\sigma$$

Où a et b sont des constantes que l'on détermine expérimentalement.

Celle de **Weibull** :

$$N_r(\sigma - \sigma_D)^n = A$$

Avec n=1 ou 2 selon les métaux.

Et enfin celle de **Bastenaire** :

$$N_r + B = \frac{Ae^{-c(\sigma - \sigma_D)}}{\sigma - \sigma_D}$$

Où σ_D est la limite d'endurance qui borne inférieurement ce domaine, A, B, C des paramètres caractéristiques de la nature de matériau et des conditions d'essai.

iv. Zone d'endurance illimitée ou de sécurité

Pour les contraintes maximales appliquées, la durée de vie peut être considérée comme supérieure à celle envisagée pour la pièce ou la construction: $N_r > 10^7$ ou 10^8 selon la position de la limite d'endurance σ_D . Pour des conditions maximales inférieures à σ_D , Les conditions de

germination des microfissures sont rarement réunies ou alors leur dimension n'atteint pas la taille critique.

La limite d'endurance théorique : c'est la limite supérieure de la contrainte périodique qui peut être appliquée indéfiniment sans causer la rupture.

La limite conventionnelle : c'est la valeur maximale de la contrainte qui n'entraîne pas la rupture avant un nombre de cycles donné .celle-ci peut toujours être déterminée.

En pratique la détermination de la limite d'endurance pose un problème particulier par suite du caractère aléatoire des ruptures de fatigue dans la zone d'endurance. C'est pourquoi les seules méthodes rigoureuses de détermination de la limite d'endurance font appel à des méthodes statistiques [7].

II.3. ETUDE DE LA FATIGUE DES TUYAUX FLEXIBLES SANS TRESSE

II.3.1. Introduction

Comme nous avons vu précédemment, la première approche a consisté à effectuer des essais sous contraintes d'amplitude constante et à déterminer le nombre de cycles nécessaires pour atteindre la rupture (méthode de Wöhler). Il est cependant certain que les sollicitations de service ont très souvent une amplitude variable.

Le but de cette section est de proposer une méthodologie permettant de calculer les durées de vie à l'endommagement des tubes onduleux flexibles.



Fig. II.4 : Essai de fatigue

II.3.2. Modèle pour le calcul de la durée de vie des tuyaux flexibles

II.3.2.1) La géométrie du tube

Puisque le chargement et les propriétés du matériau sont indépendants de l'angle θ (chargement et conditions aux limites axisymétriques), la résolution de problème dans le plans (r, z) définit complètement la solution dans le corps déformable, par conséquent les éléments axisymétriques peuvent être utilisés pour analyser le problème en discrétisant la section transversale de référence à $\theta=0$, un déplacement radial quelconque dans un élément axisymétrique induit une déformation dans la direction circonférentielle (**Fig. II.5**).

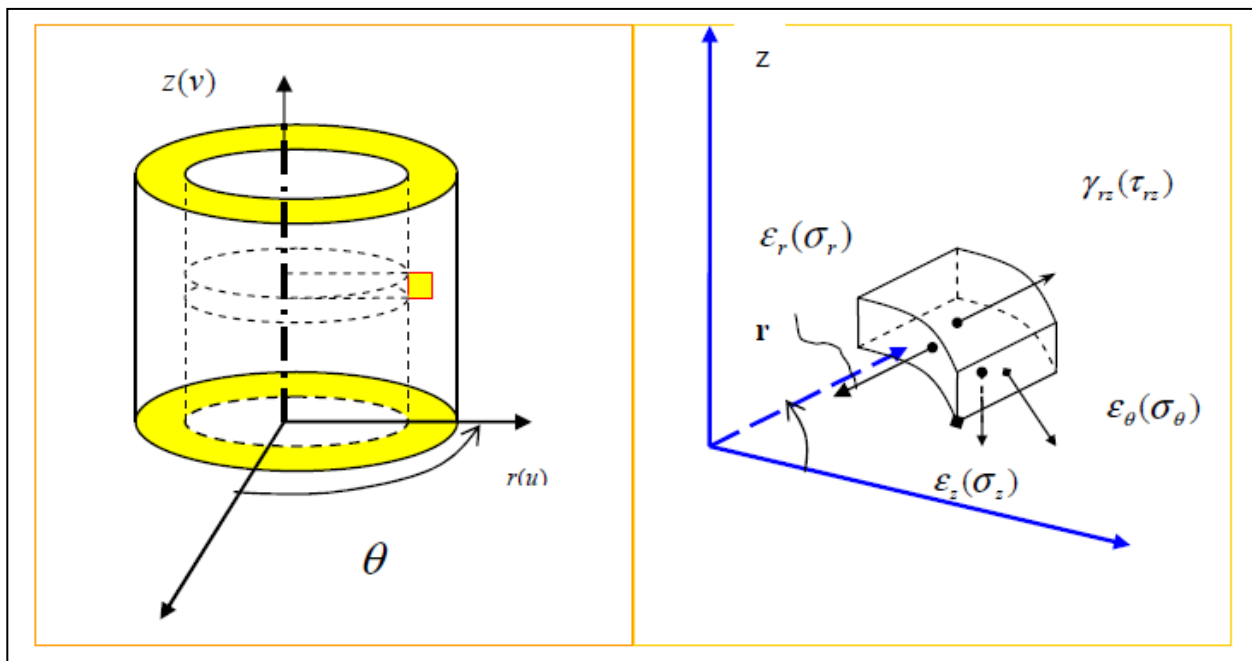


Fig. II.5 : (a) Élément d'un tube possédant une symétrie de révolution (corps axisymétrique)

(b) Déformations et contraintes axisymétriques

Le modèle axisymétrique comprend plusieurs éléments :

- Le tube : volume déformable axisymétrique ;
- Les flasques : des corps rigides axisymétrique ;
- Des éléments de contact : tube-flasques.

II.3.2.2) Variable d'endommagement [10]

Considérons un solide endommagé dans lequel on a isolé un élément de volume fini d'une taille suffisamment grande par rapport aux hétérogénéités du milieu (**Fig. II.6**).

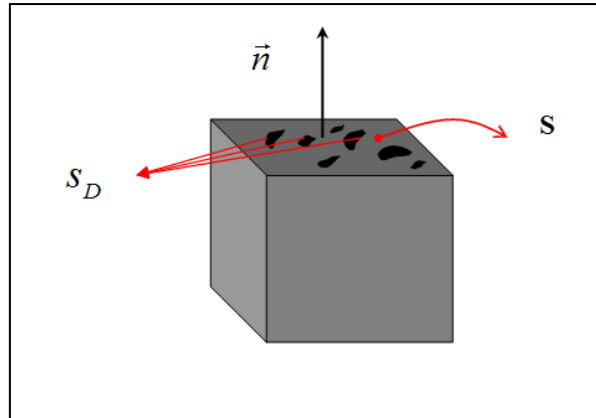


Fig. II.6 : Élément endommagé

S_D : Est l'aire totale de l'ensemble des traces des défauts, par définition $D_n = \frac{S_D}{S}$ est la mesure mécanique de l'endommagement local relativement à la direction \vec{n} .

D'un point de vue physique la variable endommagement D_n est donc l'aire relative (corrigée) des discontinuités de la matière dans le plan normal à \vec{n} .

$D_n = 0$: État non endommagé ou vierge ;

$D_n = 1$: Volume rompu en deux parties selon le plan normale à \vec{n} ;

$0 \leq D_n \leq 1$: caractérise l'état d'endommagement.

II.3.2.3) Cumul linéaire et non linéaire

Les effets de cumulation linéaire ou non linéaire sont d'une grande importance en fatigue, la règle linéaire de Palmgreen-Miner (voir **Fig. II.7.a**) suppose que les dommages se cumulent de façon additive lorsqu'on les définit par le facteur d'usage associé $\frac{N_i}{N_F}$ où N_i est le nombre de cycles effectués avec un chargement périodique donné pour lequel le nombre de cycles à rupture serait N_F , la condition de rupture s'écrit:

$$\sum_i D_i = \sum_i \frac{N_i}{N_F} = 1$$

La règle de cumulation linéaire s'applique aussi pour une évolution de dommage non linéaire (voir **Fig. II.7.b**), on a la relation :

$$\delta D = \left(\frac{(1-D)^{-k}}{k+1} \right) \left(\frac{\delta N}{N_F(\dots)} \right)$$

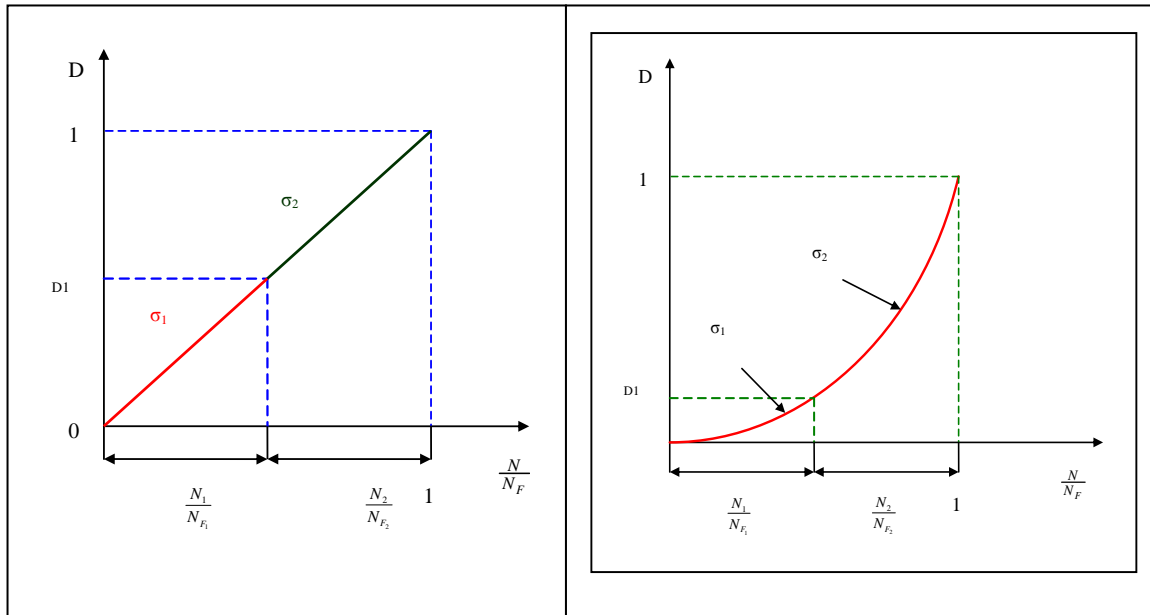


Fig. II.7 : Evolution de dommage

D_1 représente l'état interne d'endommagement à la fin du 1^{er} niveau σ_1 . L'évolution se poursuit au 2^{ème} niveau à partir du même état, la somme des fractions de vie est < 1 .

II.3.2.4) Principe d'équivalence en déformation et contrainte effective [11]

On définit la variable $\tilde{S} = S - S_D = S(1 - D)$ et la contrainte effective s'écrit :

$$\tilde{\sigma} = \sigma \frac{S}{\tilde{S}} = \frac{\sigma}{1 - D}$$

On a évidemment $\tilde{\sigma} \geq \sigma$

$\tilde{\sigma} = \sigma$: Pour un matériau vierge

$\tilde{\sigma} \rightarrow \infty$: Au moment de la rupture

On suppose que le comportement à la déformation de la matière n'est affecté par l'endommagement que sous la seule forme de la *contrainte effective* :

Tout comportement à la déformation, unidimensionnel ou tridimensionnel, d'un matériau endommagé est traduit par les lois de comportement du matériau vierge dans lesquelles on remplace la contrainte usuelle par la contrainte effective.

Dans notre étude on a affaire à la fatigue pure, la loi d'évolution a une forme différentielle en cycles qui dans le cas de la traction-compression s'écrit :

$$dD = f(\sigma_M, \bar{\sigma}, D) dN$$

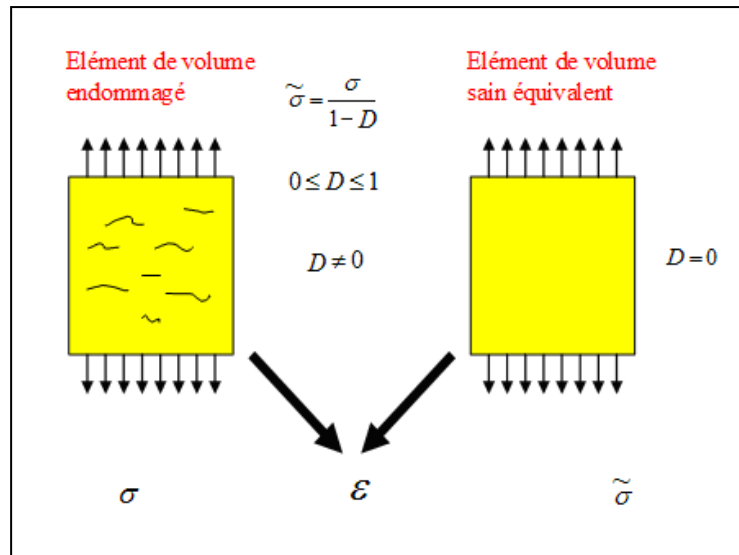


Fig. II.8 : Contrainte effective

Où σ_M et $\bar{\sigma}$ sont la contrainte maximale et la contrainte moyenne au cours d'un cycle. Cette équation est à variables non séparables pour permettre la modélisation des effets de la cumulation non linéaire des dommages.

II.3.2.5) Modélisation de l'endommagement en fatigue sous chargement cyclique en tenant compte de l'écroutissage [10]

Pour tenir compte des effets bénéfiques de l'écroutissage Chaboche a ajouté la variable q gardant mémoire de l'amplitude maximale de déformation plastique :

$$dD = g(\sigma, D, q)dN$$

Si les fonctions f et g ne sont pas à variables séparables (en σ et D), les courbes d'évolution du dommage dans les essais en chargement périodique dépendent de la contrainte appliquée ou de la déformation (voir **Fig. II.9.a**).

Avec la variable supplémentaire q , un même état de dommage pour une même contrainte pourra conduire à une vitesse différente lorsque l'état de dommage actuel résulte de deux histoires de chargements différents ; la figure (**Fig. II.9.b**) indique schématiquement un tel phénomène, qui correspond à ce qui est souvent appelé une loi avec interaction.

La valeur de l'endommagement D est le pourcentage de dommage dans un volume différentiel. La variable est comprise entre 0 et 1 .

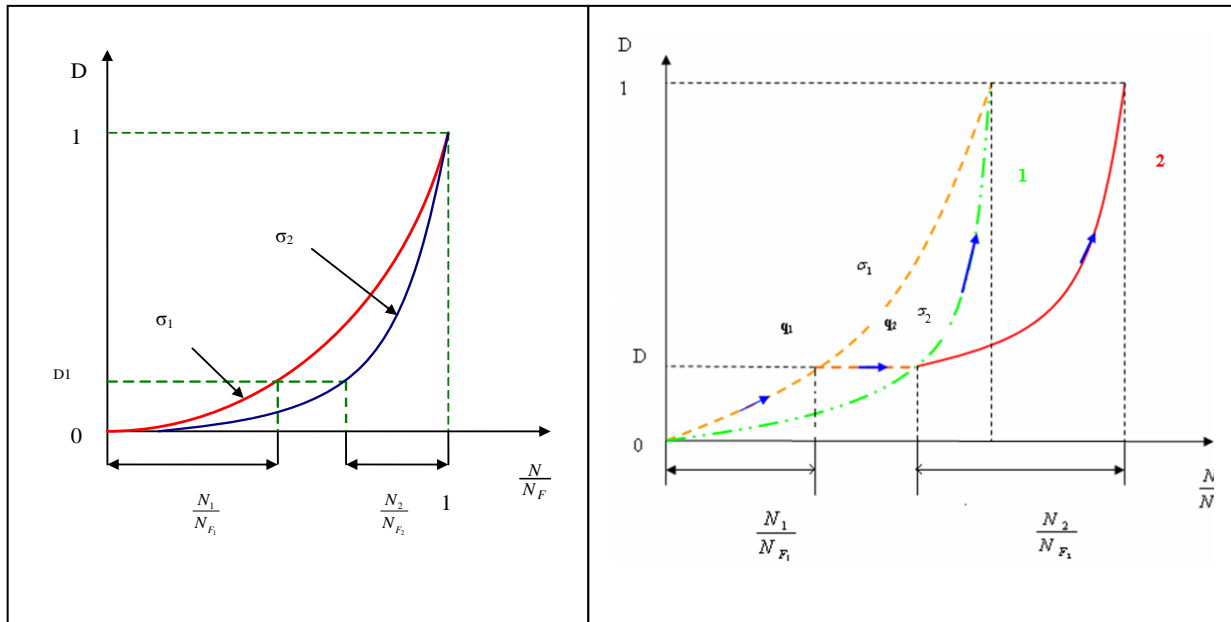


Fig. II.9 : Evolution de dommage

$D=0$: représente l'état initial sans dommage (élément sain)

$D=1$: endommagement entier de l'élément de volume.

II.3.2.6) La loi d'évolution de l'endommagement [10] [11]

Pour prendre en compte le caractère tensoriel des contraintes, une surface d'écoulement de fatigue, comme la surface d'écoulement en plasticité est défini ainsi :

$$f_f = A_{II} - A_{II}^*$$

Avec :

$$\begin{aligned} A_{II} &= \frac{1}{2} \sqrt{\frac{3}{2} (\sigma_{ijmax}^{dev} - \sigma_{ijmin}^{dev}) (\sigma_{ijmax}^{dev} - \sigma_{ijmin}^{dev})} \\ &= \sqrt{\frac{1}{2} [(a_1 - a_2)^2 + (a_2 - a_3)^2 + (a_3 - a_1)^2]} \end{aligned}$$

L'endommagement commence lorsque f_f devient positif :

σ_{ijmax}^{dev} et σ_{ijmin}^{dev} : sont respectivement les tenseurs contraintes déviatoriques maximums et minimums dans un chargement cyclique.

$a_i = \frac{\Delta\sigma_i}{2}$: sont les amplitudes des contraintes principales.

Dans la littérature, différents critères sont proposés comme le critère de Sines, Crossland et Dang Van [21]. Le model présent est basé sur le critère de **Sines**, le critère le plus général :

$$A_{II}^* = \sigma_{l_0} (1 - 3b\bar{\sigma}_H)$$

Où : $\bar{\sigma}_H = Moy(Tr(\underline{\sigma})/3)$ est la moyenne de la contrainte hydrostatique dans un cycle.

σ_{l_0} : La contrainte limite dans la fatigue alternée ($\bar{\sigma} = 0$)

b : Coefficient matériel.

Lorsque le chargement est cyclique, il est plus pratique d'utiliser la loi d'évolution en termes de nombre de cycles et l'amplitude de la contrainte.

Le nombre de cycles est considéré comme une variable continue en fonction de temps.

La croissance de dommage qui se fait en intervalles discrets de temps dans un cycle est étendue à une évolution continue sur le cycle.

$$\delta D = [1 - (1 - D)^{\beta+1}]^{\alpha(A_{II}, \bar{\sigma}_H, \sigma_{eqMax})} \left(\frac{A_{II}}{M(1 - D)} \right)^{\beta} \delta N$$

Avec :

$$M = M_0(1 - 3b\bar{\sigma}_H) \quad \alpha = 1 - \left\langle \frac{A_{II} - A_{II}^*}{\sigma_u - \sigma_{eqmax}} \right\rangle$$

$$\sigma_{eqmax} = \max \left(\sqrt{\frac{3}{2} \sigma_-^{dev} : \sigma_-^{dev}} \right)$$

$$\sigma_{eqMax} = \text{Max} \left(\frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} \right)$$

Et : σ_u : est la limite de rupture de matériau.

α , M_0 , β : sont les paramètres matériaux définis par les courbes de Wohler.

Après intégration, la durée de vie N_f est définie comme une fonction de l'amplitude des contraintes en posant $D=1$:

$$N_f = \frac{\left(\frac{A_{II}}{M} \right)^{-\beta}}{(\beta + 1)(1 - \alpha)}$$

Comme dans le cas à une dimension, on peut introduire l'influence de l'érouissage initial sur les coefficients : σ_u, A_{II}^*, M , les relations ci-dessus deviennent :

$$\alpha(\sigma_M, q, \bar{\sigma}) = 1 - a \left\langle \frac{A_{II} - A_{II}^*(q)}{\sigma_u(q) - \sigma_{eqMax}} \right\rangle$$

$$A_{II}^* = \sigma_{l0}(1 + k_1 Z(\gamma))(1 - 3b \bar{\sigma}_H)$$

$$\sigma_u(q) = \sigma_{u0}(1 + k_2 z(\gamma))$$

$$M(q) = M_0(1 + k_3 Z(\gamma))(1 - b \bar{\sigma}_H)$$

$$z(\gamma) = \sqrt{\gamma}$$

k_1, k_2, k_3 : Coefficients

Les valeurs de σ_{u0}, σ_{l0} ont été fixées a priori compte tenu de la courbe de Wohler expérimentale.

L'acier 316L a les valeurs suivantes des coefficients qui sont difficiles à obtenir :

II.3.3. Applications numériques

$\sigma_{\mu_0} = 580 \text{ MPa}$	$k_3 = 1.6$
$\sigma_{l_0} = 222 \text{ MPa}$	$\beta = 5$
$k_1 = 0.4$	$M_0 = 1650 \text{ MPa}$
$k_2 = 2.2$	$a = 0.9$
	$b = 0.25$

On peut résumer l'algorithme dans l'organigramme sur la figure (**Fig. II.10**)

On calcule la durée de vie pour chaque élément au point d'intégration : la durée de vie de tube est le MINIMUM de toutes les durées de vie, la contrainte équivalente (au sens de Mises) σ utilisé dans les calculs de la durée de vie est la somme algébrique de la contrainte résiduelle σ_r (**Fig. II.11**) et de la contrainte appliquée dû au chargement cyclique $\sigma_{cyclique}$.

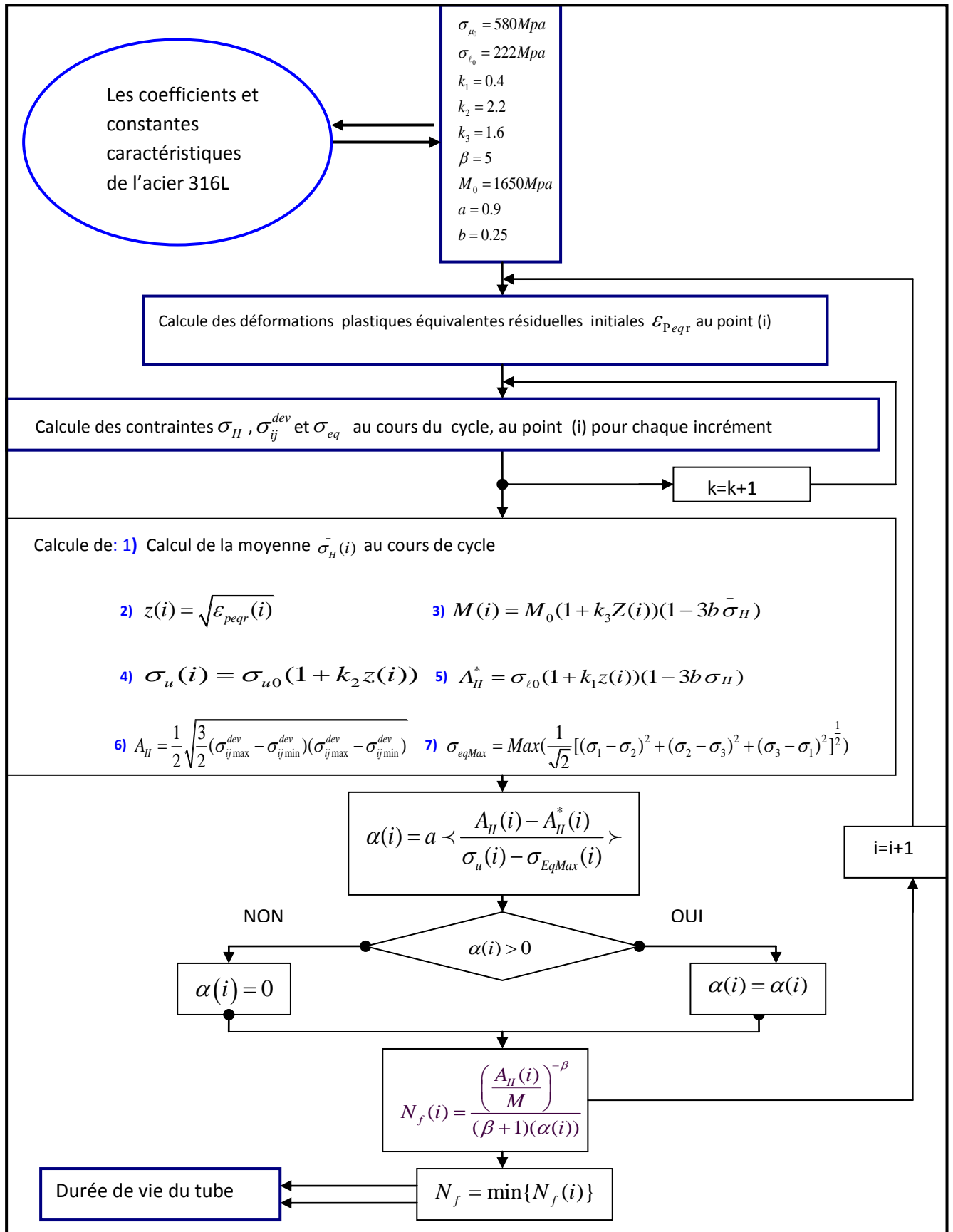


Fig. II.10 : Organigramme de l’algorithme de calcul de la durée de vie

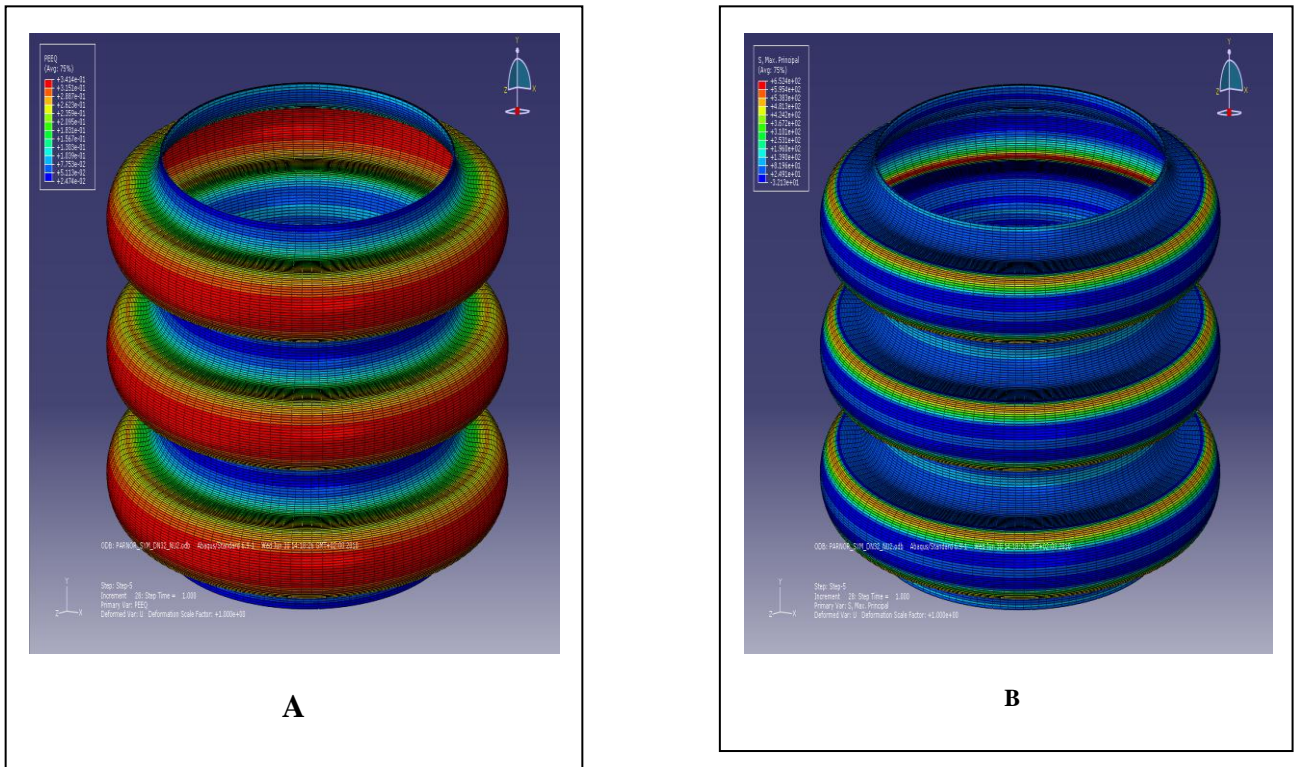


Fig. II.11 : Déformations plastiques équivalentes résiduelles (A) et Contraintes de Mises résiduelles

II.3.4. Résultats du calcul et comparaison

On a fait les calculs pour 2 tubes : 1 POUCE et 6 POUCE, on obtient les résultats suivants avec X_f est le déplacement axial pour une onde (Fig. II.12, Fig. II.13)

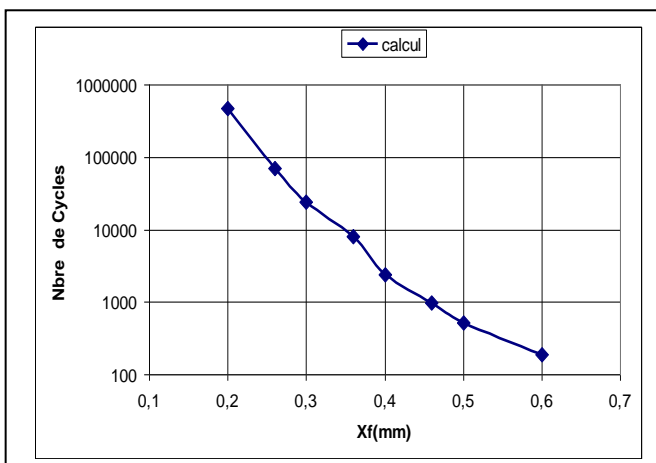


Fig. II.12 : Durée de vie calculée (PARNOR 1 pouce)

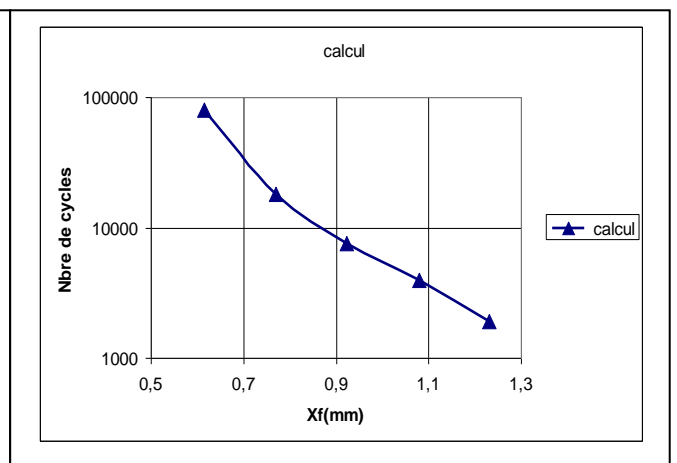


Fig. II.13 : Durée de vie calculée (PARNOR 6 pouce)

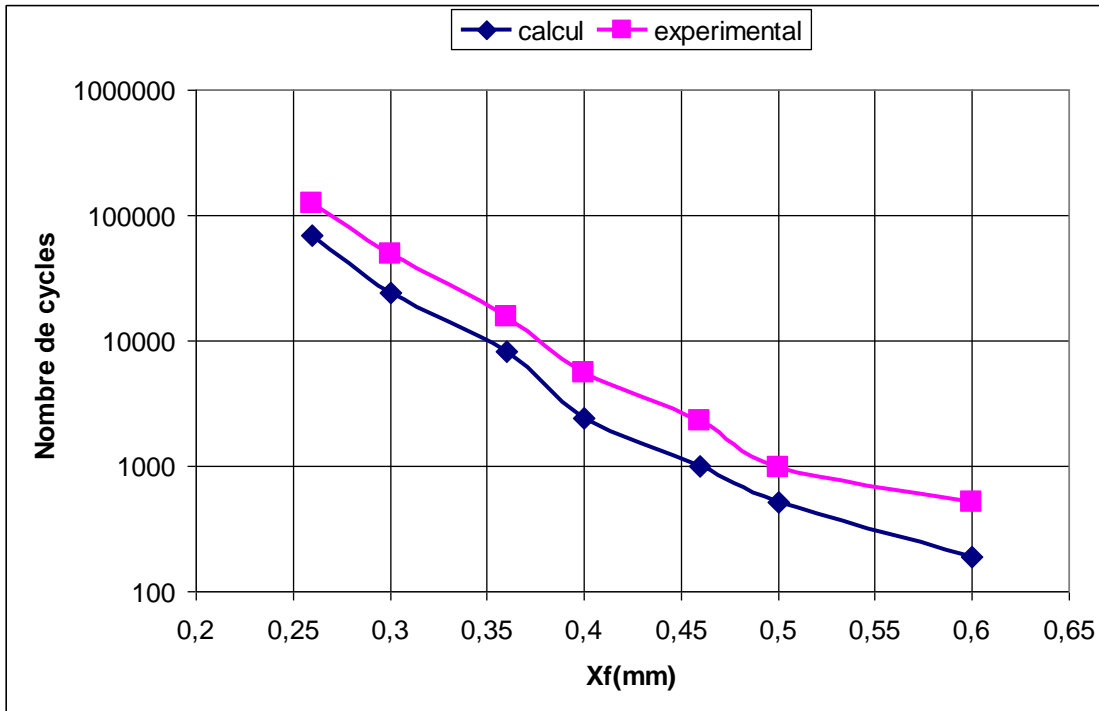


Fig. III.14 : Comparaison des essais avec les valeurs calculées (PARNOR 1 pouce)

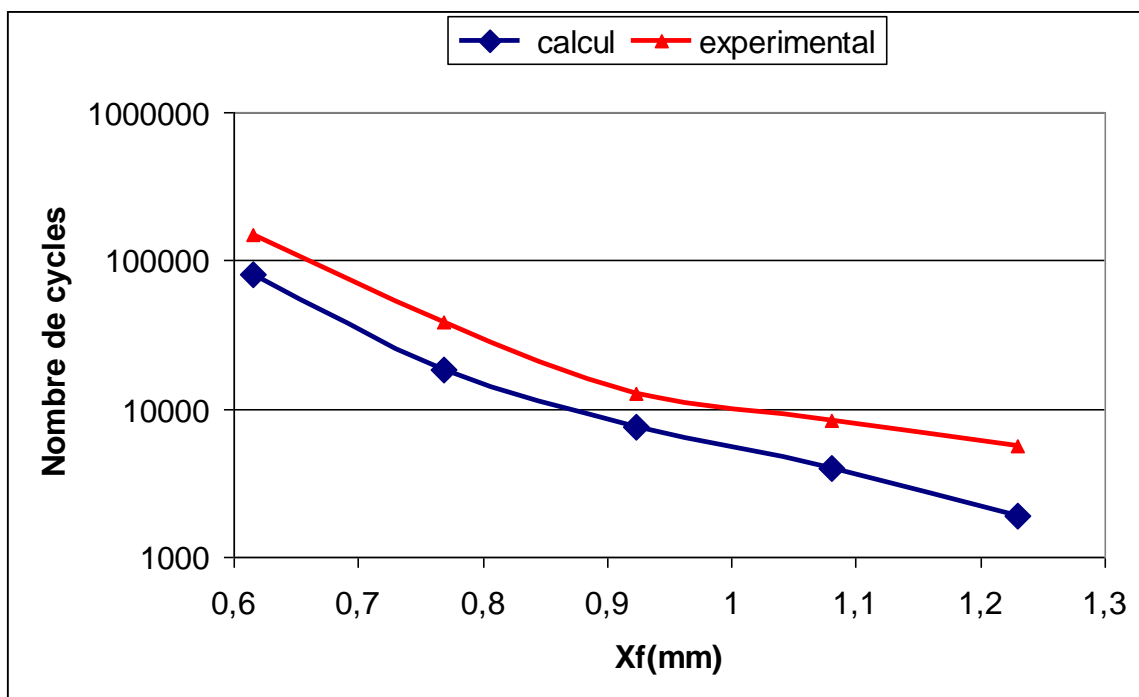


Fig. III.15 : Comparaison des essais avec les valeurs calculées pour le (PARNOR 6 pouce)

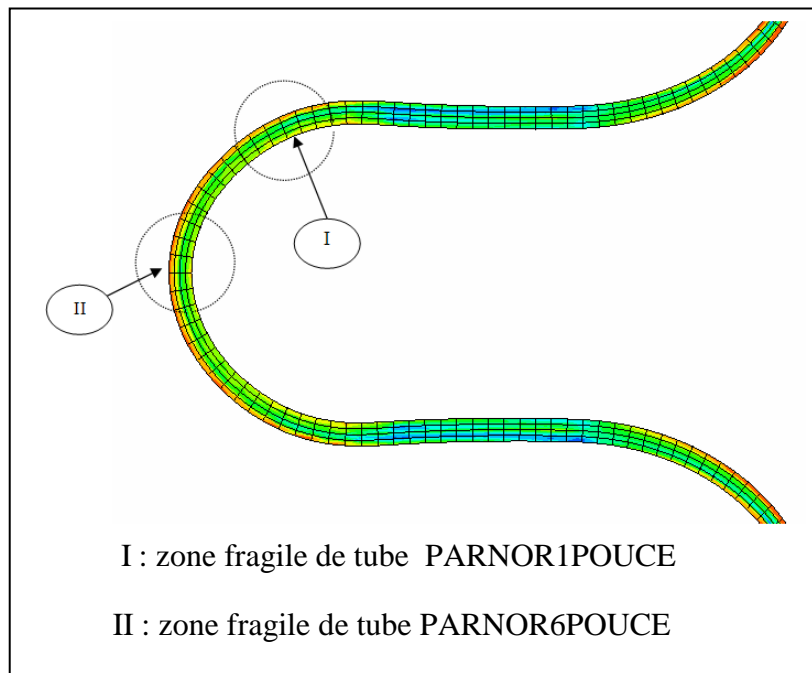


Fig. II.16 : Zone des ruptures des PARNOR 1' et PARNOR 6'

II.4. MODELISATION DE LA TRESSE

II.4.1. Définitions

Le tressage est une technique qui permet la formation d'une structure par l'entrecroisement diagonale de plusieurs ensembles de fils métalliques qu'on appelle **nappes**, dans les machine de tressage conventionnelles, la moitié des nappes tournent dans le sens horaire et l'autre moitié dans le sens anti-horaire. Il y a différents types de tresses : bidimensionnelles et tridimensionnelles [12].

Une illustration de la machine de tressage est donnée sur la figure (Fig. II.17), le mandrin qui est fixé à l'extrémité se trouve entre les canettes, spools, (dans notre cas c'est le tube hydroformé), le mandrin se déplace avec une vitesse V . Les fils sont conduits par les canettes ou spools.

Les composites tressées ont une grande ténacité et une grande résistance à la fatigue, dans notre étude la tresse est constituée de deux nappes de fils métalliques en acier inox 304L.

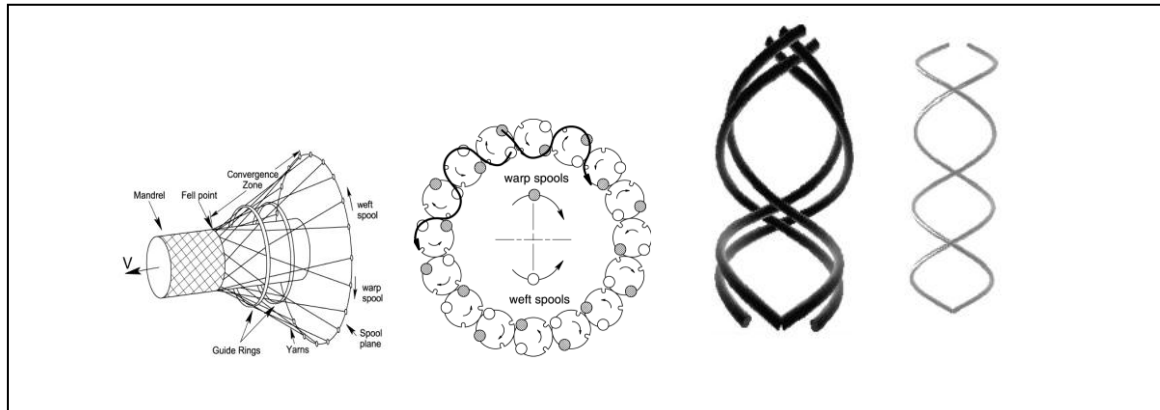


Fig. II.17 : Schéma illustrant le Procédé de tressage [12][13]

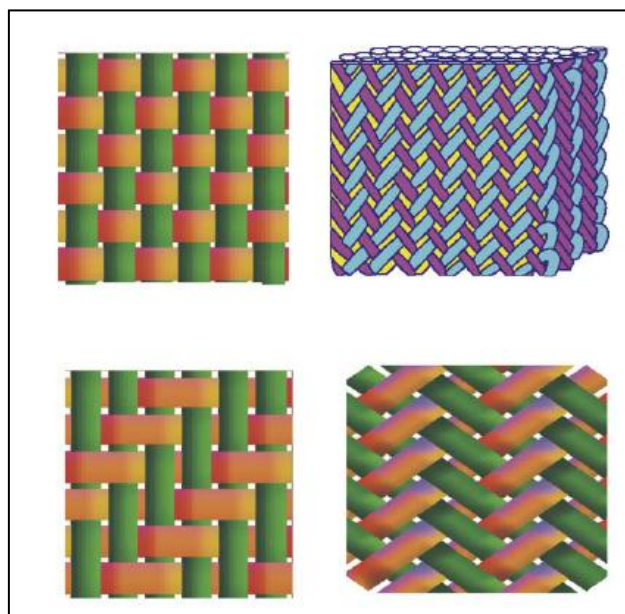


Fig. II.18 : Différents types de tresses (2D et 3D) [13] [14]

II.4.2. Comportement élastique linéaire de la tresse, loi de Hooke

II.4.2.1) Tenseurs des rigidités et des souplesses [15]

La loi de comportement la plus simple est celle qui traduit la proportionnalité du tenseur des contraintes : $\sigma = (\sigma_{ij})$ avec $(i, j = 1, 2, 3)$ et du tenseur des petites déformations : $\varepsilon = (\varepsilon_{ij})$ avec $(i, j = 1, 2, 3)$

C'est la loi de Hooke et elle se traduit par l'écriture tensorielle :

$$(\sigma_{ij}) = c_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad \text{avec } (i, j = 1, 2, 3)$$

Les matrices des contraintes et déformations étant symétriques et définies par six scalaires indépendants et il est plus pratique de les écrire sous forme de vecteurs colonne (ou ligne) :

$$\left\{ \begin{aligned} \{\sigma\} &= (\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}, \sigma_{23}, \sigma_{13}, \sigma_{12}) \\ \{\varepsilon\} &= (\varepsilon_{11}, \varepsilon_{22}, \varepsilon_{33}, 2\varepsilon_{23}, 2\varepsilon_{13}, 2\varepsilon_{12}) \end{aligned} \right\}$$

Les lois de comportement mécanique s'écrivent:

$$\{\sigma\} = \{C\}\{\varepsilon\} \qquad \{\varepsilon\} = \{S\}\{\sigma\}$$

Dans notre étude on va utiliser le tenseur C, ou la matrice des rigidités {C} :

$$\{C\} = \begin{bmatrix} C_{1111} & C_{1122} & C_{1133} & C_{1123} & C_{1113} & C_{1112} \\ C_{2211} & C_{2222} & C_{2233} & C_{2223} & C_{2213} & C_{2212} \\ C_{3311} & C_{3322} & C_{3333} & C_{3323} & C_{3313} & C_{3312} \\ C_{2311} & C_{2322} & C_{2333} & C_{2323} & C_{2313} & C_{2312} \\ C_{1311} & C_{1322} & C_{1333} & C_{1323} & C_{1313} & C_{1312} \\ C_{1211} & C_{1222} & C_{1233} & C_{1223} & C_{1213} & C_{1212} \end{bmatrix}$$

II.4.2.2) Changement de repère cartésien orthonormé [16]

Les caractéristiques du matériau anisotrope sont exprimées dans le repère (x, y, z) et l'on se propose de travailler dans un repère (x', y', z') plus naturel et plus commode pour l'analyse de la tresse (Fig. II.19). Donc nous devons connaître les lois de variation des coefficients de rigidités en fonction du repère.

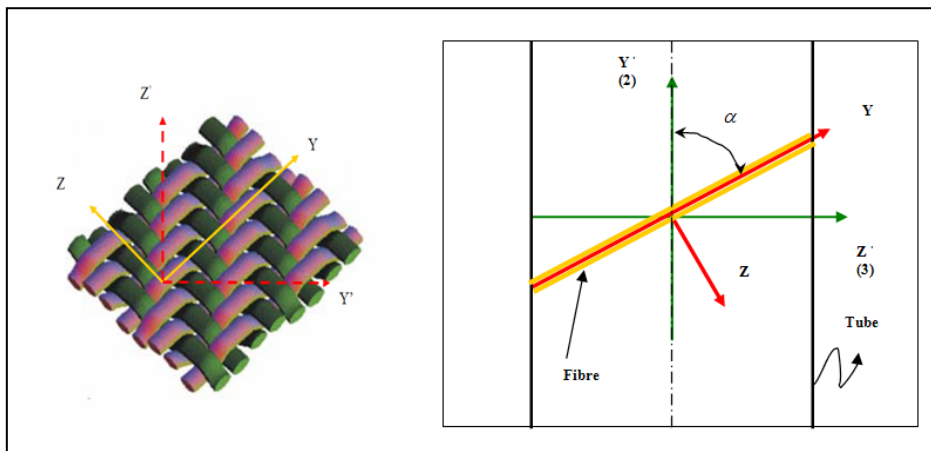


Fig. II.19 : Changement de repère (repère local à un repère global)

Désignons par $[P] = (P_{ij})$ la matrice de passage de repère (x, y, z) au repère (x', y', z') :

$$[P] = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} & P_{13} \\ P_{21} & P_{22} & P_{23} \\ P_{31} & P_{32} & P_{33} \end{bmatrix}, \text{ La matrice } [P] \text{ est orthogonale, c'est-à-dire que les vecteurs}$$

colonne ou ligne sont orthonormés et donc: $[P]^{-1} = [P]^t$.

La loi de changement de base des matrices carrées se traduit sur les composantes

σ'_{ij} et ε'_{ij} des tenseurs des contraintes et des déformations dans le repère (x', y', z') par les relations :

$$\sigma'_{ij} = p_{ki} p_{lj} \sigma_{kl} \Leftrightarrow \sigma_{ij} = p_{ik} p_{jl} \sigma'_{kl}$$

$$\varepsilon'_{ij} = p_{ki} p_{lj} \varepsilon_{kl} \Leftrightarrow \varepsilon_{ij} = p_{ik} p_{jl} \varepsilon'_{kl}$$

$$\{\sigma'\} = \{M_\sigma\} \{\sigma\}$$

Ces deux dernières équations s'écrivent sous la forme :

$$\{\varepsilon'\} = \{M_\varepsilon\} \{\varepsilon\}$$

Avec $\{M_\sigma\}$ et $\{M_\varepsilon\}$ sont des matrices de passage de rang six ayant la structure suivant :

$$\{M_\sigma\} = \begin{Bmatrix} [D_1] & 2[A] \\ [B] & [D_2] \end{Bmatrix}, \quad \{M_\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} [D_1] & [A] \\ 2[B] & [D_2] \end{Bmatrix}$$

Les sous matrices carrées de rang trois ont pour expression :

$$[A] = \begin{bmatrix} P_{21}P_{31} & P_{11}P_{31} & P_{11}P_{21} \\ P_{22}P_{32} & P_{12}P_{32} & P_{12}P_{22} \\ P_{23}P_{33} & P_{13}P_{33} & P_{13}P_{23} \end{bmatrix} \quad [B] = \begin{bmatrix} P_{21}P_{31} & P_{11}P_{31} & P_{11}P_{21} \\ P_{22}P_{32} & P_{12}P_{32} & P_{12}P_{22} \\ P_{23}P_{33} & P_{13}P_{33} & P_{13}P_{23} \end{bmatrix} \quad [D_1] = \begin{bmatrix} P_{11}^2 & P_{21}^2 & P_{31}^2 \\ P_{12}^2 & P_{22}^2 & P_{32}^2 \\ P_{13}^2 & P_{23}^2 & P_{33}^2 \end{bmatrix}$$

$$[D_2] = \begin{bmatrix} P_{22}P_{32} + P_{32}P_{23} & P_{11}P_{31} + P_{32}P_{13} & P_{12}P_{23} + P_{22}P_{13} \\ P_{21}P_{33} + P_{31}P_{23} & P_{12}P_{32} + P_{11}P_{23} & P_{11}P_{23} + P_{21}P_{13} \\ P_{21}P_{32} + P_{31}P_{22} & P_{11}P_{32} + P_{31}P_{12} & P_{11}P_{21} + P_{21}P_{12} \end{bmatrix}$$

Finalement les lois de changement de repère pour la matrice de rigidité d'un matériau élastique s'écrivent :

$$\{C'\} = \{M_\sigma\} \{C\} \{M_\sigma\}^t$$

et

$$\{C\} = \{M_\varepsilon\}^t \{C'\} \{M_\varepsilon\}$$

II.4.2.3) Définition de la densité d'une nappe et de la tresse

La densité est définie comme étant la surface (ou le volume) des fibres sur la surface minimale enveloppant les fibres (le minimum de volume pour ne pas encombrer) :

$$\eta = \frac{A_f}{A} \quad \text{Avec : (Fig. II.20)} \quad A : \text{Surface minimum enveloppant les fibres.}$$

A_f : Surface de toutes les fibres.

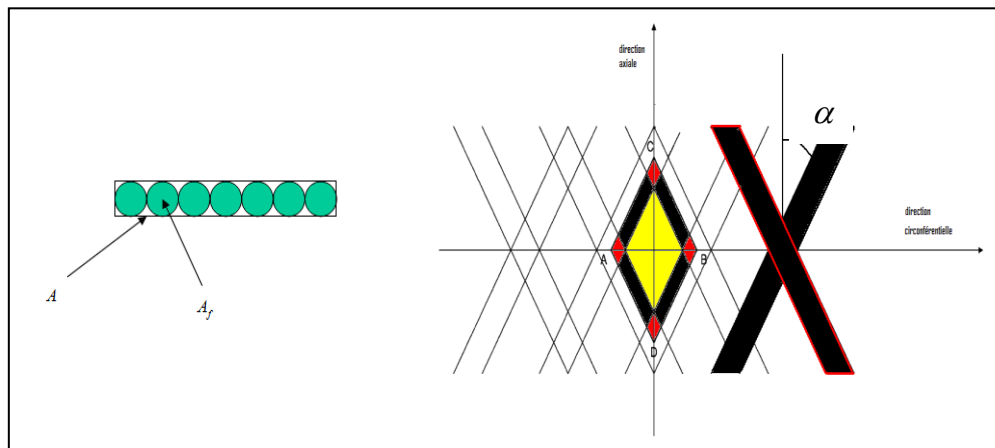


Fig. II.20 : Définition de l'angle de tressage et de la densité

Pour la tresse on définit la densité comme le quotient du poids de la tresse par le poids du tube (de même matériau que la tresse) de volume minimal contenant la tresse, le volume dans lequel s'inscrit la tresse est un tube de diamètre intérieur égal au diamètre intérieur de la tresse et d'épaisseur égale 2.5 le diamètre des fils de tresse (vérifié par des mesures) :

$$\xi = \frac{N_1 \cdot N_2 \frac{S_{fil}}{\cos(\alpha)} \cdot l \cdot m}{\left(S_{tube}^{ext} - S_{tube}^{int} \right) \cdot l \cdot m} = \frac{N_1 \cdot N_2 \frac{\pi \cdot \Phi^2}{4 \cos(\alpha)}}{\frac{\pi}{4} \left((D + 5\Phi)^2 - D^2 \right)} = \frac{N_1 \cdot N_2 \frac{\pi \cdot \Phi^2}{4 \cos(\alpha)}}{\frac{\pi}{4} \left((D + 5\Phi)^2 - D^2 \right)} = \frac{N_1 \cdot N_2 \frac{\Phi^2}{\cos(\alpha)}}{\left((D + 5\Phi)^2 - D^2 \right)}$$

Cette définition décolle de la loi des mélanges en composites, ici le vide est considéré comme une matrice dont le module de Young est nulle.

Avec :

- N_1 : Le nombre de fuseaux ;
- N_2 : Le nombre de fils métalliques de chaque fuseau
- Φ : Le diamètre de fil ;
- α : L'angle de tressage
- l : La longueur de tube ;
- m : La masse volumique
- D : Le diamètre extérieur de l'onduleux (diamètre intérieur de la tresse)

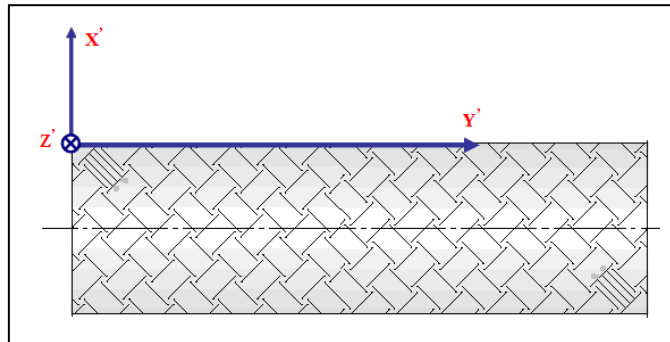


Fig. II.21 : Repère global de la tresse

La matrice de passage est :

$$[P] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}$$

Dans le cas d'un état plan à une seule nappe, la matrice de rigidité dans le repère (Y', Z') est:

$$C_{ijkl}^{fibres} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & E \cdot \cos^4 \alpha & E \cdot \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha & E \cdot \cos^3 \alpha \sin \alpha & 0 & 0 \\ 0 & E \cdot \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha & E \cdot \sin^4 \alpha & E \cdot \cos^3 \alpha \sin \alpha & 0 & 0 \\ 0 & E \cdot \sin \alpha \cos^3 \alpha & E \cdot \sin^3 \alpha \cos \alpha & E \cdot \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 11 \\ 22 \\ 33 \\ 23 \\ 13 \\ 12 \end{bmatrix}$$

Dans le cas d'un état plan à deux nappes ($\pm\alpha$), on trouve la matrice de rigidité dans le repère (X', Y') :

$$C_{ijkl}^{fibres} = E \cdot \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 \cdot \xi \cdot \cos^4 \alpha & 2 \cdot \xi \cdot \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 \cdot \xi \cdot \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha & 2 \cdot \xi \cdot \sin^4 \alpha & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2 \cdot \xi \cdot \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 11 \\ 22 \\ 33 \\ 23 \\ 13 \\ 12 \end{bmatrix}$$

$$C_{pqrs}^{fibres} = \begin{bmatrix} E_{file} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad : \text{ La matrice de rigidité d'une nappe dans sa direction}$$

La matrice de la tresse s'obtient en rajoutant la rigidité radiale $E.\xi$, en adoptant la convention utilisée dans ABAQUS on aura :

$$C_{ijkl}^{fibres} = \begin{bmatrix} E.\xi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2.E.\xi \cdot \cos^4 \alpha & 2.E.\xi \cdot \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2.E.\xi \cdot \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha & 2.E.\xi \cdot \sin^4 \alpha & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2.E.\xi \cdot \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \dots \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{23} \end{bmatrix}$$

II.4.2.4) Modification de la loi de comportement

L'utilisation du logiciel ABAQUS nous impose des contraintes pour la loi de comportement du modèle de tressage .En effet on ne peut utiliser ce modèle théorique sans introduire de singularités numériques (le déterminant est nul) dans l'exécution d'ABAQUS.

En effet la matrice de rigidité de la tresse est singulière c-a-d son déterminant est nul. Le terme en C_{1212} est nul, cela se traduit par des déformations de cisaillement très importantes.

En effectuant des tests, sur une tresse seule, dans plusieurs cas de charges afin d'améliorer la matrice de rigidité pour une meilleure convergence possible. ces testes nous ont conduit aux modifications suivantes:

$$C_{1122} = C_{1133} = 400$$

$$C_{1212} = C_{1313} = 300$$

$$\frac{\tau_{12}}{\tau_0} = 1, \frac{\tau_{23}}{\tau_0} = 1, \frac{\tau_{13}}{\tau_0} = 1$$

Le déterminant de R devient non nul, les singularités numériques dans le calcul de ε_{12} disparaissent, l'algorithme de plasticité converge beaucoup plus rapidement, La matrice de rigidité de la tresse devient :

$$C_{ijkl}^{fibres} = \begin{bmatrix} E \cdot \xi & 400 & 400 & 0 & 0 & 0 \\ 400 & 2 \cdot E \cdot \xi \cdot \cos^4 \alpha & 2 \cdot E \cdot \xi \cdot \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha & 0 & 0 & 0 \\ 400 & 2 \cdot E \cdot \xi \cdot \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha & 2 \cdot E \cdot \xi \cdot \sin^4 \alpha & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 300 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 300 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4 \cdot E \cdot \xi \cdot \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_{11} \\ \epsilon_{22} \\ \epsilon_{33} \\ \dots \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{23} \end{bmatrix}$$

II.4.2.5) Épaisseur de la tresse

L'épaisseur de la tresse est : $ep = \frac{(D_{extTRESSE} - D_{intTRESSE})}{2} \approx 2,5 \times D_{fil}$ (vérifiée expérimentalement)

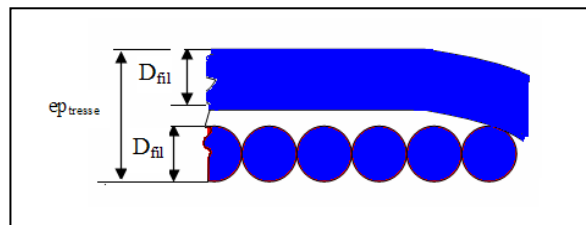


Fig. II.22 : Définition de l'épaisseur de la tresse

II.4.3. Prise en compte des non linéarités géométriques de la tresse

La tresse et l'onduleux s'allongent lorsque l'onduleux est soumis à une pression interne, et l'angle de tressage α diminue sous l'effet de cet allongement. Vu que les caractéristiques de la tresse dépendent de l'angle de tressage alors la loi de comportement de la tresse va varier avec la pression.

La structure de logiciel ABAQUS ne permet pas de modifier directement un modèle en cours d'exécution, on obtient cette correction en rajoutant, en parallèle de la tresse, un ressort dont les caractéristiques mécaniques rigidifient la tresse afin de rattraper les variations de l'angle de tressage.

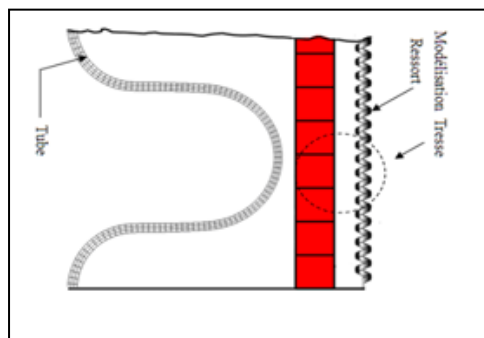


Fig. II.23 : Modélisation de la tresse

II.4.3.1) Caractéristiques de ressort rajouté à la tresse

La détermination des caractéristiques mécaniques de la tresse se fait en plusieurs étapes :

- Calcul de la variation de l'angle de tressage α en fonction de l'allongement axial de la tresse ;
- Calcul de la déformation du fil de tresse en fonction de l'allongement axial de la tresse ;
- Modification des lois de comportement du modèle en fonction des variations de α ;
- Calcul de la rigidité du ressort.

II.4.3.2) Variation de l'angle de tressage α

Dans ce paragraphe on donne la variation de $d\alpha$ de l'angle α en fonction des déformations méridiennes ε_{22} . On admet l'hypothèse que la variation de diamètre (dD) est négligeable par rapport à la variation de pas (dP) pour chaque incrément.

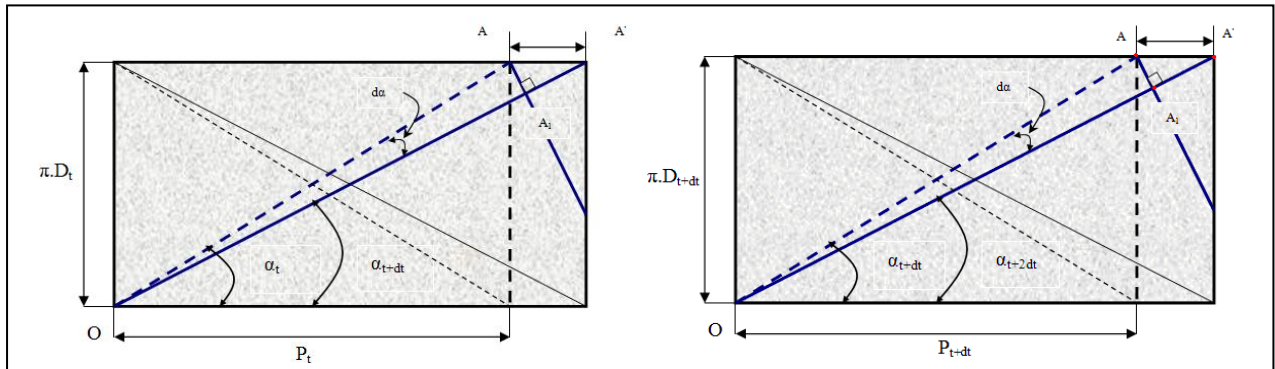


Fig. II.24 : Variation de l'angle de tressage α due à la déformation Méridienne (axiale) de la tresse (à t et à $t+dt$).

A partir de la figure (**Fig. II.24**) on peut trouver les relations:

$$\sin(d\alpha) = \frac{AA_1}{\sqrt{P^2 + (\pi D)^2}} \quad \sin(\alpha - d\alpha) = \frac{AA_1}{dp} \quad \cos(\alpha) = \frac{P}{\sqrt{P^2 + (\pi D)^2}}$$

Ainsi : $dp \times \sin(\alpha - d\alpha) = \sqrt{P^2 + (\pi D)^2} \times \sin(d\alpha)$

Ensuite : $dP \cdot \cos(\alpha) \sin(\alpha - d\alpha) = P \cdot \sin(d\alpha) \quad \frac{dp}{p} \sin(\alpha - d\alpha) \times \cos(\alpha) = \sin(d\alpha)$

$$\frac{dp}{p} [\sin(\alpha) \cdot \cos(d\alpha) - \cos(\alpha) \cdot \sin(d\alpha)] \times \cos(\alpha) = \sin(d\alpha)$$

En posant : $\varepsilon_{22} = \frac{dp}{p}$, $\sin(d\alpha) = d\alpha$ et $\cos(d\alpha) = 1$

On aura enfin la relation pour actualiser l'angle α :

$$d\alpha = \frac{\varepsilon_{22} \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\alpha)}{1 + \varepsilon_{22} \cdot \cos(\alpha)}$$

II.4.3.3) Allongement des fils de tresse

Un allongement dp de la tresse entraîne automatiquement des allongements des fils de tresse.

$\varepsilon_{22} = \frac{dp}{p}$: est l'allongement méridien relatif de la tresse

La déformation du fil $\varepsilon_f = \frac{OA' - OA}{OA}$

$$OA' = OA_1 + A_1A' , \quad OA = \sqrt{P^2 + (\pi D)^2} , \quad OA' = \cos(\alpha - d\alpha) \cdot dP + \cos(d\alpha) \cdot \sqrt{(p)^2 + (\pi D)^2}$$

$$\varepsilon_f = \frac{OA'}{OA} - 1 , \quad \varepsilon_f = \cos(\alpha - d\alpha) \cdot \frac{p}{\sqrt{p^2 + (\pi D)^2}} \varepsilon_{22} + \cos(d\alpha) - 1$$

$$\varepsilon_f = \cos(\alpha - d\alpha) \cdot \cos(\alpha) \cdot \varepsilon_{22} + 1 - \frac{(d\alpha)^2}{2} - 1$$

Enfin:
$$\varepsilon_f = \cos(\alpha - d\alpha) \cdot \cos(\alpha) \cdot \varepsilon_{22} - \frac{(d\alpha)^2}{2}$$

II.4.3.4) Calcul des caractéristiques du ressort de tresse

Pour simplifier le problème on va uniquement prendre en compte les variations des caractéristiques mécaniques dans l'axe de la tresse, dans la direction radiale et circonférentielle on suppose qu'elles sont négligeables.

Le module d'élasticité dans la direction de la tresse est :

$$E_{2222} = 2 \cdot E \cdot \xi \cdot \cos^4 \alpha$$

Le rapport de la contrainte dans l'axe de la tresse à celle dans l'axe du fil de tresse est

$$\frac{\sigma_{22}}{\sigma_{fil}} = 1 + \cos 2\alpha = 2 \cos^2 \alpha$$

$$\sigma_{22}(\alpha) = \sigma_{fil}(\alpha) \times [1 + \cos(2\alpha)]$$

$$\frac{F}{S} = \sigma_{fil}(\alpha).(1 + \cos(2.\alpha)) - \sigma_{fil}(\alpha_0)(1 + \cos(2.\alpha_0)) = \Delta\sigma \Rightarrow F = S.\Delta\sigma$$

Avec :

S : est la surface normale de la tresse ;

F : est la force de rappel du ressort de la tresse pour compenser la variation de l'angle α .

Les valeurs de la courbe de rigidité de ressort de correction de la tresse pour onduleux de diamètre 1 pouce sont (**Tab. II.1**):

$\varepsilon_{22}(\%)$	F (N)
0.5	49
1	98.5
2	227
5	572
10	1305
15	2225
20	3195
25	4333

Tab. II.1 : Rigidité du ressort de la tresse.

II.4.3.5) Variation de la longueur et du diamètre de la tresse [17]

Lorsque on applique un chargement de pression le tube et la tresse s'allongent sans déformation plastique jusqu'à ce qu'on atteinte un angle critique (α_c).

Dans un premier stade, l'allongement de la tresse et le changement de diamètre associé se fait sans déformation plastique. (**Fig. II.25**)

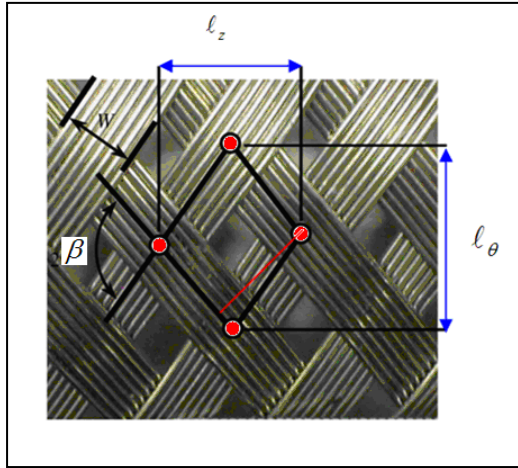
$$\ell_{\theta} = 2.l.\sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = 2.l.\sin(\alpha)$$

ℓ : La longueur de la cellule dans la direction de la nappe

Le nombre de cellules le long de la direction circonférentielle reste constant lorsque la tresse s'allonge.

La relation entre le rayon initial et le rayon courant de la tresse, fonction de l'angle courant et l'angle initial, est sous la forme :

$$D = D_0 \frac{\sin(\frac{\beta}{2})}{\sin(\frac{\beta_0}{2})} = D_0 \frac{\sin(\alpha)}{\sin(\alpha_0)}$$



L'angle β représente l'angle entre deux nappes.

Avec : $\beta = 2.\alpha$

Fig. II.25 : Cellule élémentaire représentative.

En considérant la longueur de la cellule dans la direction circonférentielle :

De même : $\ell_z = 2.l.\cos(\alpha)$

Et la relation entre la longueur courante et la longueur initiale de la tresse est fonction

de l'angle courant et l'angle initial est sous la forme :

$$L = L_0 \frac{\cos(\frac{\beta}{2})}{\cos(\frac{\beta_0}{2})} = L_0 \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_0)}$$

La distance perpendiculaire S entre deux nappes s'écrit :

$$S = \ell \sin(\beta) - w = \ell \sin(2\alpha) - w \quad , \text{ avec } w \text{ la largeur des nappes}$$

La fermeture de la cellule se fait lorsque $S = 0$, on aura $\alpha_c = \frac{1}{2}.\arcsin(\frac{W}{\ell})$

Si on connaît α_c on peut déterminer R_c et L_c , le changement de diamètre sera utilisé dans le UMAT pour mettre à jour la densité.

II.4.4. Approche incrémentale

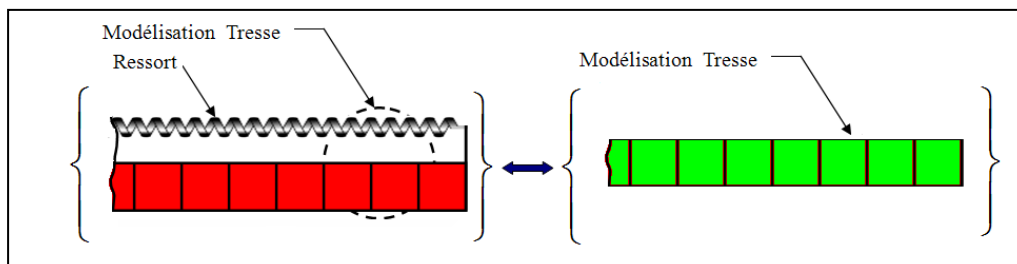


Fig. II.26 : Elimination de ressort en utilisant l'UMAT

Le développement suivant concerne la résolution d'un problème non linéaire de calcul de structure constitué d'un matériau à histoire, les non linéarités impliquées sont géométriques et comportementales.

Le caractère non linéaire du problème nécessite une approche incrémentale, c'est-à-dire une résolution pas à pas. La configuration au temps t est connue et l'état à $t + \Delta t$ est inconnu et recherché.

La résolution de l'équilibre mécanique à $t + \Delta t$ doit alors utiliser une configuration antérieure afin d'effectuer l'intégration sur un volume connu. Il diffère selon les formalismes. Ainsi, la formulation de type lagrangienne totale utilise l'instant initial t_0 , tandis que la formulation lagrangienne réactualisée considère le temps t comme état de référence, de ces différents états de référence envisageables découlent des expressions différentes des équations d'équilibre, dans la mesure où les tenseurs employés pour caractériser les états mécaniques diffèrent également.

Indépendamment des expressions conjuguées de contraintes et déformations retenues, leur valeur à $t + \Delta t$ est obtenue par interpolation implicite ou explicite à partir d'états connus. Les valeurs recherchées à $t + \Delta t$ sont obtenues par des développements limités. De nombreux schémas existent dans la littérature.

L'objectif de cette section est d'indiquer la façon d'intégrer le modèle de tresse, décrit dans la section précédente, dans ABAQUS. ABAQUS donne à ses utilisateurs la possibilité d'intégrer leur propre modèle constitutif par l'intermédiaire de la routine UMAT, les utilisateurs doivent écrire leur routine UMAT en fortran et ABAQUS l'exécute comme s'il s'agissait de son propre modèle. ABAQUS donne comme arguments d'entrée à UMAT le vecteur des contraintes au début de l'incrément (STRESS) ainsi que le vecteur incrément des déformations durant l'incrément (DSTRAIN).

La fonction principale de UMAT est de mettre à jour le vecteur STRESS ainsi que la matrice Jacobienne (DDSDDE) à la fin de l'incrément [15].

Les deux vecteurs de déformations notés STRAIN et DSTRAIN sont parmi les arguments qu'ABAQUS passe à la routine UMAT. STRAIN est le vecteur des déformations logarithmiques cumulées au début de l'incrément et DSTRAIN est celui des incréments des déformations logarithmiques durant l'incrément. Ces vecteurs sont orientés suivant le système de coordonnées global. Soit dy_0 la longueur initiale d'un élément mesuré suivant l'axe des x et

dy_{n-1} sa longueur au début de l'incrément n . les vecteurs **STRAIN** et **DSTRAIN** s'écrivent

donc :
$$STRAIN(2) = \ln\left(\frac{dy_{n-1}}{dy_0}\right) \quad DSTRAIN(2) = \ln\left(\frac{dy_n}{dy_{n-1}}\right)$$

En résumé, l'algorithme de la loi de comportement implémentée est schématisé sur la Figure (**Fig. II.27**). Il reprend l'ensemble des données utilisées (en entrée) mais aussi demandées par le solveur du logiciel ABAQUS (en sortie).les termes en gras reprennent les noms tels qu'ils sont définis par l'environnement ABAQUS.

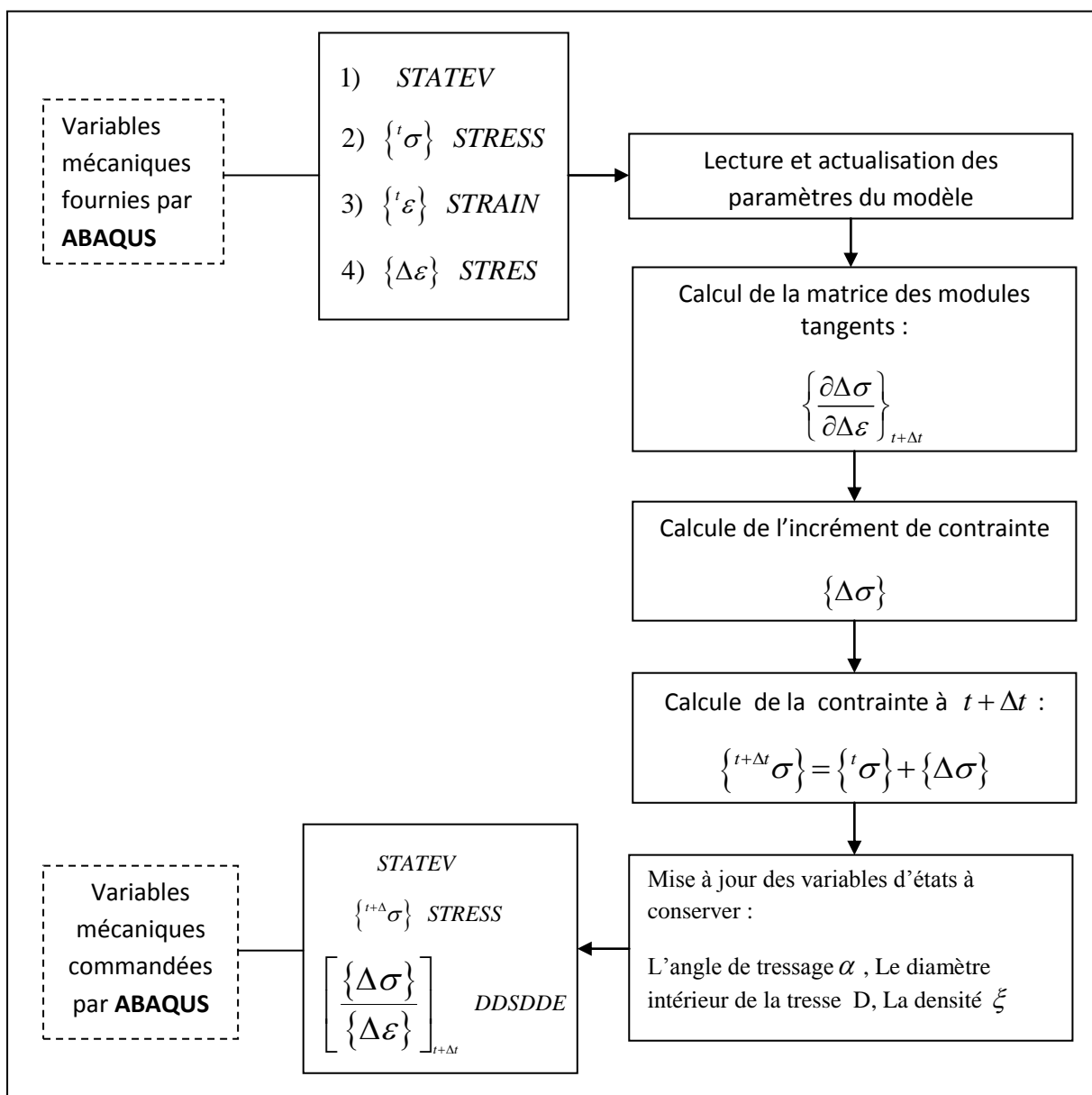


Fig. II.27 : Organigramme illustrant l'algorithme de comportement de la tresse

II.4.5. Résultats et comparaisons

Des testes de traction ont été effectués à BOA pour étudier le comportement de la tresse vide (Fig. II.28).

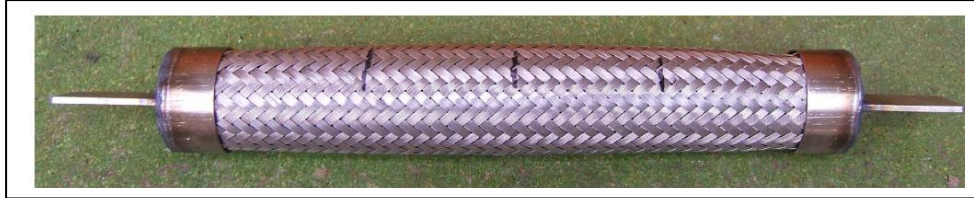


Fig. II.28 : La tresse utilisée pour la validation du modèle

Les essais ont donné les résultats suivant :

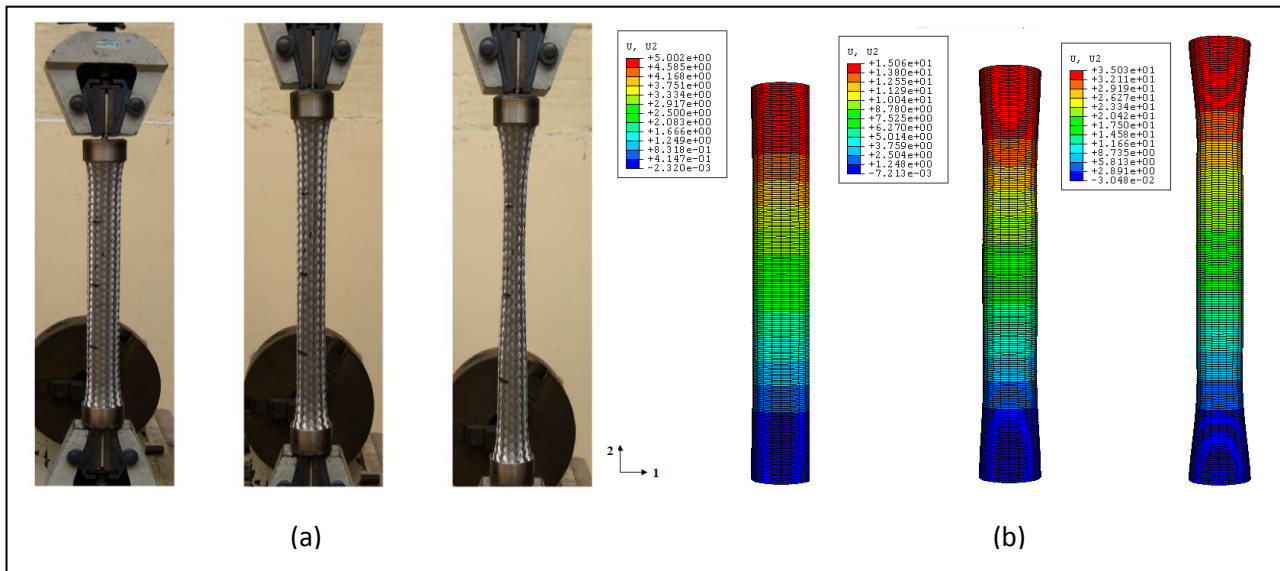


Fig. II.29 : Evolution de la tresse (a) au cours de l'essai. (b) au cours de la simulation

<i>Force (N)</i>	<i>Allongement (mm)</i>	<i>D_{ext} (I/2) mm</i>	<i>Erreur relative (%) par rapport à l'expérimental (D_{ext})</i>
0	0	43,000	0
30,5	5	40,988	1,70
58,4	10	39,070	2,32
123,2	15	37,400	2,40
205,1	20	36,0490	2,11
600,1	25	35,880	1,62
1500	30	33,760	0,18
2200	35	32,656	2,90

Tab. II.2 : Résultats du calcul de la tresse.

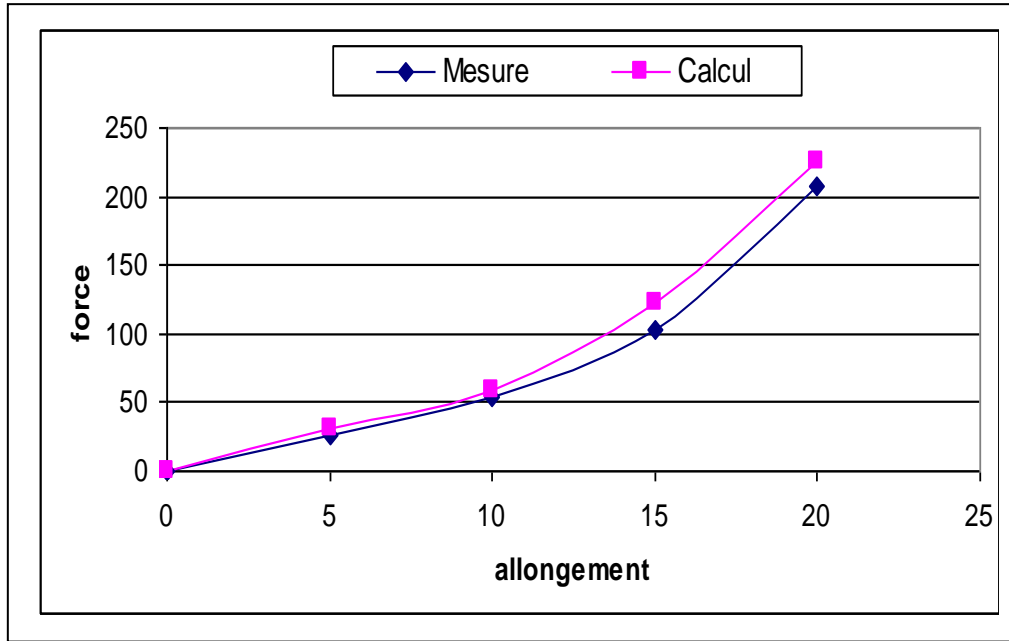


Fig. II.30 : Allongement de tresse en fonction de la force appliquée

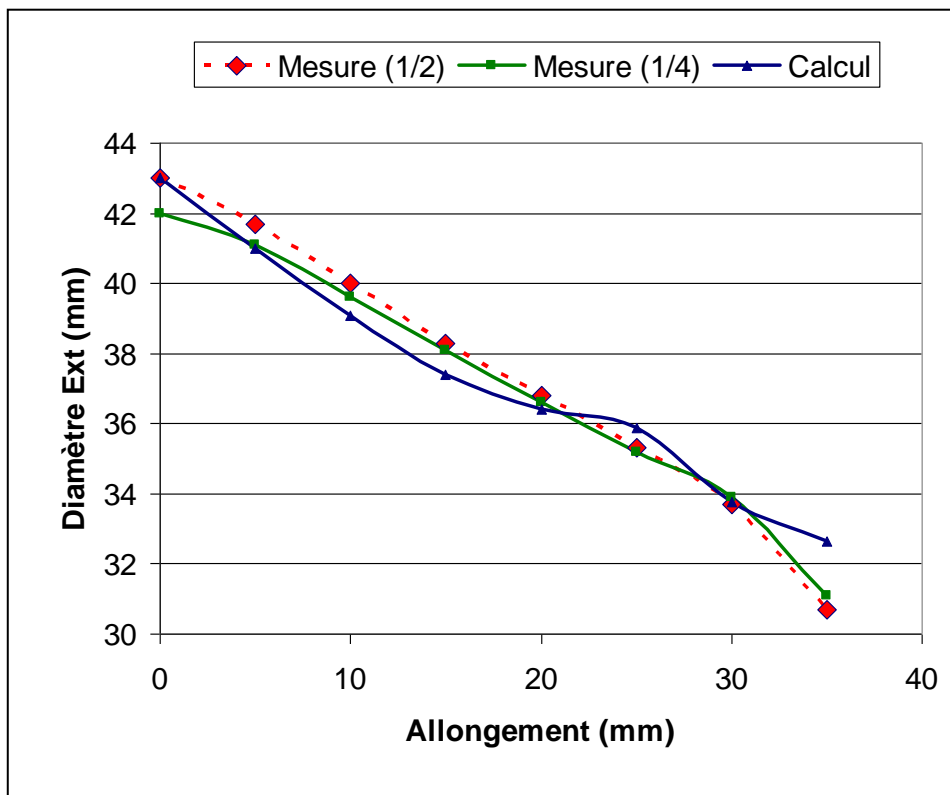


Fig. II.31 : Comparaison des résultats de calcul et des résultats expérimentaux

II.5 MISE SOUS PRESSION DES TUBES FLEXIBLES TRESSÉS

II.5.1. Définitions

Dans cette section on va étudier le comportement des tubes onduleux nus et tressés pour un chargement en pression interne : le tube est un PARNOR1".

Lors de sa mise en pression l'onduleux et sa tresse sont soumis à des sollicitations relativement complexes, pour rendre compte de son comportement le tube tressé est soumis à :

- une pression sur la face intérieure du tube
- un effort de la tresse qui a le comportement d'un matériau orthotrope, exerçant une réaction à l'allongement de l'onduleux (en effet pour la tresse, la rigidité radiale est supérieure à la rigidité axiale ce qui explique la diminution de diamètre et l'allongement de tube pour un chargement en pression interne).

La simulation, lors de la mise en pression, a été d'abord faite sur un tube sans tresse pour voir sa réponse à la pression.

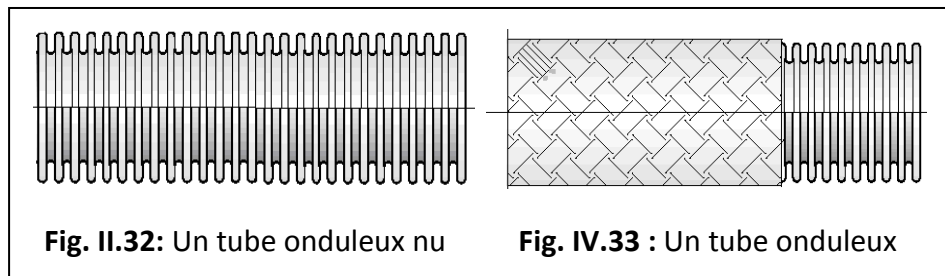


Fig. II.32: Un tube onduleux nu

Fig. IV.33 : Un tube onduleux

Les dimensions de la tresse avant chargement sont :

- Diamètre intérieure : 6 mm
- Epaisseur : 0.8 mm
- Longueur (pour 3 ondes) : 21.12 mm

Les dimensions de tube onduleux sont celles de PARNOR 1POUCE après hydroformage :

	D1 (mm)	D2 (mm)	e (mm)	P (mm)	H (mm)
STANDARD	[24.7, 25.3]	[35.6, 36.4]	0.25	[6.9 ,7.5]	5.55

Tab. II.3 : Les dimensions de tube onduleux PARNOR 1 POUCE

La modélisation de la mise en pression des onduleux, se fait en appliquant une pression sur les parois internes de l'onduleux. Les conditions aux limites lors de la mise en pression sont les suivantes (voir : **Fig. II.34**) :

- 1) les sections R_1 et T_1 restent droites et fixes axialement
- 2) les sections R_2 et T_2 restent droites et sont liées cinématiquement dans le sens axiale, les sections R_2 et T_2 sont libres
- 3) la pression P qu'on varie graduellement est appliquée sur la surface intérieure de l'onduleux.
- 4) une pression est appliquée sur la section R_2 : elle est dû à l'effet de fond.

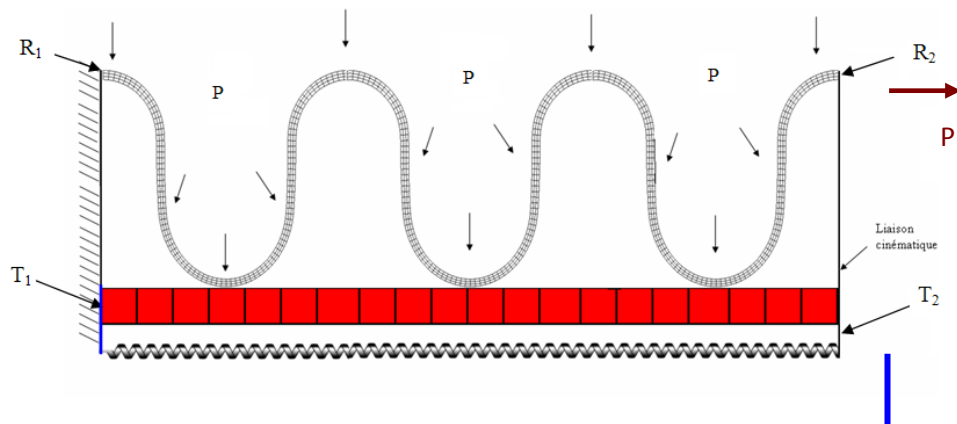


Fig. II.34 : Condition aux limites et chargement

II.5.2. Mise sous pression des tubes sans tresse

Les résultats de mise en pression des tubes nus sont assez satisfaisants (voir **Fig. II.35** et **Fig. II.36**), mais pour le calcul du diamètre extérieure on constate une divergence des calculs à partir de 20 bars (**Fig. II.37**).

i. Allongement de tube nu en fonction de la pression :

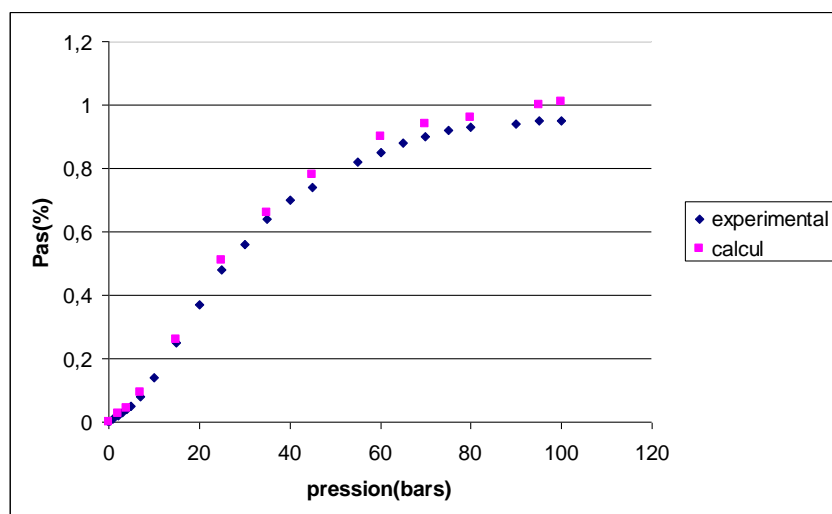


Fig. II.35 : Allongement de l'onduleux sans tresse

ii. *Variation de diamètre intérieur:*

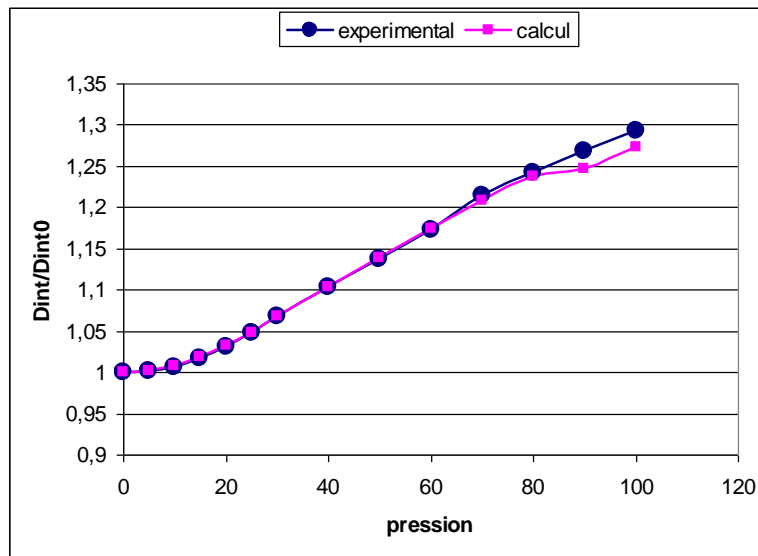


Fig. II.36 : Variation de diamètre intérieur (par rapport au diamètre initial)

iii. *Variation de diamètre extérieur :*

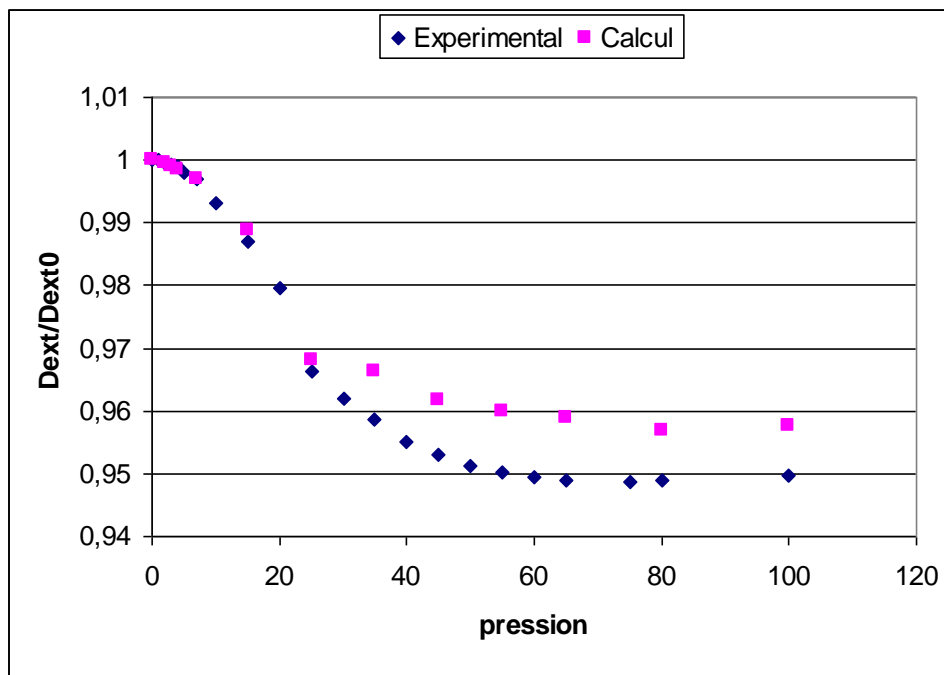


Fig. II.37: Variation de diamètre extérieur (par rapport au diamètre initial)

II.5.3. Mise sous pression des tubes tressés

Premièrement on a effectué le calcul avec le modèle tresse sans correction de l'angle.

Ce calcul a été comparé aux résultats des essais effectués à TUBEST, la comparaison est faite sur le taux de l'allongement de pas et sur la variation relative de diamètre extérieur.

Comme on peut le constater le calcul devient défaillant à haute pression (à partir de 75 bars, voir **Fig. II.38** et **Fig. II.39**). Ceci est essentiellement dû à la variation de l'angle α (lorsque la pression augmente le tube s'allonge et α diminue). On constate aussi une divergence au début de mise en pression, cette variation est à imputer peut être aux mesures effectuées à Tubest (la variation d'angle est négligeable).

II.5.3.1) Le taux d'allongement de l'onduleux

i. Sans correction de l'angle α

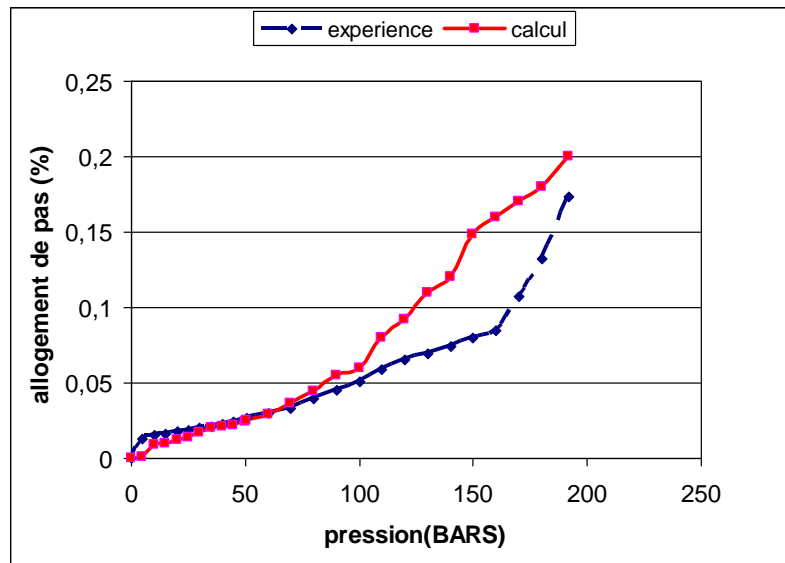


Fig. II.38 : Allongement de l'onduleux sans correction de l'angle α

ii. Avec correction de l'angle α :

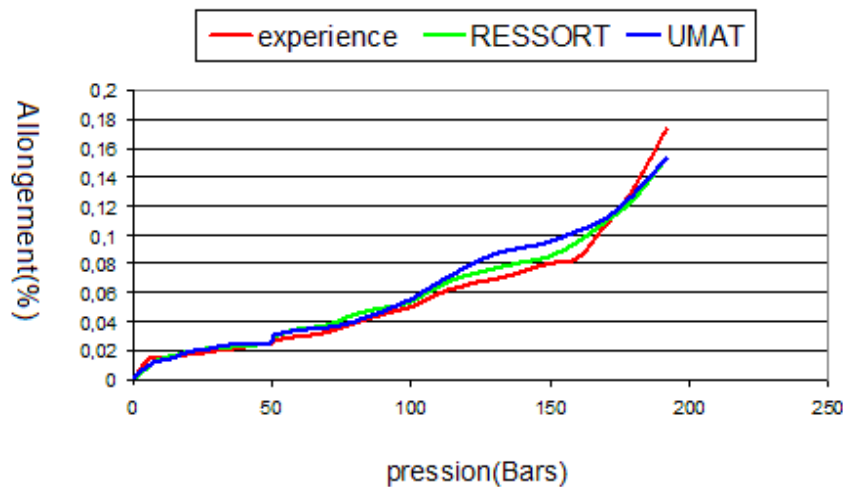


Fig. II.39 : Allongement de l'onduleux avec correction de l'angle α

II.5.3.2) Variation du diamètre de la tresse

Sans correction de l'angle α :

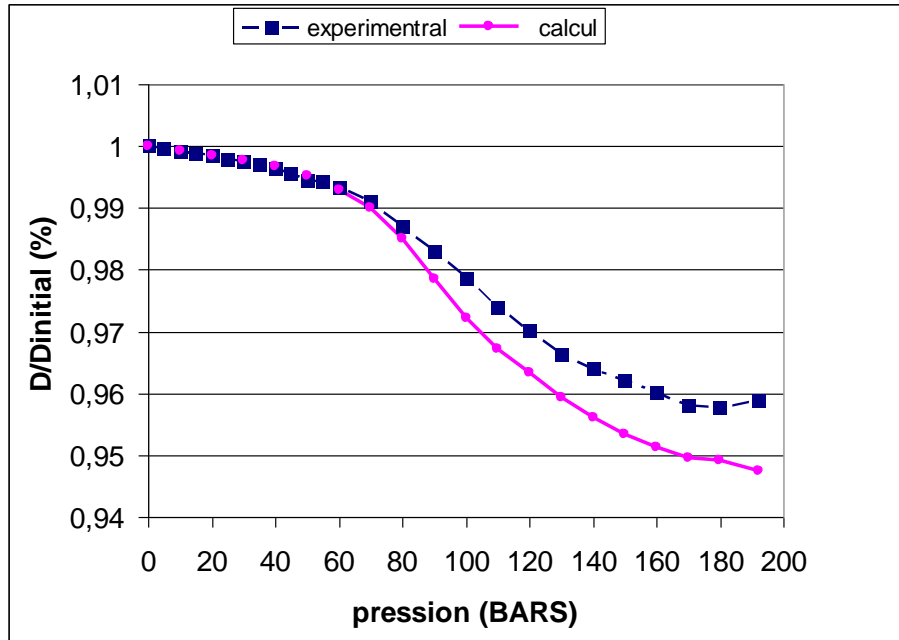


Fig. II.40 : Variation relative de diamètre sans correction de l'angle α

i. Avec correction de l'angle α :

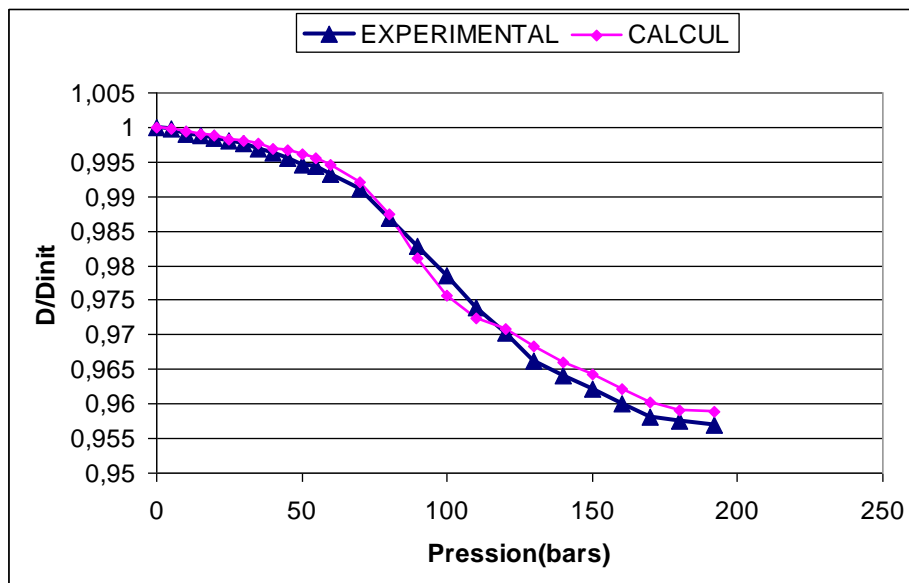


Fig. II.41 : variation relative de diamètre avec correction de L'angle α

Avant la mise en forme, le tube présente une déformation plastique maximale résiduelle de l'ordre de 40% et des contraintes résiduelles de l'ordre de 809 MPa, Le tube nu s'éclate pour une pression de 110 Bars ce qui correspond à une contrainte de Von Mises de 1171 MPa et une déformation plastique de 50%., avec la tresse on dépasse la pression de 192 Bars (Fig. IV.30).

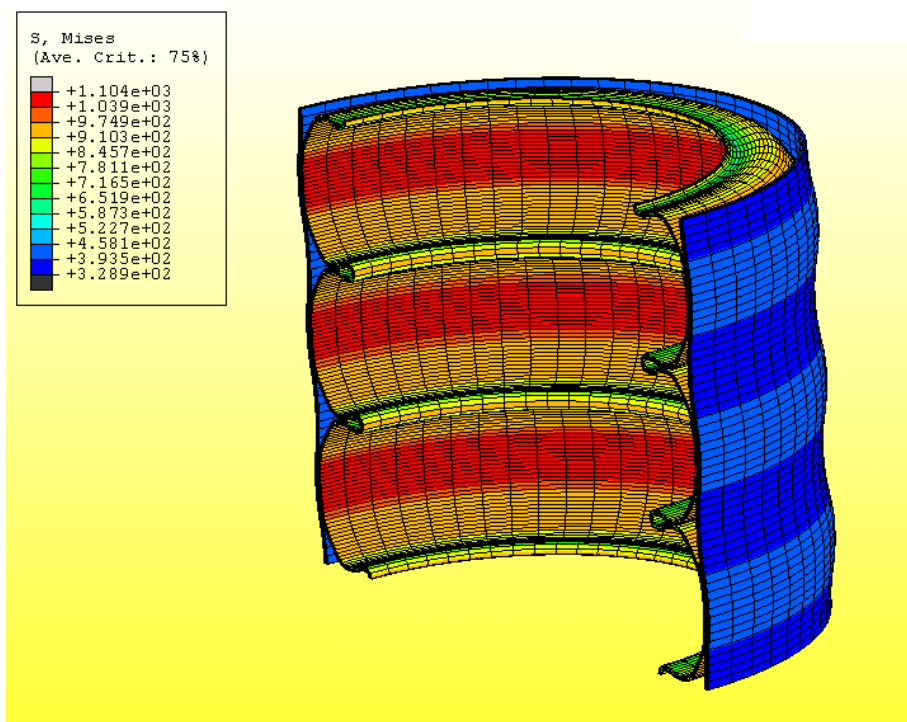


Fig. II.42 : Déformé d'un tube onduleux tressé pour une pression de 192 Bars (Comportement de tresse avec UMAT)

La pression de ruine a été augmentée en rajoutant la tresse, l'allongement diminue par l'ajout de tresse. Le modèle reste défaillant à partir d'une pression de 100 Bars. Pour la mise en pression des tubes nus on remarque une grande variation de diamètre intérieur et une faible variation de extérieur ce qui est conforme aux observations expérimentales

II.6. CONCLUSION

L'analyse par la simulation numérique du comportement en fatigue des tuyaux flexibles onduleux reste un sujet d'étude considérable de point de vue modélisation, et nécessitera de nombreux essais de fatigue, qui sont plus difficiles à faire, pour bien alimenter les modèles existants.

Les résultats de calculs peuvent être utilisés pour prédire la durée de vie des tubes dans un chargement correspondant donné de fait qu'elles sont inférieures à celles données par l'expérience.

Nous avons présenté un modèle de comportement de la tresse tenant compte des non linéaire d'un matériau à histoire, les non linéarités impliquées sont géométriques et comportementales. Les résultats sont assez proches des résultats expérimentaux.

CHAPITRE III

Gamme des produits BOA-FS
et résultats des calculs

III.1. INTRODUCTION

La société BOA Flexible Solutions a été créée en 1925 sous le nom de TUBEST, Société anonyme des tuyaux de l'Est, avec pour activité principale, la vente et la fabrication de tuyaux et tuyauteries métalliques flexibles. Elle s'impose comme leader dans la fabrication des flexibles onduleux hydro-formés sur le marché européen, et elle propose une gamme complète de systèmes flexibles de haute sécurité pour le transfert des fluides.

BOA-FS fabrique des tuyaux et tuyauteries métalliques flexibles, du DN5 au DN300, en acier inoxydable austénitique, nus ou renforcés par des tresses métalliques, flexibles, ils sont utilisés dans les applications qui exigent une grande souplesse d'installation, une longue durée de vie dans des conditions extrêmes de température et d'étanchéité.

Dans les systèmes de tuyauteries pour transfert de fluides, ils sont notamment utilisés pour:

- faciliter le montage de l'installation ;
- reprendre des dilatations thermiques ;
- éviter la transmission de vibrations ;
- assurer une protection mécanique étanche ;
- le transfert de produits dangereux et de produits de haute et basse température.

Avantages :

- résistance mécanique ;
- insensibilité au vieillissement naturel dans des conditions extrêmes de température ;
- grande fiabilité ;
- haute étanchéité ;
- grande flexibilité ;
- faible poids ;
- grande durée de vie.

III.2. GAMMES DES PRODUITS

Les tuyaux flexibles onduleux sont fabriqués et livrés soit nus ou recouverts d'une, deux ou trois tresses (**Fig. III.4**).

III.2.1. PARNOR

Tuyau à ondes parallèles hydroformées, simple paroi, flexible très souple, et on distingue deux type qui sont : PARNOR à ondes symétriques et ondes dissymétriques (**Fig. III.1**)

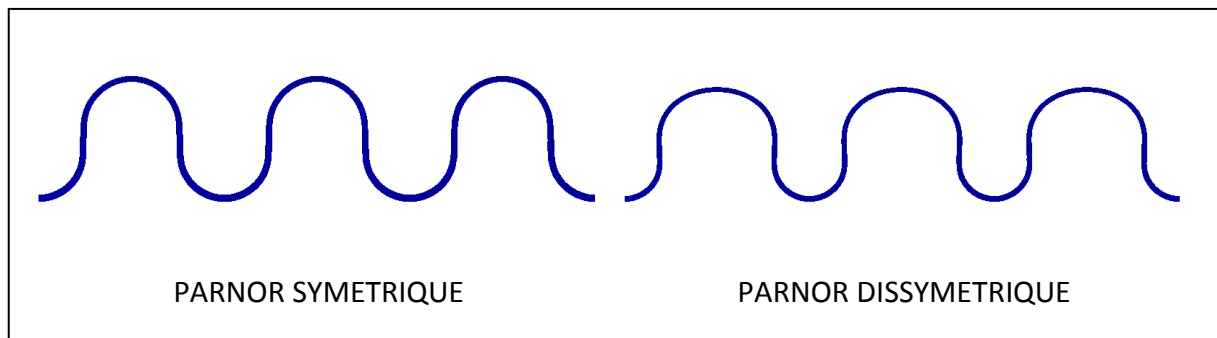


Fig. III.1 : PARNOR Symétrique et Dissymétrique

III.2.2. PARRAP

Tuyau à ondes rapprochées parallèles hydroformées, simple paroi, flexible extra souple, et là encore, on retrouve deux types (**Fig. III.2**).

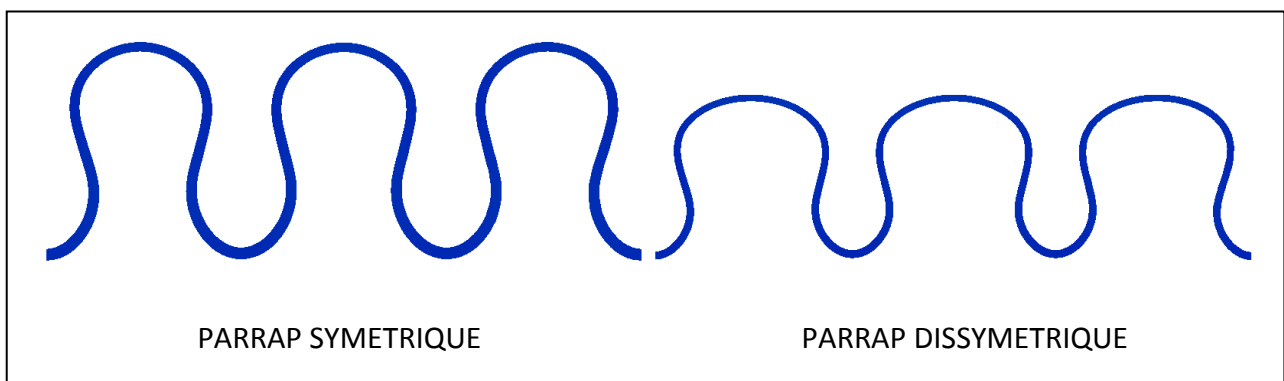


Fig. III.2 : PARRAP Symétrique et Dissymétrique

III.2.3. HP-THP-XHP

Tuyau à ondes rapprochées parallèles hydroformées, simple paroi, forte épaisseur, haute pression.

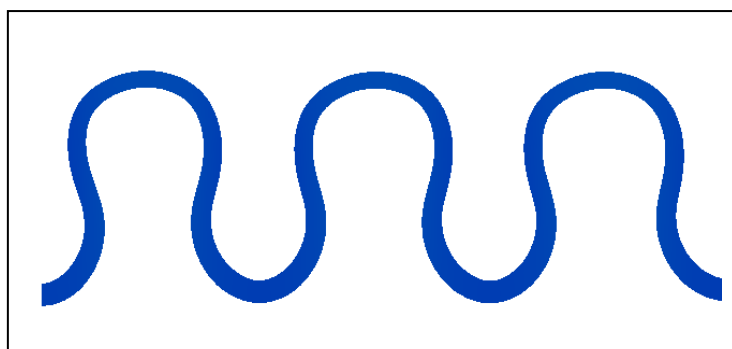


Fig. III.3 : Onduleux HP-THP-XHP

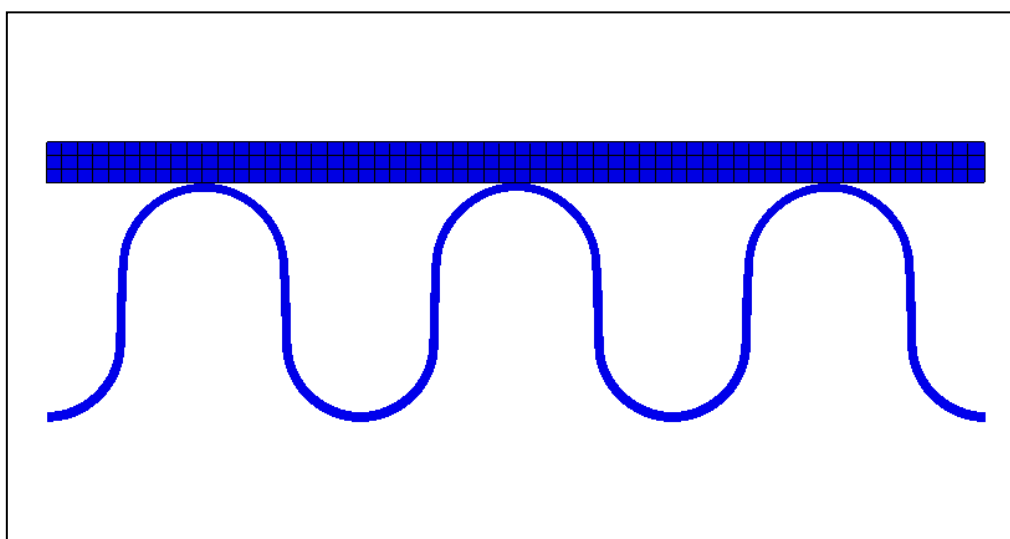


Fig. III.4 : Onduleux avec tresse

III.3. CALCULS ET RESULTATS

III.3.1. La mise en forme

III.3.1.1) Mise en forme des PARNOR

Pour la mise en forme des onduleux, nous avons besoin de calculer deux paramètres avant de lancer la simulation, ces paramètres sont L_0 et X (**Fig. III.5**).

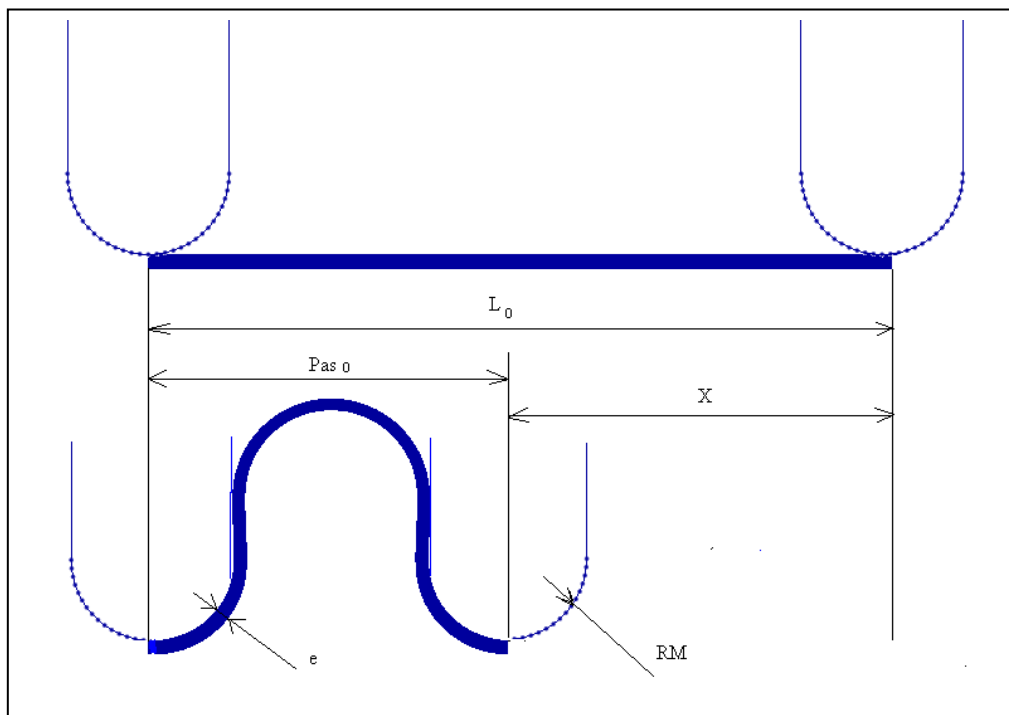


Fig. III.5 : Les Paramètres L_0 et X

Sur la figure (**Fig. III.5**) on peut déduire que $X = L_0 - \text{Pas}_0$

D'après la figure ci-dessous (**Fig. III.6**), on calcul L_0 sur la surface extérieure

$$L_0 = \pi(R_1 + e) + \pi R_2 + 2\Delta h$$

$$\Delta h = h - (R_1 + R_2 + 2e)$$

On pose $r = \frac{R_1}{R_2}$ tel que $\begin{cases} r = 1 & \text{pour onde symétrique} \\ r > 1 & \text{pour onde dissymétrique} \end{cases}$

On définit la détente matière par DM telle que $R_2 = RM(1 + DM)$

En remplaçant R_1 et R_2 on aura

$$L_0 = \pi(rRM(1 + DM) + e) + \pi RM(1 + DM) + 2\Delta h$$

$$L_0 = \pi RM(1 + DM)(1 + r) + \pi e + 2\Delta h$$

$$Pas_0 = 2[(1 + r)RM + e]$$

$$\Delta h = h - [(1 + r)(1 + DM)RM + 2e]$$

On aura à la fin

$$L_0 = (\pi - 2)(1 + DM)(1 + r)RM + (\pi - 4)e + 2h$$

$$X = L_0 - 2((1 + r)RM + e)$$

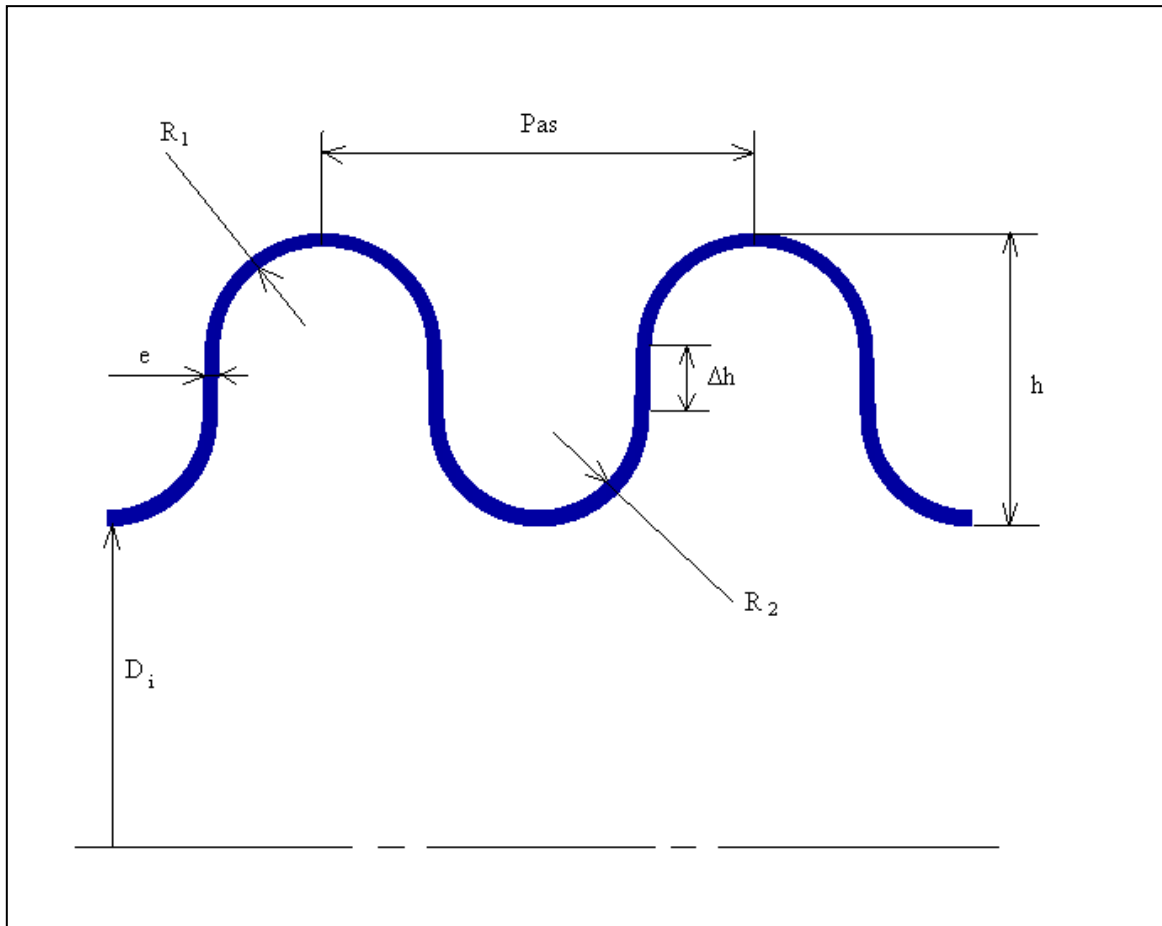


Fig. III.6 : Calcul des paramètres L_0 et X

Ce calcul à été fait pour une seule onde, pour n ondes on aura $L = nL_0$

III.3.1.2) Mise en forme des PARRAP

Le PARRAP est obtenu à partir d'un PARNOR en effectuant deux autres opérations qu'on appelle *Compression* (C) et *Etirement* (E) (**Fig. III.7**).

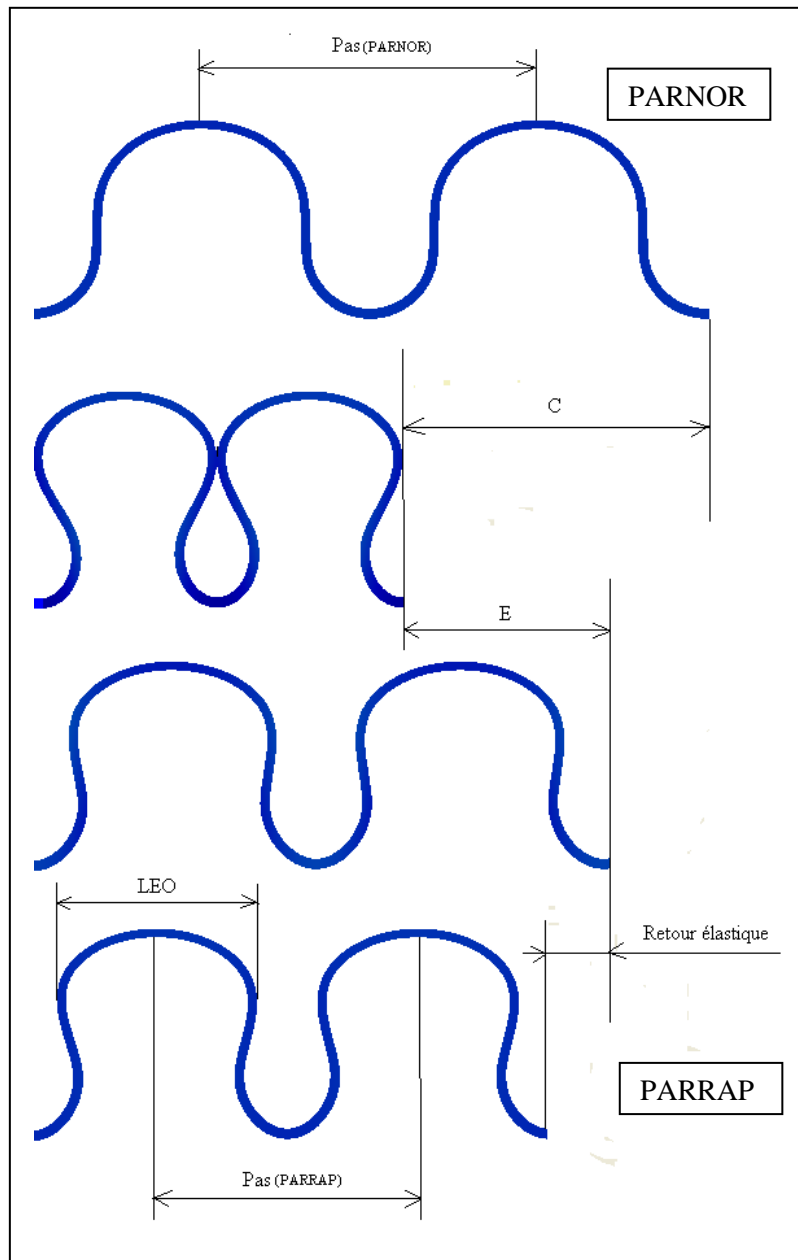


Fig. III.7 : Compression et Etirement d'un PARRAP

A noter aussi que la compression C et l'étirement E sont des inconnues à calculer avec les formules suivantes :

$$C = n(Pas_{(PARNOR)} - LEO) \times A$$

Et

$$E = [C - n(Pas_{(PARNOR)} - Pas_{(PARRAP)})] \times B$$

Tels que n : est le nombre d'ondes ;

A=1.14473, B=1.22466 des constantes obtenues après des calculs et comparaisons avec les mesures expérimentales.

III.3.1.3) Résultats

On présente quelques résultats :

		D _{int}	D _{ext}	Pas	h
PARNOR DN6 (SYM)	Mesure	6.2 ^(+0.3/-0.2)	9.8 ^(+0.3/-0.3)	3.00 ^(+0.2/-0.2)	1.80
	Calcul	6.214	9.814	2.820	1.800
PARNOR DN100 (DIS)	Mesure	101.5 ^(+0.6/-0.4)	126.5 ^(+0.8/-0.8)	15.80 ^(+0.8/-0.8)	12.50
	Calcul	101.361	126.380	15.190	12.509
PARRAP DN32 (SYM)	Mesure	31.0 ^(+0.5/-0.4)	44.0 ^(+0.5/-0.5)	5.50 ^(+0.3/-0.3)	6.50
	Calcul	30.573	43.270	5.376	6.348
PARRAP DN 80 (DIS)	Mesure	78.7 ^(+0.6/-0.3)	99.6 ^(+0.8/-0.8)	10.10 ^(+0.6/-0.6)	10.45
	Calcul	78.645	99.098	10.829	10.226

Tab. III.1 : Quelques résultats de la mise en forme.

Les autres résultats ont été tous comparés au mesures expérimentales avec les quelles ils concordent parfaitement.

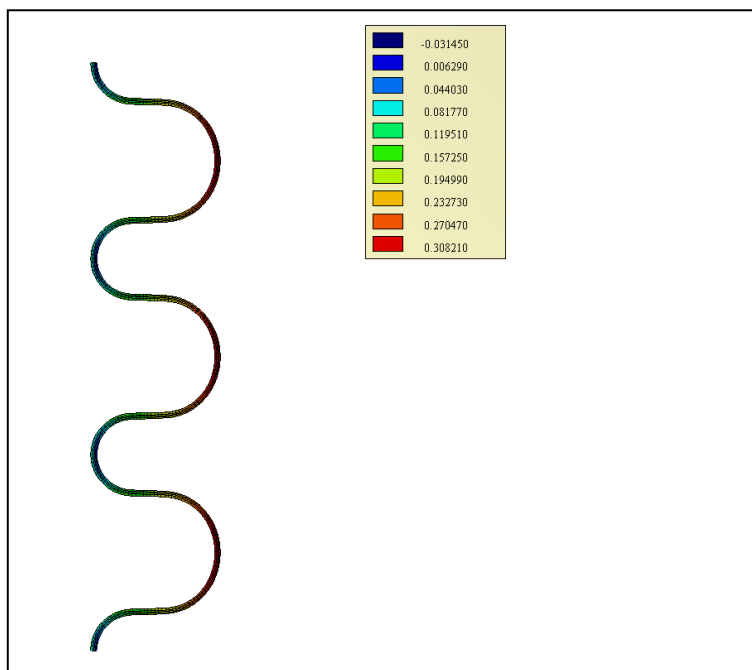


Fig. III.8 : Résultats PARNOR DN25

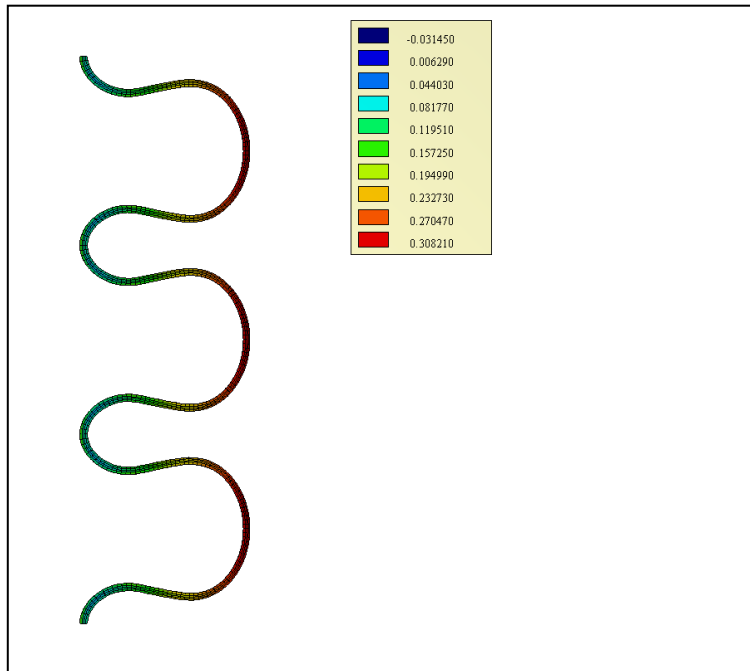


Fig. III.9 : Résultats PARRAP DN25

III.3.2. Les type des chargements

III.3.2.1) Fatigue

i. Déplacement axial :

Le chargement en fatigue en déplacement axial consiste à soumettre l'onduleux à un débattement suivant la direction axiale, puis noter le nombre de cycle à la rupture. (Fig. III.10)

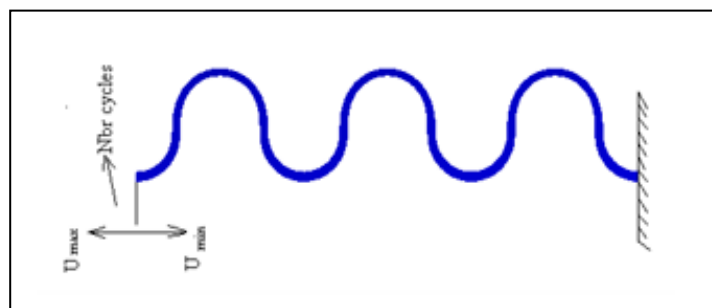


Fig. III.10 : Le chargement en fatigue en déplacement axial

ii. **Débattement en pression**

Le chargement en fatigue en pression consiste à soumettre l'onduleux à une pression interne qui varie entre 0 et une valeur P, puis noter le nombre de cycle à la rupture. (Fig. III.11)

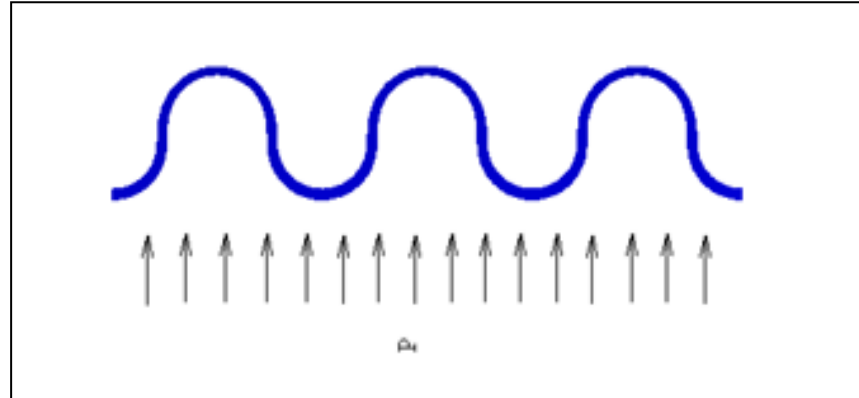


Fig. III.11 : Chargement en fatigue en pression

III.3.2.2) Mise sous pression(Statique)

On fait soumettre l'onduleux a des cycles de pression interne différents, puis on calcul l'allongement. (Fig. III.12)

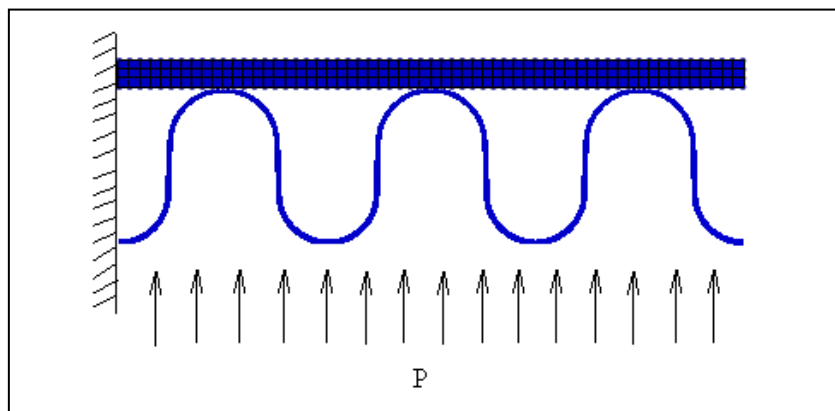


Fig. III.12 : Chargements statique

III.3.2.3) Résultats

Pour un PARNOR symétrique DN6 la durée de vie minimale est **N=6738 cycles**, les premiers points endommagés sont sur la figure (**Fig.III.13**).

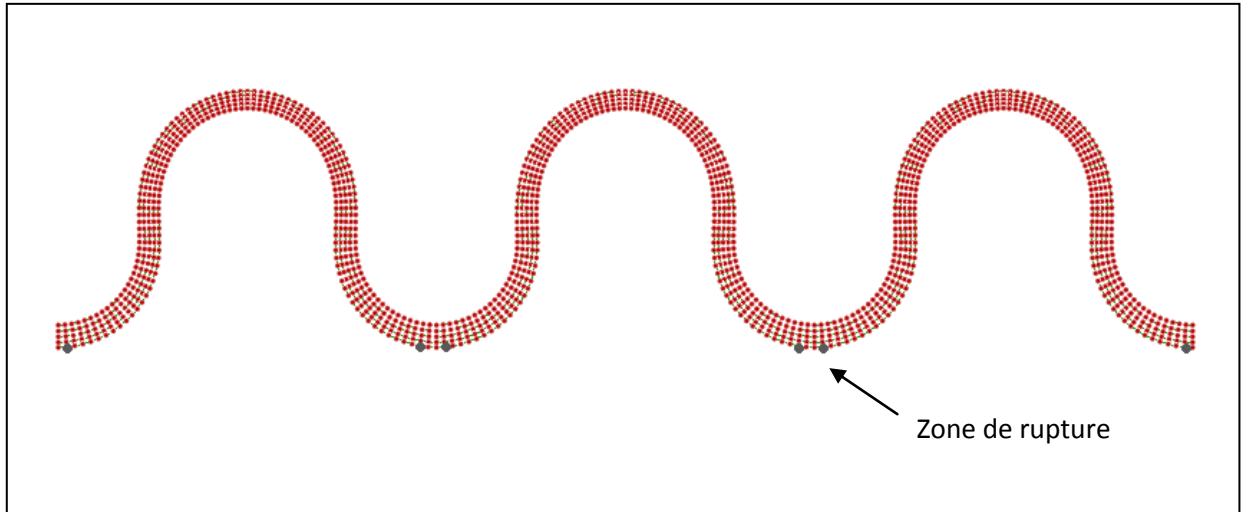


Fig. III.13 : Les premiers points endommagés PARNOR DN6

Les courbes d’allongement d’un PARNOR dissymétrique DN 25.

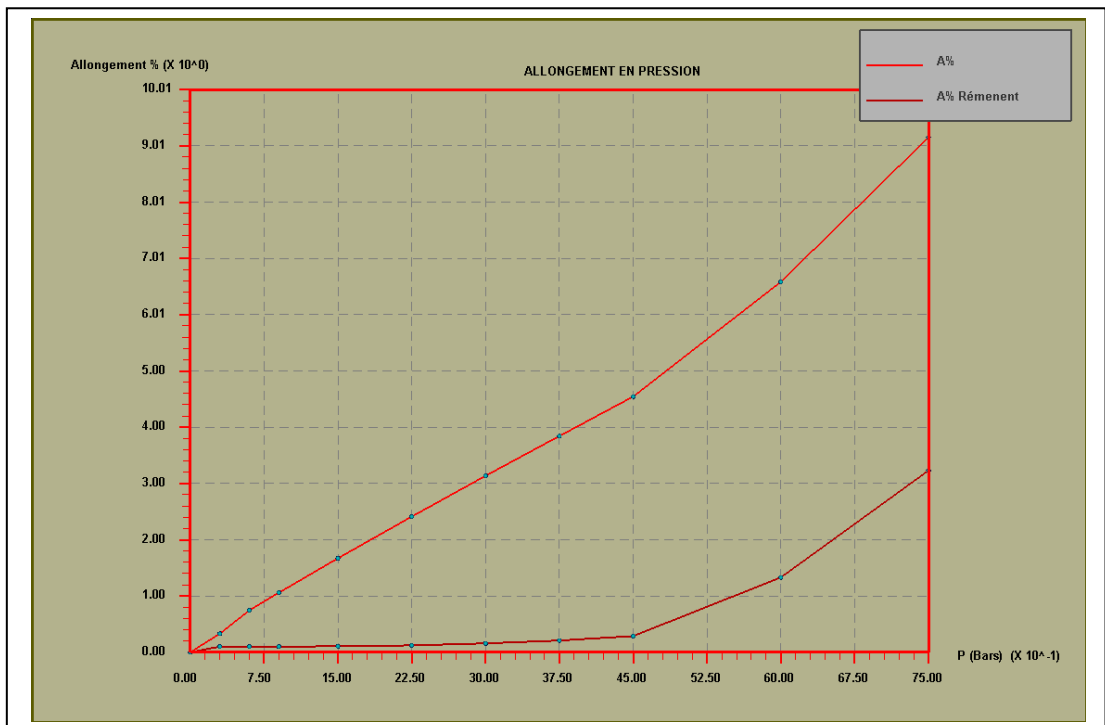


Fig. III.14 : Les courbes d’allongement PARNOR DN32

III.4. CONCLUSION

Cette étude a nécessité un travail important de modélisation, de mise au point de modèle, le bilan est globalement positif.

CHAPITRE IV

Mise en œuvre de la base de
données

IV.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous allons présenter la méthodologie suivie pour réaliser la base de données, le code est écrit avec le langage orienté objet C++, et pour ce qui concerne le graphisme, il a été fait grâce à Visual C++ 6.0.

A partir des données de chaque produit, et de quelques calculs géométriques sur les onduleux, nous avons réussi à lancer les simulations pour toute la gamme de flexibles, ensuite nous avons sauvegardé les résultats qui vont constituer la base de données.

IV.2. INITIATION A LA PROGRAMMATION ORIENTEE OBJET EN C++

IV.2.1. Définitions

La programmation orientée objet (POO), ou programmation par objet, a été élaborée par Alan Kay dans les années 1970. C'est un paradigme de programmation informatique qui consiste en la définition et l'interaction de briques logicielles appelées objets ; un objet représente un concept, une idée ou toute entité du monde physique. Il possède une structure interne et un comportement, et il sait communiquer avec ses pairs. Il s'agit donc de représenter ces objets et leurs relations ; la communication entre les objets via leur relation permet de réaliser les fonctionnalités attendues, de résoudre le ou les problèmes.

Les caractéristiques de base qui représentent une approche pure de la programmation orientée objet sont [18] :

1. **Toute chose est un objet.** Un objet est comme une variable améliorée, il stocke des données, on peut effectuer des requêtes sur cet objet, lui demander de faire des opérations sur lui-même. On peut prendre n'importe quel composant conceptuel d'un problème qu'on essaie de résoudre et le représenter en tant qu'objet dans le programme.
2. **Un programme est un groupe d'objets s'indiquant quoi faire en envoyant des messages.** Pour qu'un objet effectue une requête, on envoie un message à cet objet.

Plus concrètement, on peut penser à un message comme à un appel de fonction appartenant à un objet particulier.

3. **Chaque objet a sa propre mémoire composée d'autres objets.** Autrement dit, on crée un nouveau type d'objet en créant un paquetage contenant des objets déjà existants. Ainsi, on peut créer un programme dont la complexité est cachée derrière la simplicité des objets.
4. **Chaque objet a un type.** Chaque objet est une *instance* d'une *classe*, où classe est synonyme de type.
5. **Tous les objets d'un type particulier peuvent recevoir les mêmes messages.** Parce qu'un objet de type « cercle » est également un objet de type « forme », un cercle garanti d'accepter les messages de forme. Cela signifie qu'on peut écrire du code qui parle aux formes et qui sera automatiquement accepté par tout ce qui correspond à la description d'une forme. *Cette substituabilité est l'un des concepts les plus puissants de la POO.*

IV.2.2. Le langage C++

Le C++ est l'un des langages de programmation Orientée Objet les plus utilisés actuellement, créé au cours des années 1980 par Bjarne Stroustrup. Il est à la fois facile à utiliser et très efficace.

Les caractéristiques du C++ en font un langage idéal pour certains types de projets. Il est incontournable dans la réalisation des grands programmes. Les optimisations des compilateurs actuels en font également un langage de prédilection pour ceux qui recherchent les performances. Enfin, ce langage est idéal pour ceux qui doivent assurer la portabilité de leurs programmes au niveau des fichiers sources (pas des exécutables).

Les principaux avantages du C++ sont les suivants [19] :

- grand nombre de fonctionnalités ;
- performances du C ;
- facilité d'utilisation des langages objets ;
- portabilité des fichiers sources ;
- contrôle d'erreurs accru.

Un programme en C++ est une séquence d'instructions qui déclare, utilise, et transforme des objets appartenant chacun à une classe donnée.

Le C++ comme tous les langages orienté objet, utilise les concepts de la programmation orientée objet qui permet entre autres :

- L'encapsulation ;
- L'héritage qui permet le polymorphisme.

i. L'encapsulation

L'encapsulation permet de faire abstraction du fonctionnement interne (c'est-à-dire, l'implémentation) d'une classe et ainsi de ne se préoccuper que des services rendus par celle-ci. Le C++ implémente l'encapsulation en permettant de déclarer les membres d'une classe avec le mot réservé : `public`, `private` ou `protected`. Ainsi, lorsqu'un membre est déclaré :

- **public**, il sera accessible depuis n'importe quelle fonction.
- **private**, il sera uniquement accessible d'une part, depuis les fonctions qui sont membres de la classe et, d'autre part, depuis les fonctions autorisées explicitement par la classe (par l'intermédiaire du mot réservé `friend`).
- **protected**, il aura les mêmes restrictions que s'il était déclaré `private`, mais il sera en revanche accessible par les classes filles.

Le C++ n'impose pas l'encapsulation des membres dans leurs classes. On pourrait déclarer tous les membres publics, mais en perdant une partie des bénéfices apportés par la programmation orientée objet. Il est de bon usage de déclarer toutes les données privées, ou au moins protégées et de rendre publiques les méthodes agissant sur ces données. Ceci permet de cacher les détails de l'implémentation de la classe.

ii. Le Polymorphisme

Le polymorphisme est mis en œuvre à l'aide du mécanisme des méthodes virtuelles en C++. Une fonction virtuelle est une fonction qui possède la capacité de "changer de forme" dans les classes filles de la classe mère définissant la méthode virtuelle. Un mot clé est alors introduit : `virtual`. Ce mot clé est placé devant la déclaration de la méthode.

Si une fonction est surchargée (même nom et même type d'arguments) dans la classe fille, alors la classe mère ne l'appellera que si cette méthode est définie avec le mot clé `virtual`. Sinon la méthode appelée par la classe mère sera la sienne.

IV.2.3. Le Microsoft Visual C++ [20]

Visual C++ est un environnement de développement Windows conçu par Microsoft pour les langages de programmation C et C++.

Il rend la programmation des fenêtres et interfaces graphiques remarquablement facile grâce à des outils puissants et des bibliothèques comme les MFC (Microsoft Foundation Classes)

Notre approche à la programmation de Fenêtres est d'utiliser tous les outils que C Visual C++ fournit

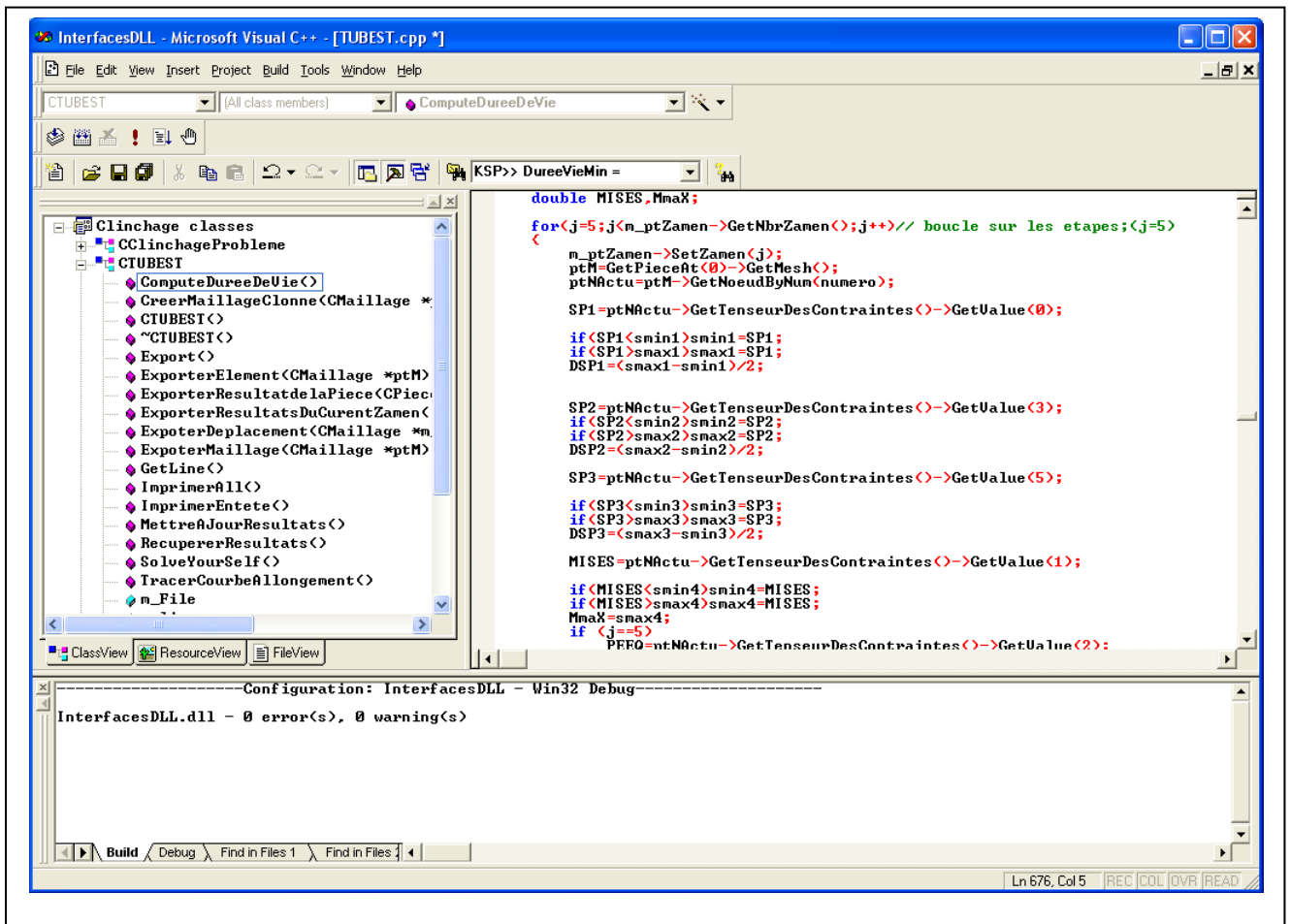


Fig. IV.1 : Visual C++ 6.0

IV.3. PRESENTATION DE LA PLATE-FORME LOGICIEL KSP

IV.3.1. Définitions

K.S.P. (Kebir Simuling Problem) est un programme pluridisciplinaire de calculs mécaniques numériques. Il peut traiter aussi bien les problèmes mécaniques par la méthode des éléments finis, que par la méthode des équations intégrales.

Chaque méthode de calcul numérique (élément finis, équations intégrales, etc.) est appelée dans la programmation de K.S.P. un problème.

Ce logiciel est développé en langage orienté objet C++ au sein du laboratoire Roberval de l'Université de technologie de Compiègne par le maître de conférence M. Hocine KEBIR.

Durant mon stage, j'ai développé en C++ un module appelé DynamumTM Meca intégré dans KSP.

IV.3.2. Architecture

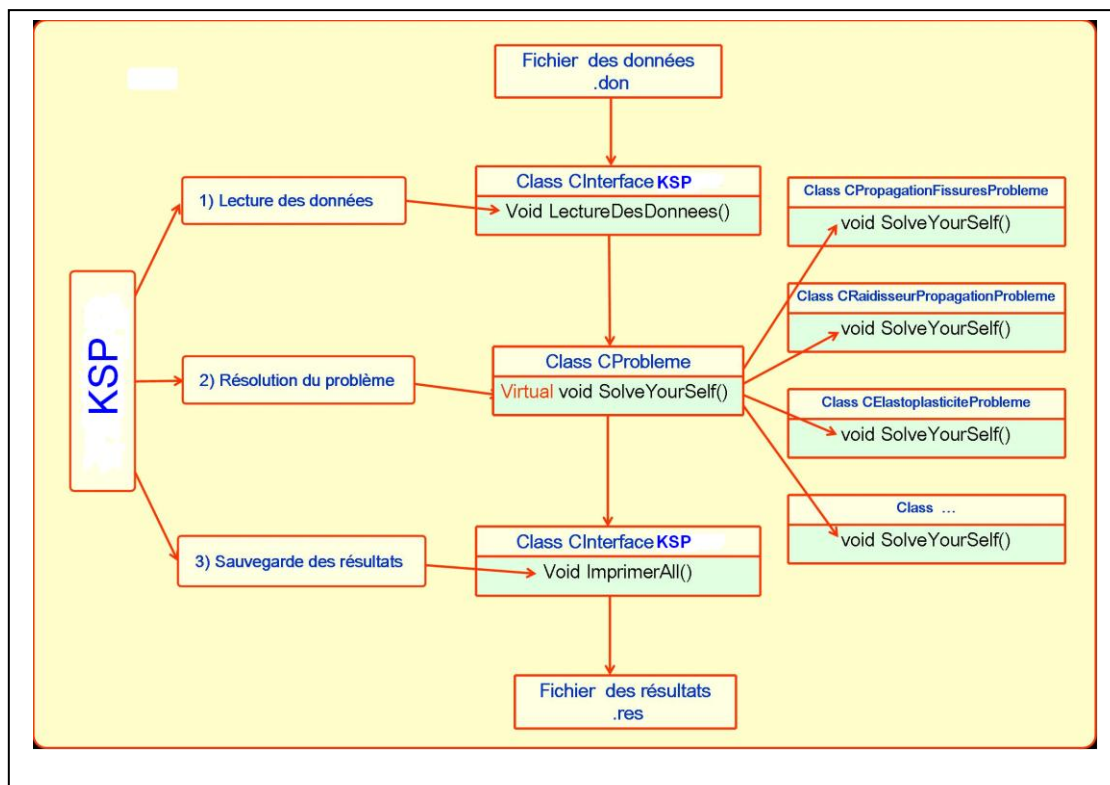
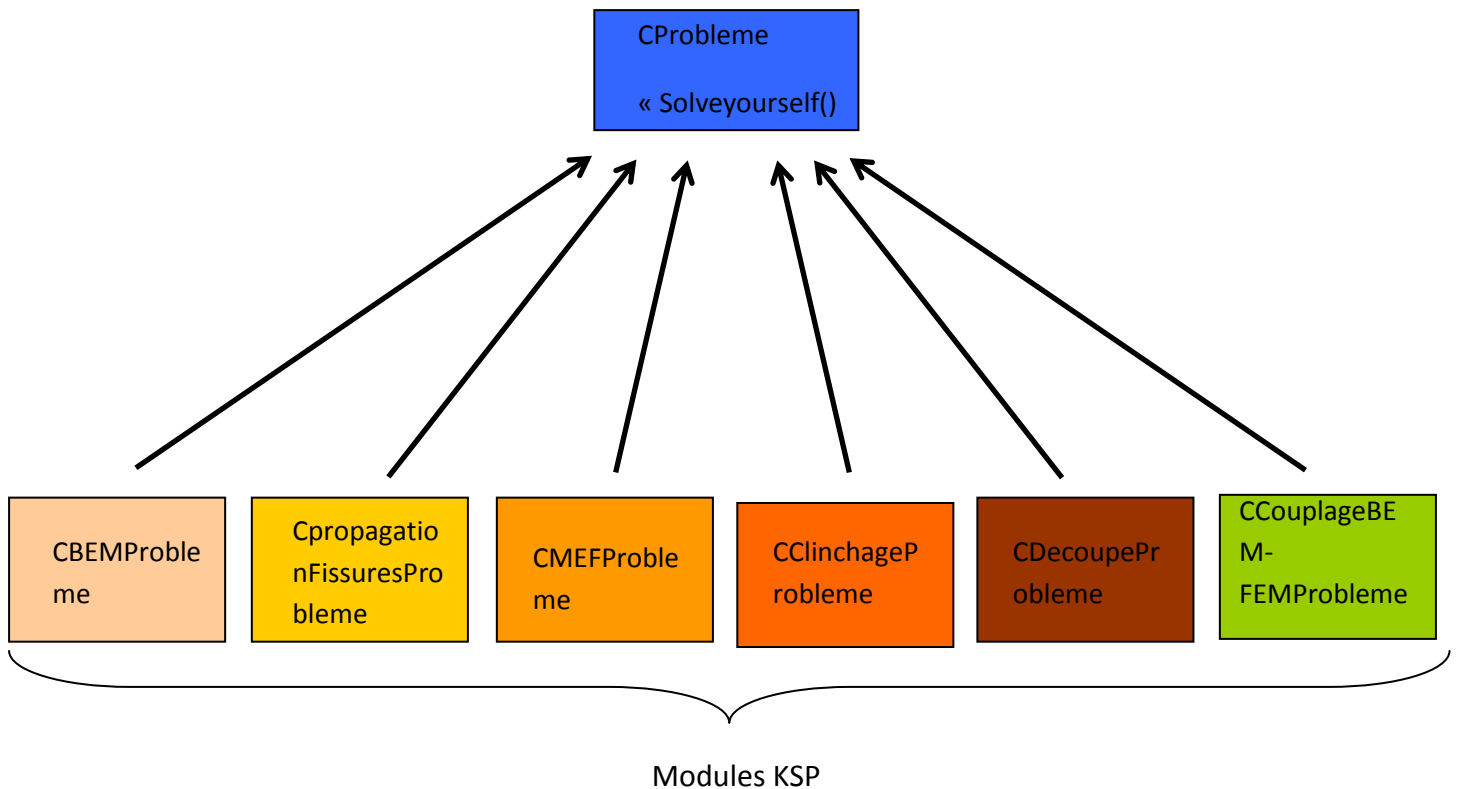


Fig. IV.2 : Architecture de KSP

IV.3.2.1) Les classes « probleme » et l'héritage

Dans K.S.P., chaque méthode de calcul numérique (élément finis, équations intégrales) est appelée dans la programmation de K.S.P. un problème.



IV.3.2.2) Présentation des classes Probleme

- **CBEMProbleme** : Cette classe permet le calcul de problèmes mécaniques par la méthode des équations intégrales.
- **CpropagationFissuresProbleme** : Cette classe permet de gérer la propagation des fissures.
- **CMEFProbleme** : Cette classe permet le calcul de problèmes mécaniques par la méthode des éléments finis.
- **CClinchageProbleme** : Cette classe permet de simuler le clinchage.
- **CDecoupeProbleme** : Simulation de la découpe de tôles.
- **CCouplageBEM-FEMProbleme** : Module de couplage entre la méthode des équations intégrales et la méthode par éléments.

IV.4. REALISATION DE LA BASE DE DONNEES

IV.4.1. Définition de l'outil métier Dynanum™ Meca

L'outil métier Dynanum Meca a été développé sur la plate-forme logiciel KSP, il est conçu uniquement pour simuler le comportement des tuyaux flexibles fabriqués par l'entreprise BOA-FS.

A l'aide d'une interface graphique complète (**Fig. IV.3**), il interagit avec l'utilisateur pour collecter des données sur le calcul souhaité, ensuite il écrit le fichier de données « .inp » d'ABAQUS, il lance ABAQUS et il lui transmet ce fichier, et à la fin du calcul, il s'en charge de récupérer tous les résultats nécessaires et il les affiche sous un format bien lisible afin que l'utilisateur puisse les exploiter (**Fig. IV.4**).

D'une manière globale il est composé de trois entité principale (ou projet), la première contient toutes les classes et fonctions pour la gestion de l'interface utilisateur, la seconde se charge de l'écriture du fichier « .inp », et la dernière lit le fichier résultats « .dat » d'ABAQUS et les affiche. (**Fig. IV.5**)

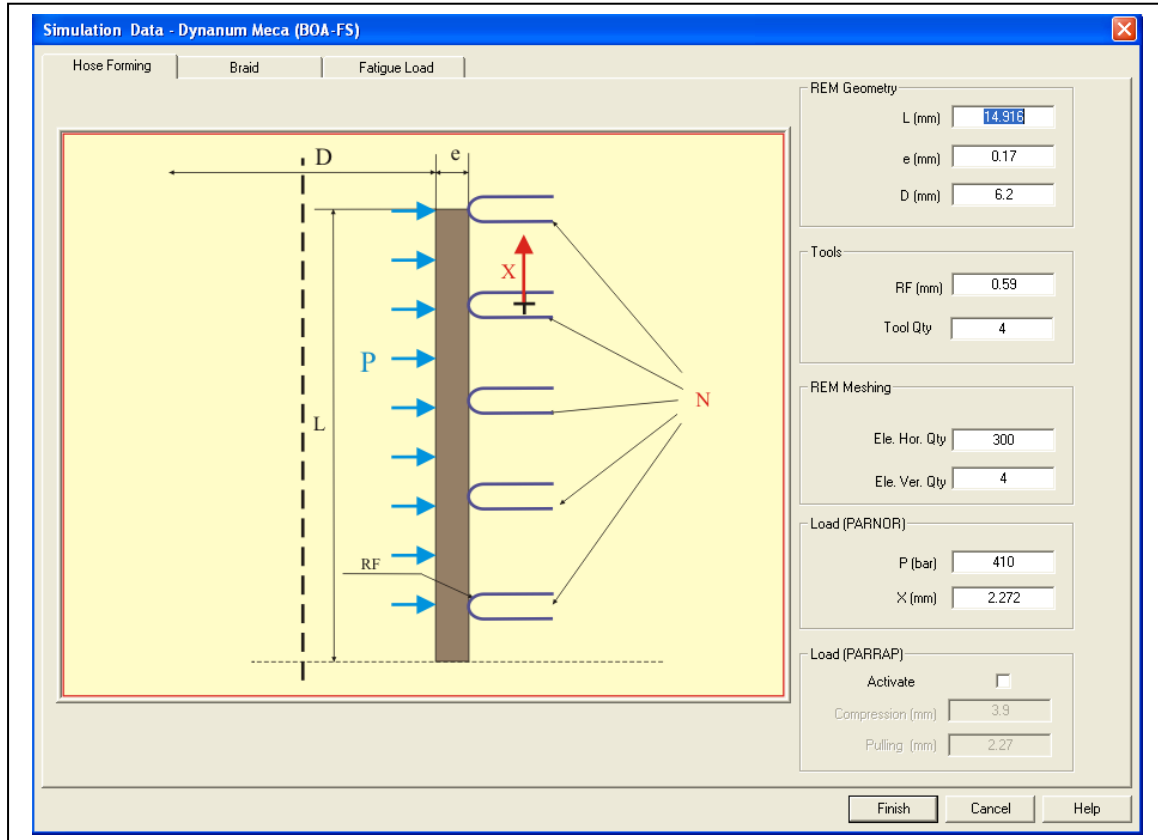


Fig. IV.3 : Collecte des données

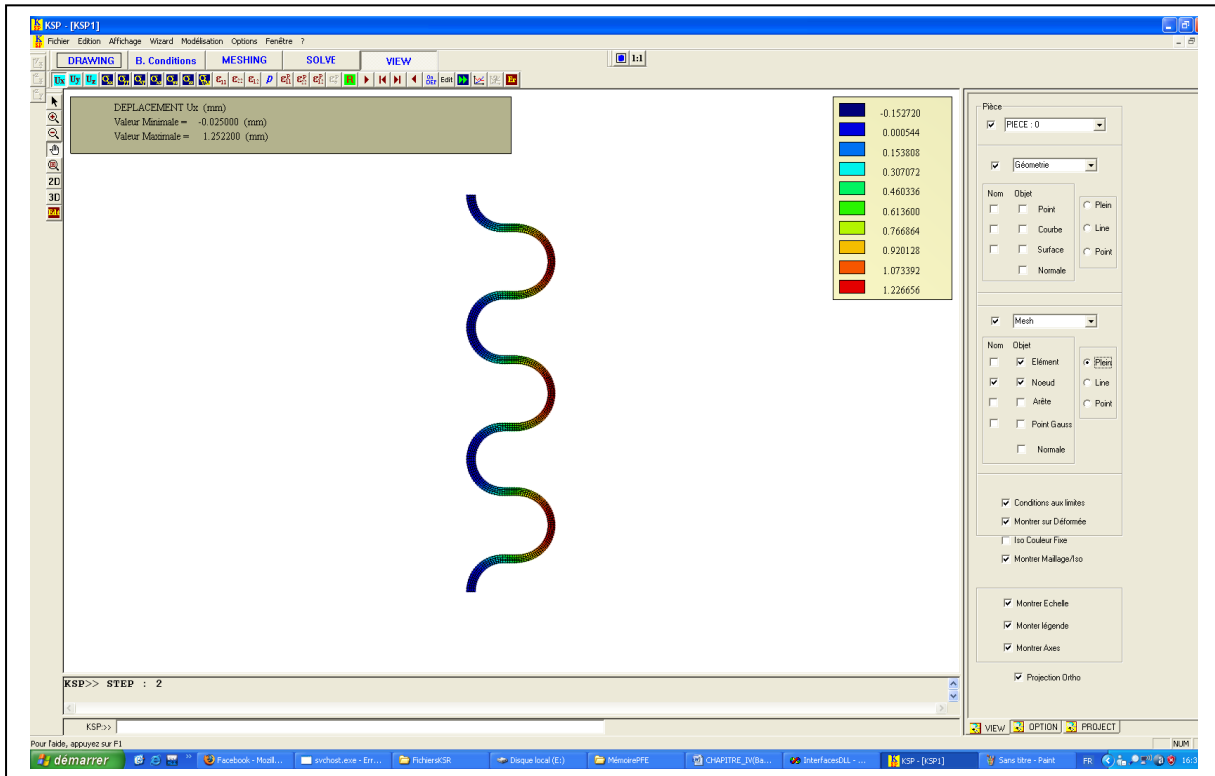


Fig. IV.4 : Résultats affichés par KSP

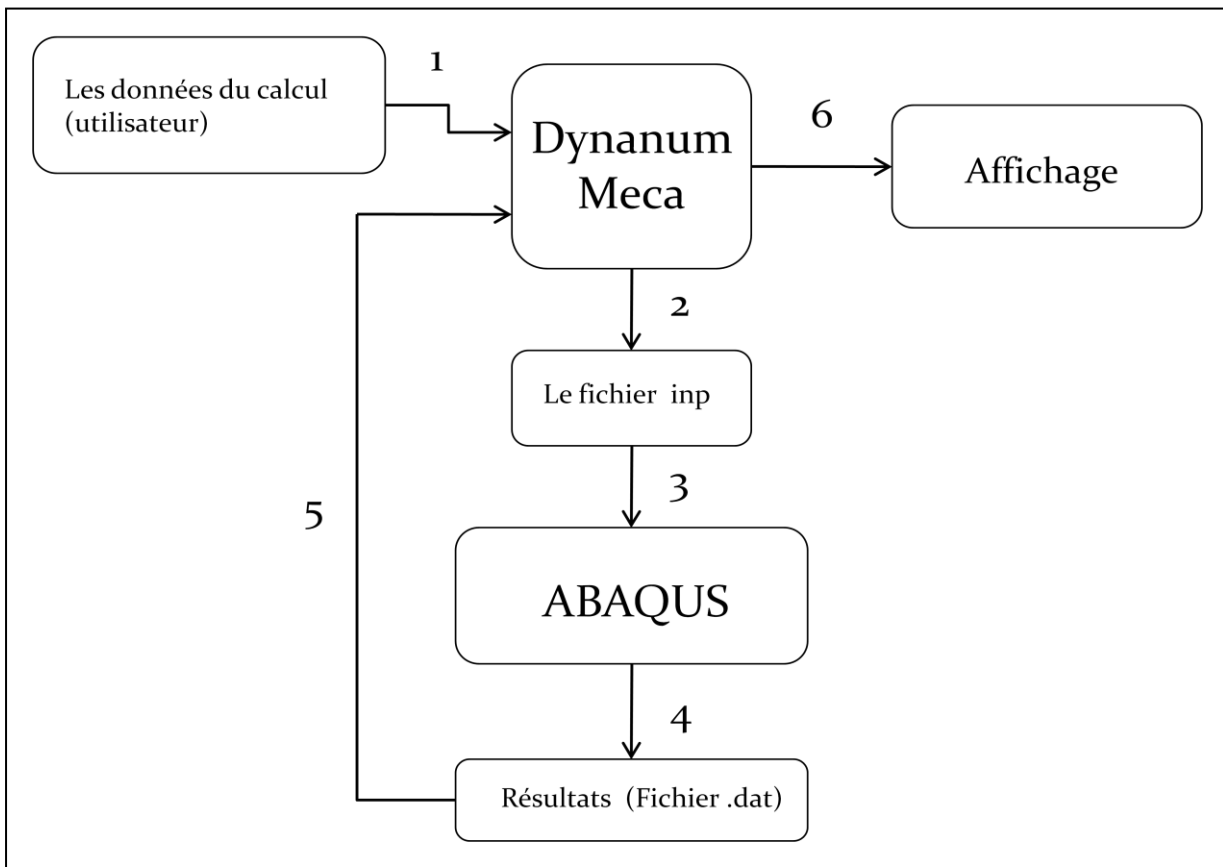


Fig. IV.5 : Plan de fonctionnement Dynamum Meca

IV.4.2. Conception de la base de données

La base de données est conçue sur l'idée que l'entreprise BOA ne possède pas ABAQUS, donc pour leur permettre d'avoir à leur disposition un moyen pour consulter les résultats des simulations pour toute la gamme de leurs produits d'une manière permanente, rapide et précise sans faire appel à ABAQUS, ou lancer des nouveaux calculs. Pour cela nous avons besoins de réalisé trois taches principales :

- Enregistrer toutes les données géométriques et conditions d'essai pour chaque produit ;
- Sauvegarder les résultats obtenus après chaque calcul ;
- Développer une interface utilisateur pour permettre la manipulation de la base de données.

Ainsi le schéma de fonctionnement de la base de données est représenté sur la figure ci-dessous (**Fig. IV.6**).

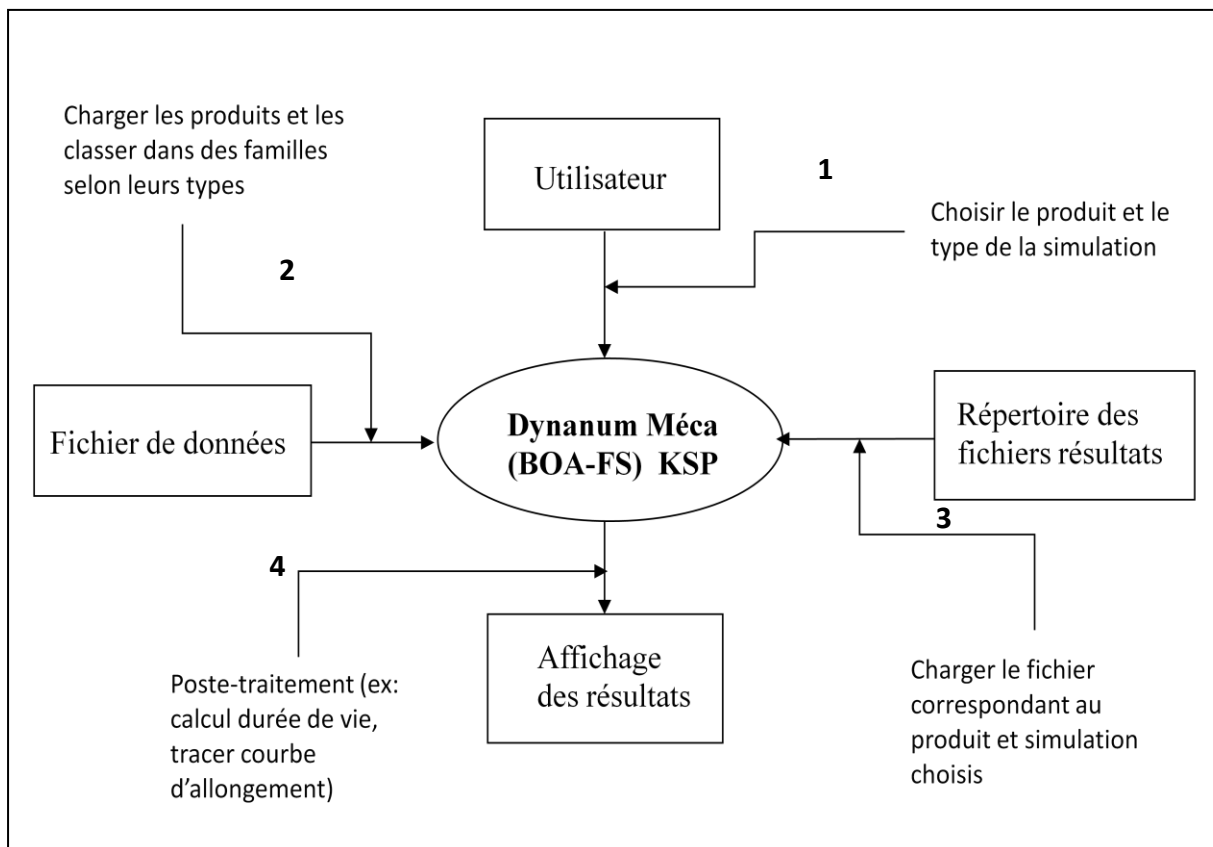


Fig. IV.6 : Le schéma de fonctionnement de la base de données

Pour que le programme puisse communiquer avec le fichier de données, nous avons défini un objet **m_Simulation** de type *CSimulationTubest*, cette classe contient toutes les variables nécessaires pour définir complètement un produit et ses conditions d'essai.

Dans cette classe nous avons déclaré quatre pointeurs qui sont :

- **m_ptOnduleuxData** qui pointe vers un objet de type *COnduleuxData* qui contient les données sur le tube ;
- **m_ptTresseData** qui contient l'adresse d'un objet de type *CTresseData* qui contient les données sur la tresse ;
- **m_ptCharFatigue** qui pointe vers un objet de type *CChargementFatigueData* qui contient les informations sur le chargement en fatigue ;
- **m_ptCharStatique** qui contient l'adresse d'un objet de type *CChargementStatiqueData* qui contient les informations sur le chargement en pression.

Et deux autres variables qui sont l'identifiant de type entier *int* et le nom de type chaîne de caractères *CString*.

D'autre part, dans le fichier de données, nous avons choisit la même architecture, c.-à-d. le fichier contient n simulations et chaque simulation contient toutes les variables concernant le produit.

Lorsqu'on lance le programme, la base de données sera chargée automatiquement. Pour cela, le programme crée à chaque démarrage un vecteur **m_DataBase** de type *CObArray*, et lorsque il lit le fichier, à chaque fois qu'il tombe sur la commande « *simulation » (**Fig. IV.9**), il ajoute une case au vecteur où il enregistre la simulation correspondante, jusqu'à ce qu'il termine de parcourir tout le fichier, alors on aura un vecteur de taille n qui contient n objets **m_Simulation**. Ce vecteur est enregistré dans la mémoire vive, à travers le quel on manipule la base de données.

A partir de là, on crée un nouveau vecteur identique au précédent mais qui appartient à la fenêtre principale, et si on veut effectuer n'importe quelle tâche sur un produit, on parcourt ce vecteur pour sélectionner la simulation puis on l'enregistre sur l'objet **m_Simulation** de la fenêtre principale, et lorsque on veut enregistrer les modifications apportées à cet objet, on écrase l'ancienne simulation sur le premier vecteur par la nouvelle simulation, puis encore une fois sur le deuxième vecteur en d'hors de la fenêtre et enfin on écrit sur le fichiers de données. (**Fig. IV.7, Fig.IV.8**)

Objet CCSimulationTubest

Hose
 Braid
 Load
 Fatigue
 Static
 None
 Read Results
 N° Simulation : 1

*simulation
 ! Onduleux Tresse chargement LectureResultat
 1 1 1 0

*identifiant
 112211
 *Nom
 PARNOR_SYM_DN6_LT
 *Onduleux

L	e	D	RF	NbrFlasque	X	P	ELE H	ELE V	PARRAP	C	E
14.916	0.17	6.2	0.59	4	2.272	410	300	4	0	3.9	2.27

*Tresse

L	Dext	Dint	NbrFuseaux	Dfi1	NbrFi1	Alpha	ELE H	ELE V
8.461	11.415	9.815	24	0.32	6	37.5	3	60

*chargeementFatigue

Umax	Umin	PO	Pmax	Pmin	TypeChargeement
0.3	0.3	0	115	0	0

*chargeementstatique

Pmax	NbrPalier	InterReg
350	10	1

14
28
42
70
105
140
175
210
280
350

Objet CChargeementStatiqueData

Pressure
 Pmax 350
 Step Qty 10
 Regular Steps
 Irregular Steps

Step	Pressure
1	14.000
2	28.000
3	42.000
4	70.000
5	105.000
6	140.000
7	175.000
8	210.000
9	280.000
10	350.000

Objet CChargeementFatigueData

Axial Displacement
 Umax 0.3
 Umin 0.3
 Po 0

Pressure
 Pmax 115
 Pmin 0

Objet CONduleuxData

REM Geometry
 L (mm) 14.916
 e (mm) 0.17
 D (mm) 6.2

Tools
 RF (mm) 0.59
 Tool Qty 4

REM Meshing
 Ele. Hor. Qty 300
 Ele. Ver. Qty 4

Load (PARNOR)
 P (bar) 410
 X (mm) 2.272

Load (PARRAP)
 Activate
 Compression (mm) 3.9
 Pulling (mm) 2.27

Objet CTresseData

Geometry
 L (mm) 8.461
 De (mm) 11.415
 Di (mm) 9.815
 Spindle Qty 24

Spindle
 Wire Diameter D (mm) 0.32
 Wire Qty 6
 Angle Alpha 37.5

Braid Meshing
 Ele. Hor. Qty 3
 Ele. Ver. Qty 60

Fig. IV.7 : Ecriture et lecture des données

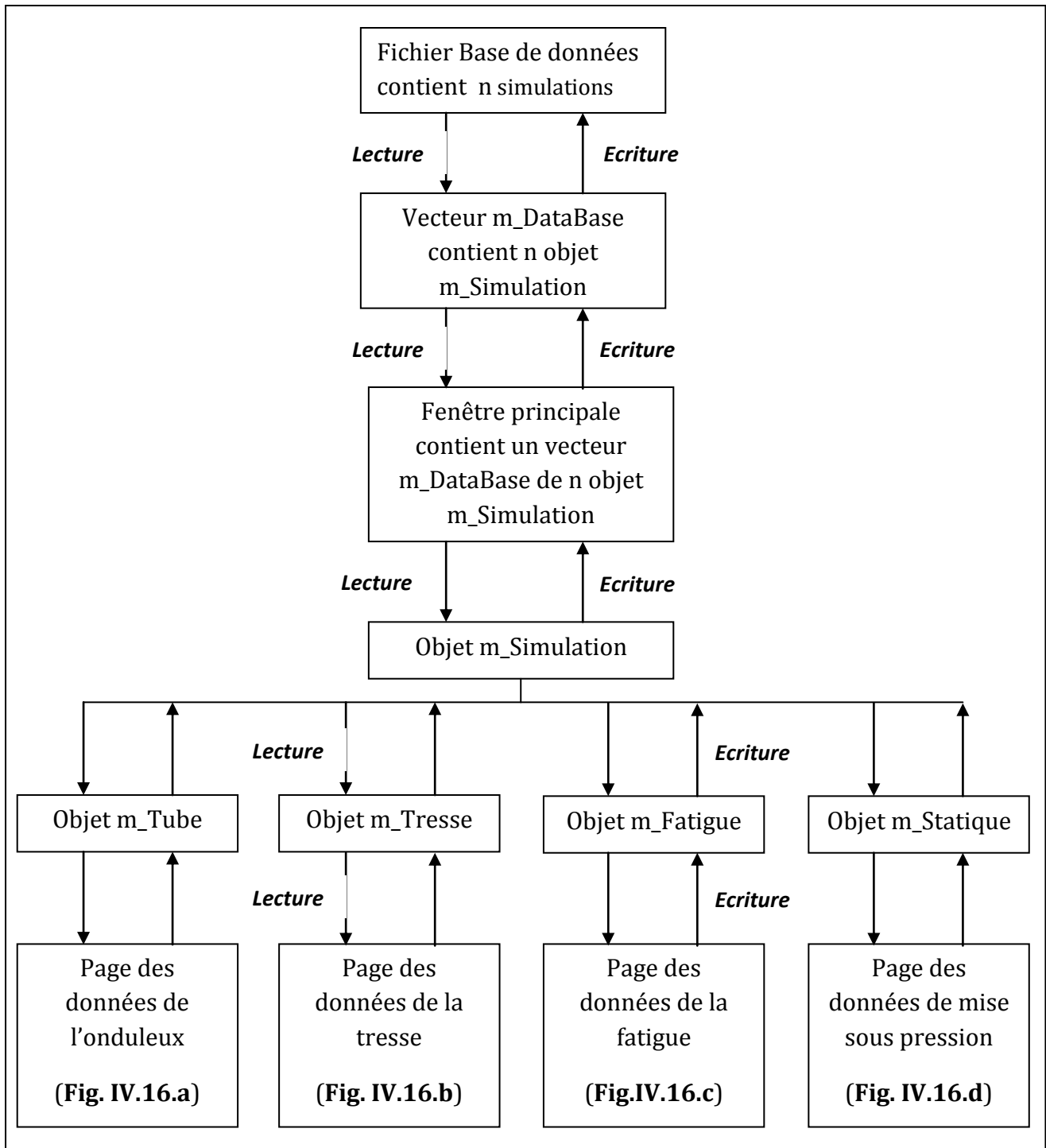


Fig. IV.8 : Communication du programme avec la base de données

Ceci n'est que la communication du programme avec le fichier base de données, pour ce qui concerne les fichiers résultats obtenus après les calculs leur lecture sera abordée dans la section (IV.4.2.4) poste-traitement.

IV.4.2.1) Enregistrement des données

Un produit possède avant tout un nom bien spécifique qu'on a réussi à établir en accord avec l'entreprise, par exemple « PARNOR_SYM_DN10_NU » ou « PARRAP_DIS_DN50_1T » etc.... Mais ce nom ne suffit pas à reconnaître précisément ce produit, c'est pour ça qu'on a défini un identifiant.

Un identifiant est une suite de six chiffres qui décrit d'une manière exacte, le type du pas et d'onde du produit, le type de chargement et le numéro de simulation. Ce dernier est ajouté car on peut effectuer des simulations différentes pour un même produit et même chargement en faisant varier les conditions d'essai, ainsi il nous permet de localiser chaque simulation.

L'identifiant prend la forme suivante : ABCDEF tel que

- $\begin{cases} A = 1 & \text{PARNOR} \\ A = 2 & \text{PARRAP} \\ A = 3 & \text{HP/THP} \end{cases}$
- $\begin{cases} B = 1 & \text{Symétrique} \\ B = 2 & \text{Dissymétrique} \end{cases}$
- $\begin{cases} C = 1 & \text{Sans tresse (nu)} \\ C = 2 & \text{Avec tresse} \end{cases}$
- $\begin{cases} D = 1 & \text{Chargement fatigue} \\ D = 2 & \text{Chargement Statique} \\ D = 3 & \text{Mise en forme} \end{cases}$
- $\begin{cases} E = 1 & \text{Sans résultats} \\ E = 2 & \text{Avec résultats} \end{cases}$
- $F = N^{\circ}$ de la simulation.

Exemple : **121221** PARNOR Dissymétrique sans tresse (nu) en chargement statique qui possède des résultats à la simulation N° 1.

Ensuite la deuxième étape consiste à enregistrer les données dans un fichier texte nommé « BOADDataBase.ksb » (**Fig. IV.9**). A partir de l'interface utilisateur, on lit les données et on les écrit sur le fichier.

Et lorsqu'on charge un produit, c'est le chemin inverse, c.-à-d. qu'on lit les données sur le fichier et on les écrit sur l'interface utilisateur. (**Fig. IV.7**)

IV.4.2.3) Développement de l'interface utilisateur

Afin de permettre à l'utilisateur d'interagir avec la base de données en ayant accès à toutes les informations et données qu'elle contient, nous avons développé une interface graphique utilisateur qui comprend plusieurs fenêtres, ces fenêtres garantissent une gestion correcte et précise de la base de données. La fenêtre principale est représentée sur la figure ci-dessous (**Fig. IV.12**)

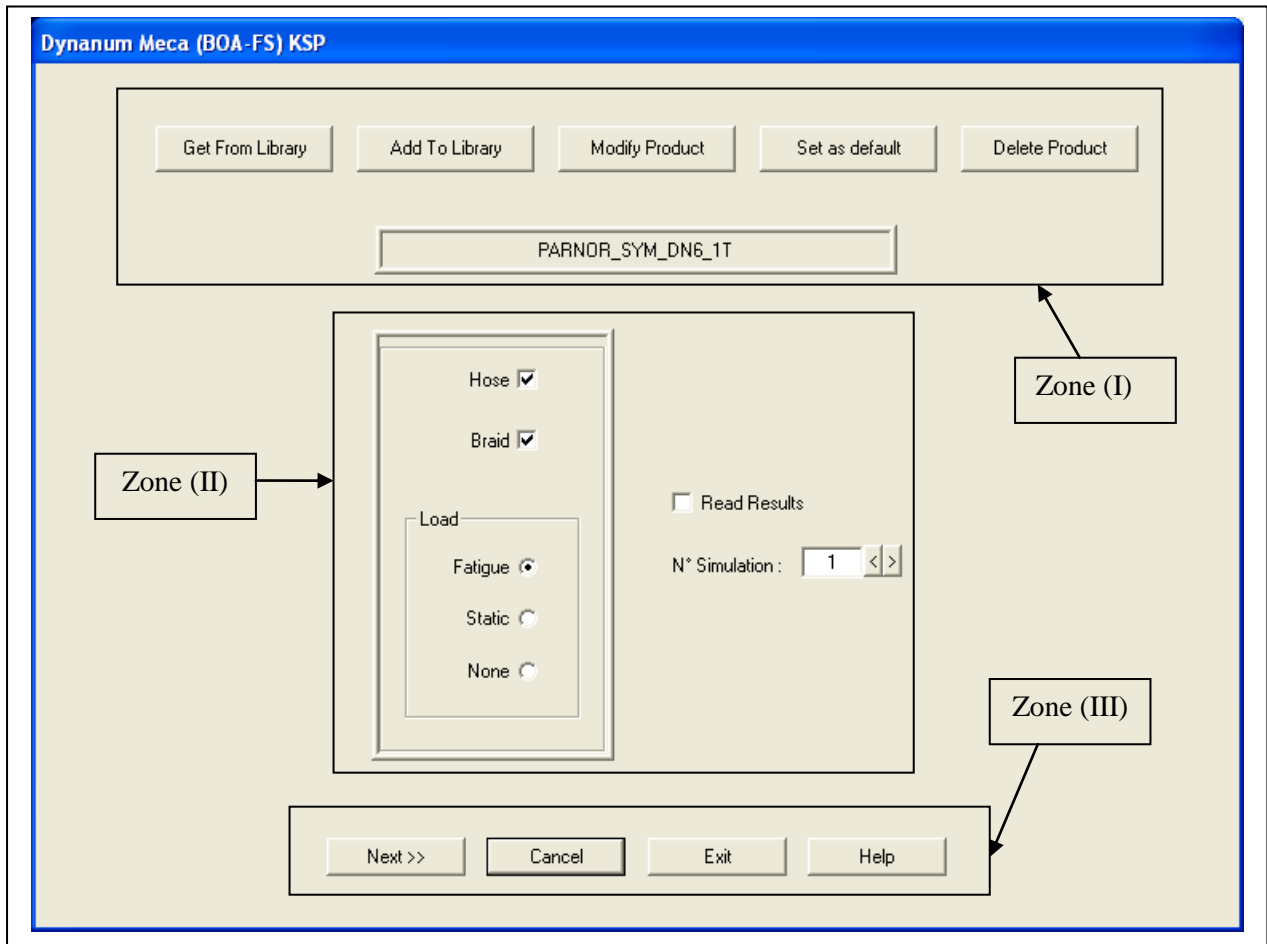


Fig. IV.12 : La fenêtre principale de l'interface graphique

A première vue, on peut distinguer trois zones distinctes :

1. La zone (I) qui permet de manipuler et d'accéder à la base de données ;
2. La zone (II) qui permet de faire un choix bien précis concernant le produit et le type de simulation ;
3. La zone (III) qui permet de valider le choix et continuer, sortir du programme ou avoir l'aide.

La première zones contient des objets boutons qui nous permet de:

- Charger les données d'un produit ;
- Ajouter un nouveau produit ;
- Modifier les données d'un produit ;
- Mettre un produit comme produit par défaut ;
- Supprimer un produit ;

Toutes ses taches à l'exception de la seconde ou celle pour ajouter un produit, se réalise par l'intermédiaire d'une fenêtre secondaire (**Fig. IV.13**), cette fenêtre se charge d'abord de classer les produits par type du pas et d'onde (**Fig. IV.14**) afin de faciliter la recherche à l'utilisateur puis une fois le choix est fait le produit sera chargé à partir de la base de données.

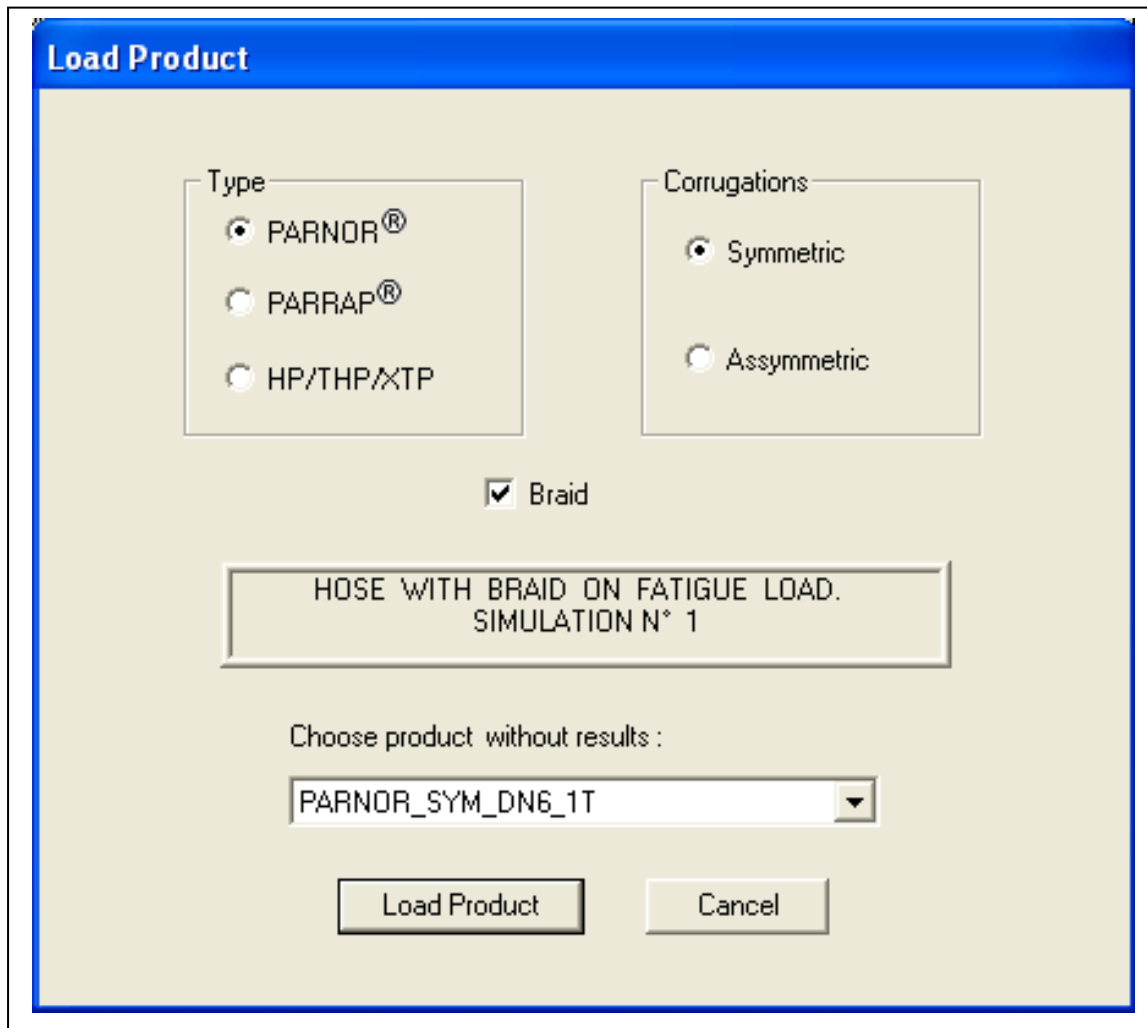


Fig. IV.13 : La fenêtre secondaire pour charger un produit

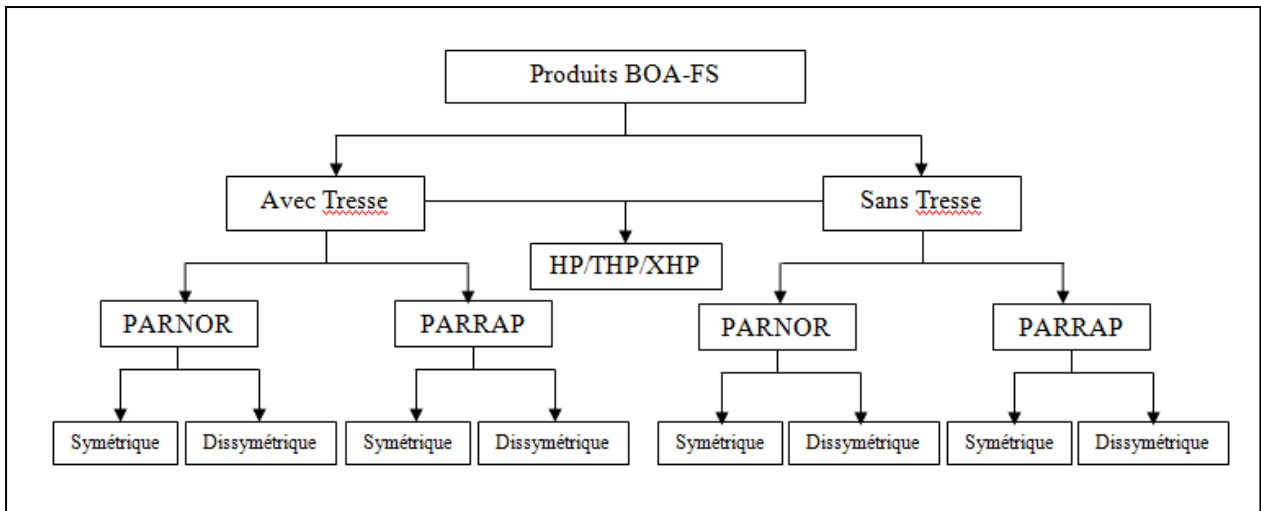


Fig. VI.14 : Classement des produits BOA-FS

Et pour ce qui concerne l’ajout d’un produit à la base de données, on passe par une autre fenêtre (Fig. IV.15) qui s’en charge d’écrire le nom de produit est l’identifiant correspondant exactement au choix de l’utilisateur.

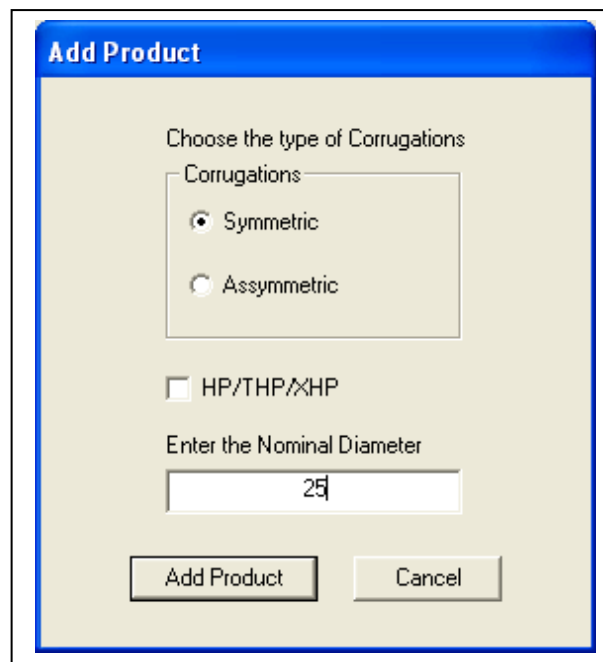


Fig. IV.15 : La fenêtre secondaire pour ajouter un produit

En automatisant l'écriture des noms et identifiants des produits, on évite toute erreur qui peut arriver à cause d'une mauvaise frappe ou autre.

Toutes ces différentes tâches ne peuvent pas se réaliser sans la fenêtre qui nous permet d'accéder aux données géométriques et chargements, cette fenêtre contient des onglets pour accéder aux pages, sois de l'onduleux (**Fig. IV.16.a**), de la tresse (**Fig. IV.16.b**), le chargement en fatigue (**Fig. IV.16.c**) ou le chargement statique (**Fig. IV.16.d**).

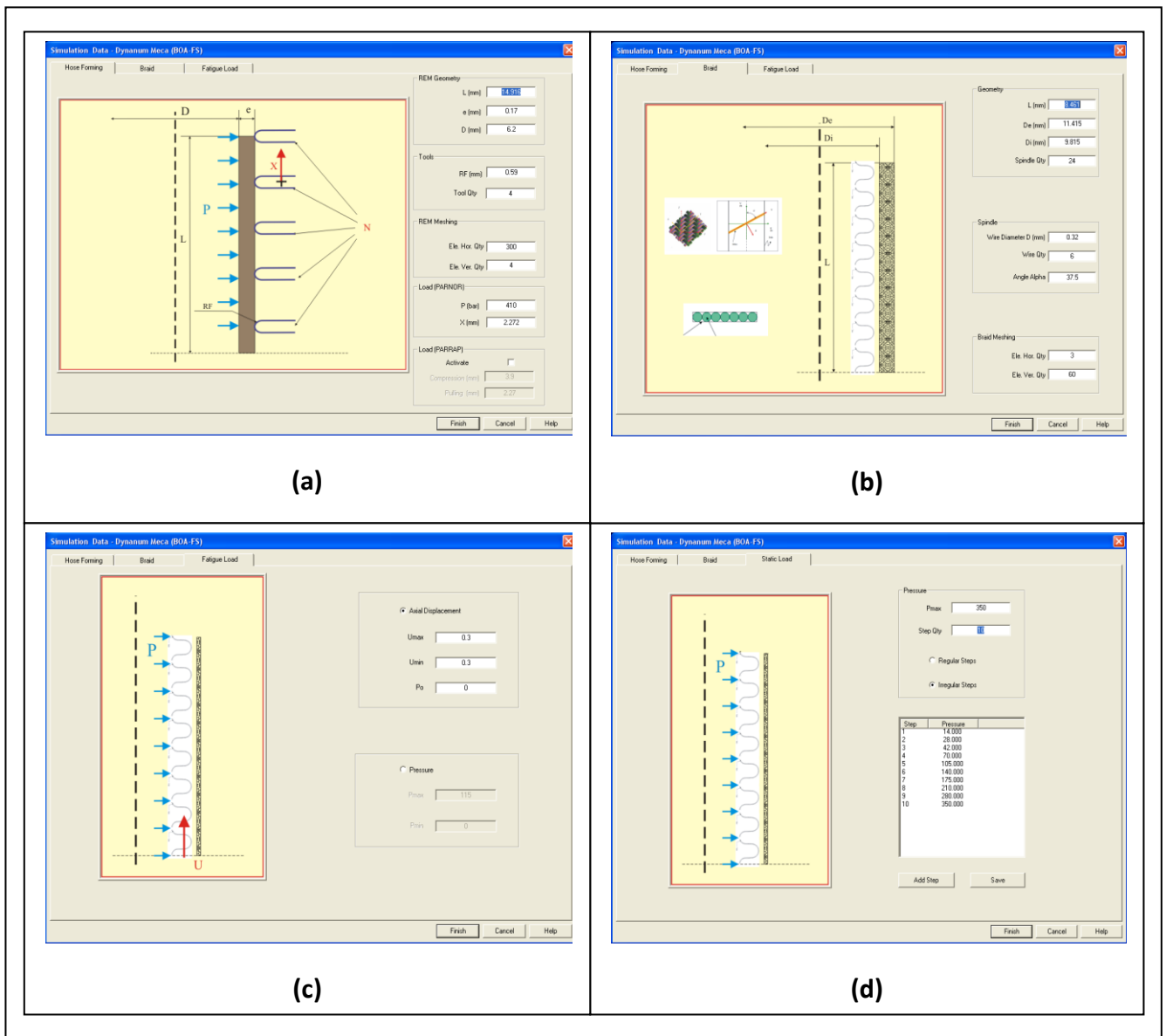


Fig. IV.16 : Les pages des données

IV.4.2.4) Le post-traitement

Le poste-traitement au niveau de la base de données est une opération qui fait appel à des fonctions qui récupèrent les résultats écrits sur le fichier « .ksr » (**Fig. IV.10**) et effectuent des traitements concernant la durées de vie pour la fatigue et les allongements pour la mise sous pression, ces fonctions ont été développées sur l’outil métier Dynanum Meca.

Mais avant de faire appel à ces deux fonctions, il faudra d’abord appeler une fonction nommée « LectureResultatsKSR() », cette fonction va chercher le fichier « .ksr » correspondant exactement au choix de l’utilisateur dans le répertoire qui contient ces fichiers. Les fichiers « .ksr » ont des noms qui prennent la forme suivante : NomDuProduit+N, N est un entier qui prend les valeurs suivantes :

- N=2 pour la mise en forme ;
- N=0i pour le chargement en fatigue et simulation n° i
- N=1i pour le chargement en pression et simulation n° i

Exemple : PARNOR_SYM_DN32_NU12, PARNOR_DIS_DN12_1T01 etc....

Une fois le fichier sera trouvé, la fonction va l’ouvrir en lecture et elle commence à lire les résultats pour chaque nœud et chaque step, puis on fait transmettre ses résultats aux deux fonctions qui calculent la durée de vie et les courbes d’allongement. (**Fig. IV.17**)

i. La fatigue

La fonction qui poste-traite la fatigue est « ComputeDureeDeVie() », son rôle consiste à calculer la durée de vie puis lors de l’affichage, elle fait apparaitre et distinguer les zones de rupture par des point plus épais et d’une couleur différente par rapport aux autres points. (**Fig. IV.18**)

A ce niveau on propose un choix pour la visualisation des points endommagés, grâce à la fenêtre ci-dessous. (**Fig. IV.19**), on peut choisir le nombre de points soit par onde soit le nombre total, et en plus on choisit l’intervalle d’affichage compris entre la durée minimal DMin et la durée maximale DMax telle que $DMax = Coeff \times DMin$ et le Coefficient Coeff sera choisit sur la fenêtre.

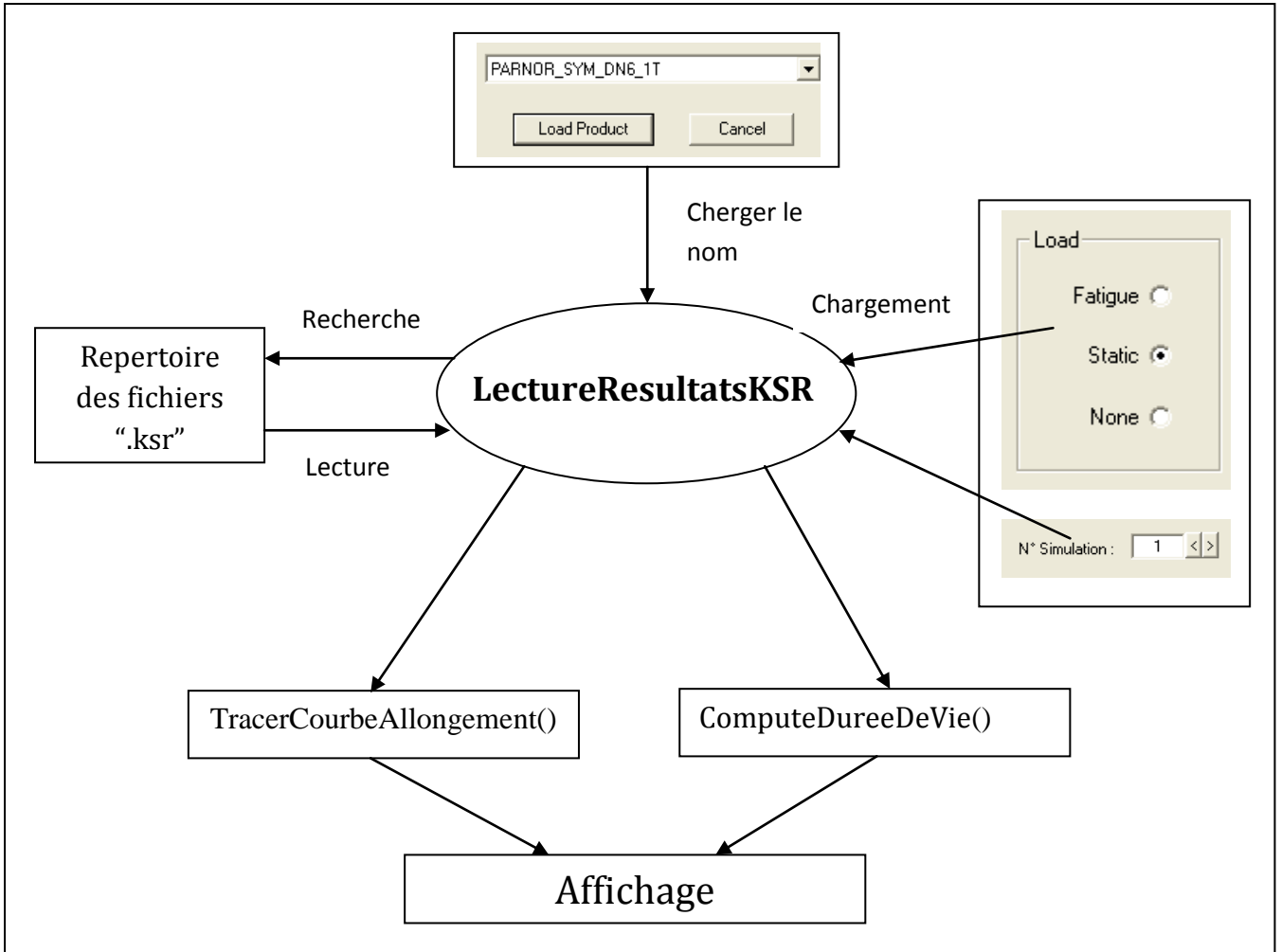


Fig. IV.17 : Lecture des résultats avec la fonction LectureResultatsKSR()

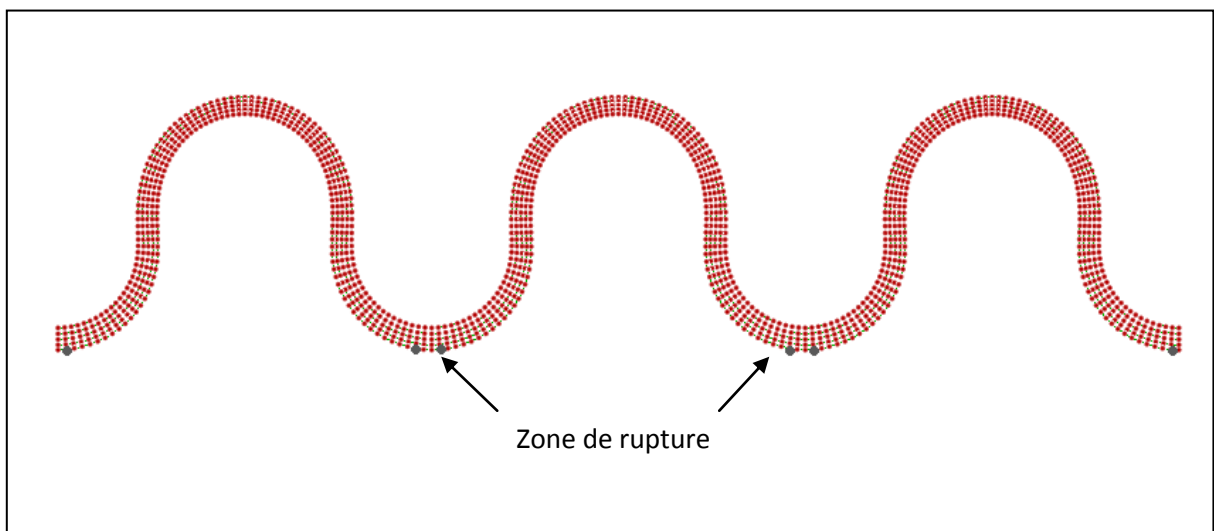


Fig. IV.18 : Affichage des premiers points endommagés par la fonction ComputeDureeDeVie()

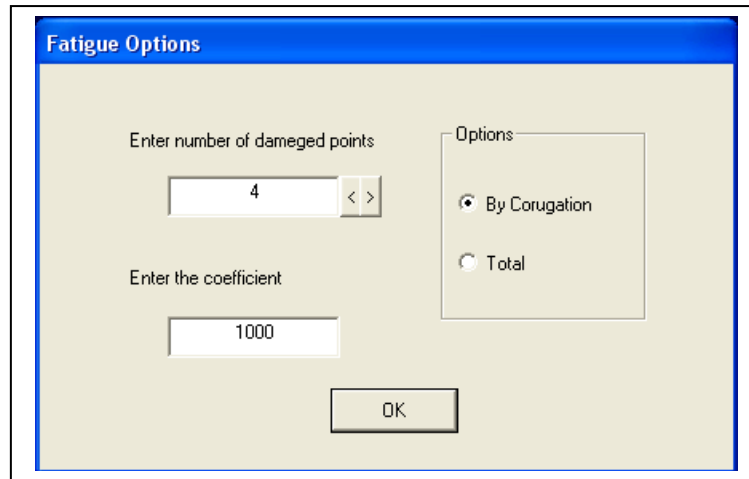


Fig. IV.19 : Options sur la fatigue

ii. La mise sous pression

Pour ce qui concene la mise sous pression, on fait appelle à la fonction « TracerCourbeAllongement() », cette fonction comme son nom l'indique nous permet de tracer la courbe d'allongement des onduleux en fonction de la pression, les courbes obtenues ont la forme sur la figure ci-dessous (Fig. IV.20).

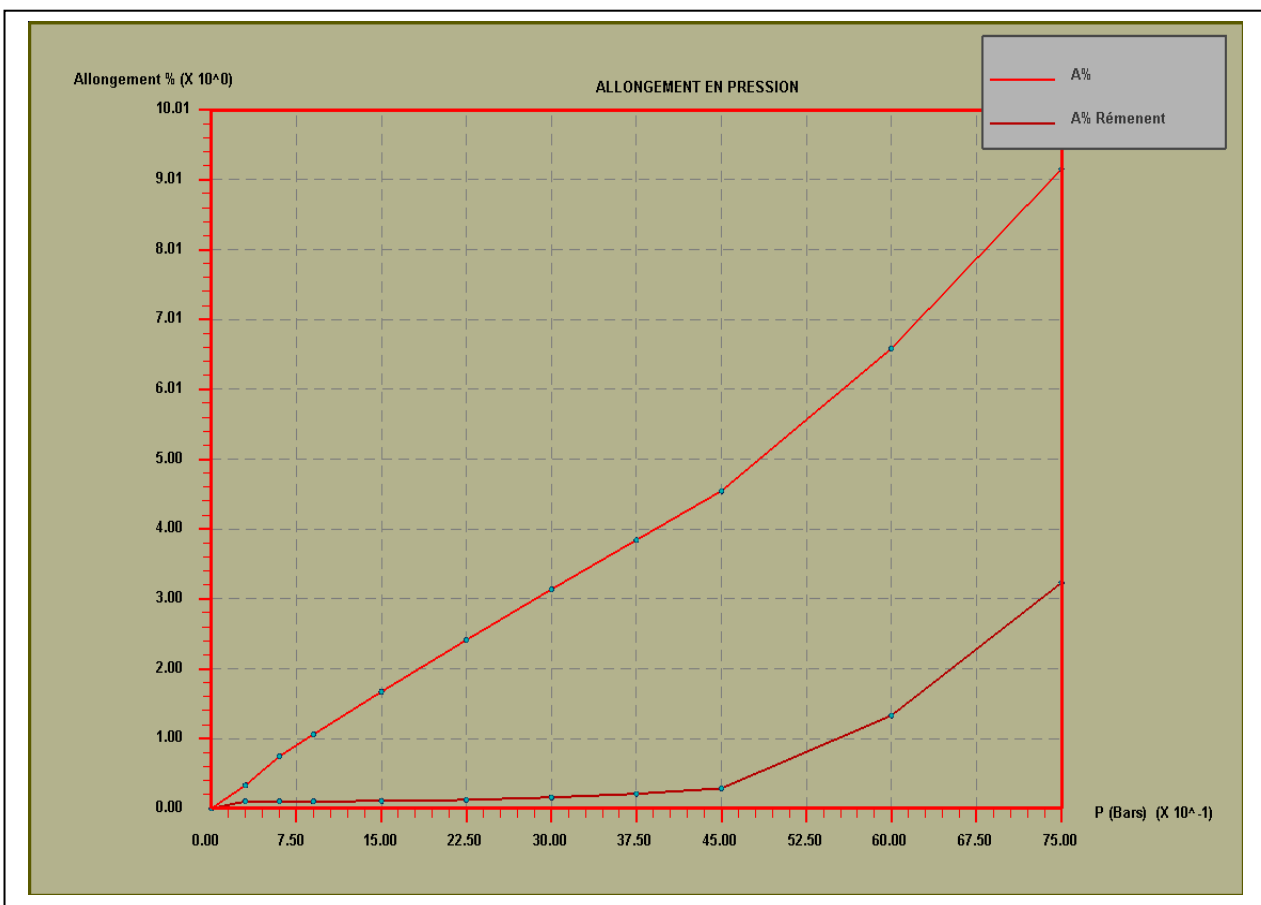


Fig. IV.20 : Dessin des courbes d'allongement par la fonction TracerCourbeAllongement()

IV.5. CONCLUSION

A l'aide de cet outil et de la base de données, les utilisateurs de l'entreprise BOA-FS n'auront pas à lancer des calculs car tous les résultats sont déjà prêts, ils auront à leur disposition toutes les informations et les données concernant tous leurs produits. Et ils peuvent les consulter d'une manière rapide et précise.

Le manuel d'utilisation sera présenté en annexe.

CONCLUSION
GENERALE

Conclusion Générale

L'objectif de ce stage est de donner une amorce à un important projet qui doit aboutir à la réalisation d'une plateforme de mise automatique de données sous KSP. Cette dernière permettra d'alimenter ABAQUS par des données nécessaires aux calculs de fatigue des tubes nus et de mise en pression des tubes tressés, précédés par des calculs d'hydroformage.

Avec la création de la base de données des produit BOA sur l'outil métier « Dynanum™ Meca », nous offrons à l'entreprise un moyen efficace qui leurs permet d'accéder aux résultats des simulations de leurs produit sans avoir besoin d'ABAQUS ou de lancer des nouveaux calculs.

Les résultats des calculs de fatigue à l'endommagement sont assez proches des résultats expérimentaux et peuvent être utilisés pour la prédiction de la durée de vie des tuyaux flexibles onduleux, Néanmoins il reste beaucoup à faire dans ce domaine pour tenir compte du caractère aléatoire de la fatigue en utilisant les probabilités et les statistiques. Nous envisageons aussi de nouveaux essais pour donner une meilleure estimation des paramètres de modèle d'endommagement.

La modélisation des tresses est un sujet de recherche très peu étudié, Les difficultés qui en découlent, aussi bien théoriques qu'expérimentales ne sont pas moindres. Dans notre étude nous avons proposé un modèle qui remplace la tresse par un milieu continue équivalent, Le modèle arrive à bien décrire son comportement.

En perspective, nous proposons de développer un autre outil sur KSP qui permet de définir des modèles en 3D et de les transmettre à ABAQUS.

Références Bibliographiques

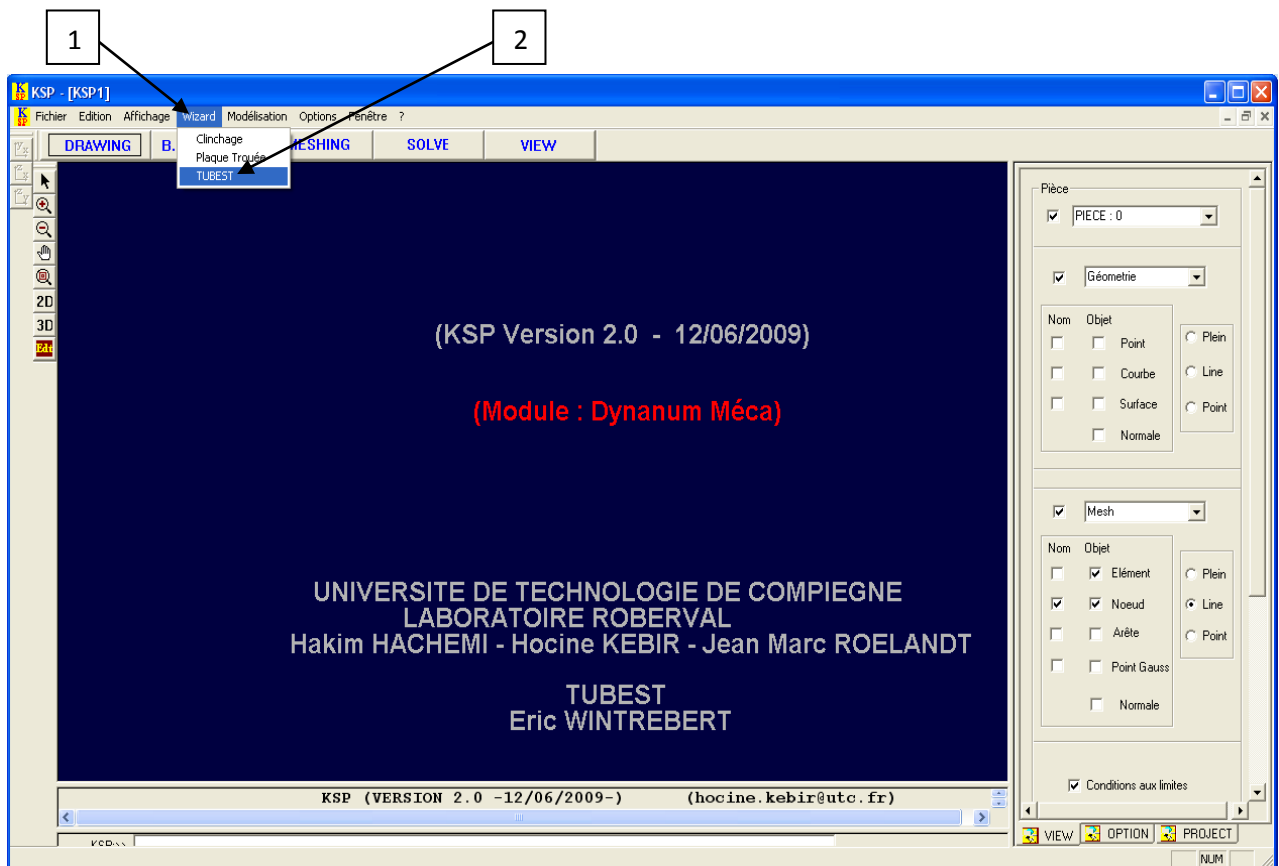
- [1] **S.H.Zhang** "*developments in hydroforming*" journal of materials processing technology, ELSEVIER, 1999
- [2] G.Murphy "*pressure-sequence and high-pressure hydroforming*" tube and Pipe journal , 1998
- [3] **H-U.Lucke, Ch.Hartl, T.Abbey** "*Hydroforming*" journal of materials processing technology, ELSEVIER, 2001
- [4] **HIBBITT, KARLSON & SORENSEN** "*ABAQUS version 6.5 documentation* " 2004
- [5] **Jean-François Flavenot, Pascal Merrien, Jian Lu, Henri-Paul Lieurade.** Centre Technique des Industries de la Mécanique (CETIM informations 139)
- [6] **Paul RABBE, Henri-Paul LIEURADE** "*essai de fatigue* " M4 170 technique d'ingénieur.
- [7] **CLAUDE BATHIAS et JEAN-PAUL BAILON** "*la fatigue des matériaux et des structures*" 2^{ème} édition, HERMES, PARIS 1997
- [8] **S .S.MANSON** "*Fatigue : a complex subject. Some simple approximation*" Report NASA TM-X-52084, National Aeronautics and Space Administration 1965
- [9] **R .SMITH, M .HIESCHBERT, S.S.MANSON,** "*Fatigue Behavior of Materials under Strain Cyclique in low and Intermediate Life Range*" Report NASA TD.1574.National Aeronautics and Space Administration", (April 1963)
- [10] **J- L CHABOCHE** "*sur les effets d'interaction de l'écroutissage et de l'endommagement dans l'acier 316L* ", Rech.Aérosp, Mi-juin 1980.
- [11] **Jean LEMAITRE, Jean-Louis CHABOCHE** "*mécanique des matériaux solides* "3^{ème} édition, 2001
- [12] **J.F.A. KESSELS, R. AKERRMAN:** "*Prediction of the yarn trajectories on complex braided preforms*", Composites: Part A 33 (2002) 1073–1081
- [13] **P.POTLURI,** "*Geometrical modelling and control of a triaxial braiding machine for producing 3D preforms*", Composites: Part A 34 (2003) 481–492
- [14] **Makiko TADA:** "*Structure and machine braiding procedure of coupled square*

- braids with various cross sections*", Composites: Part A 32 (2001) 1485–1489
- [15] **Laszlo p KOLLAR, Georges SPRINGER** "*Mechanics of composites structure*",
Cambridge university press, 2004
- [16] **Yvon CHEVALIER** : "*Comportements élastique et viscoélastique des composites* ",
technique d'ingénieur, A7750.
- [17] **Qingwu CHENG, William ALTENHOF** "*Energy absorption of aluminium foam
filled braided stainless steel tubes under quasi-static tensile loading conditions*",
International Journal of Mechanical Sciences 48 (2006) 1223–1233
- [18] **Bruce ECKEL** "*Penser en C++*" V1 (2008)
- [19] **Christian CASTEYDE** "*Cours C/C++* " 2002
- [20] **Ivor HORTON** "*Begining Visual C++ 2008*", Wiley Publishing, Inc
- [21] **Dang Van, K**, "*Macro-Micro Approach in High-Cycle Multiaxial Fatigue,*" Advances
in Multiaxial Fatigue, ASTM STP 1191, D.L, McDowell and R.Ellis, Eds, American Society
for Testing and Materials, Philadelphia, 1993.

ANNEXES

MANUEL D'UTILISATION DE LA BASE DE DONNEES

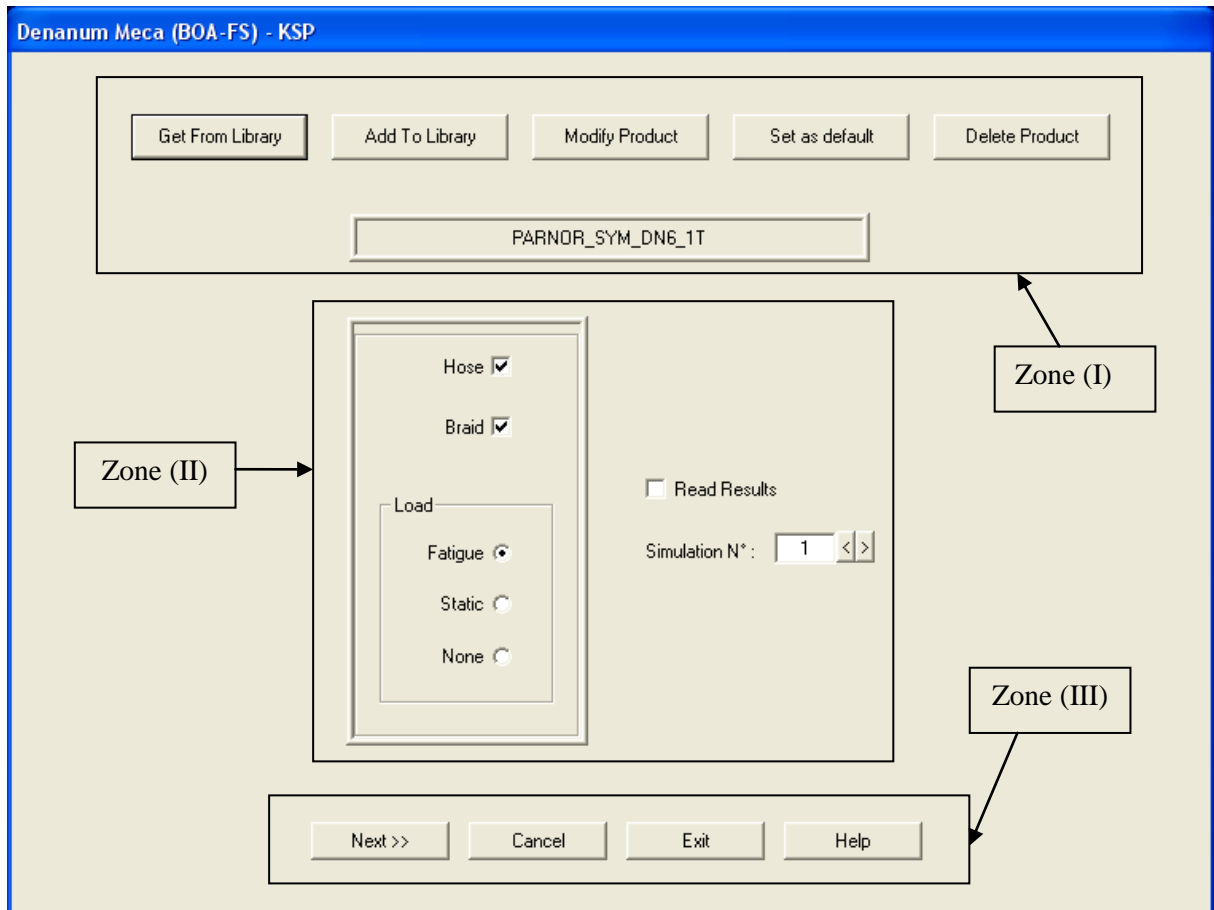
Après avoir lancé KSP, et sur la barre de menus, cliquer sur Wizard (1), puis sur TUBEST (2), pour accéder à l'interface utilisateur principale Dynamum Meca (BOA-FS).



La Plate-forme Logiciel KSP

Sur cette interface, n peut distinguer trois zones :

1. La zone (I) qui permet de manipuler et d'accéder à la base de données ;
2. La zone (II) qui permet de faire un choix bien précis concernant le produit et le type de simulation ;
3. La zone (III) qui permet de valider le choix et continuer, sortir du programme ou avoir l'aide.



L'interface utilisateur principale Dynanum Meca (BOA-FS)

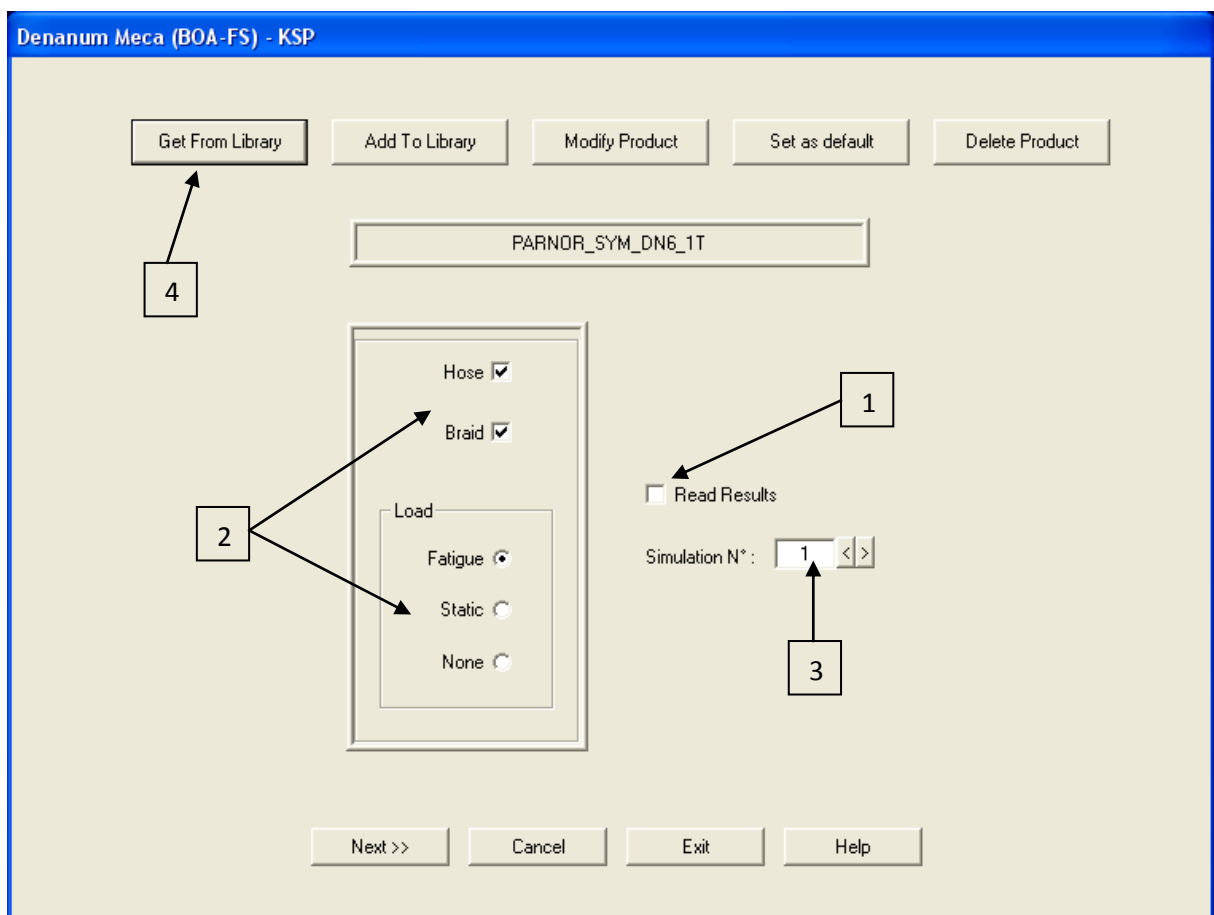
Avec ce moyen on peut effectuer les taches suivantes :

- Charger les données d'un produit ;
- Ajouter un nouveau produit ;
- Modifier les données d'un produit ;
- Mettre un produit comme produit par défaut ;
- Supprimer un produit ;
- Lancer un calcul ou charger les résultats.

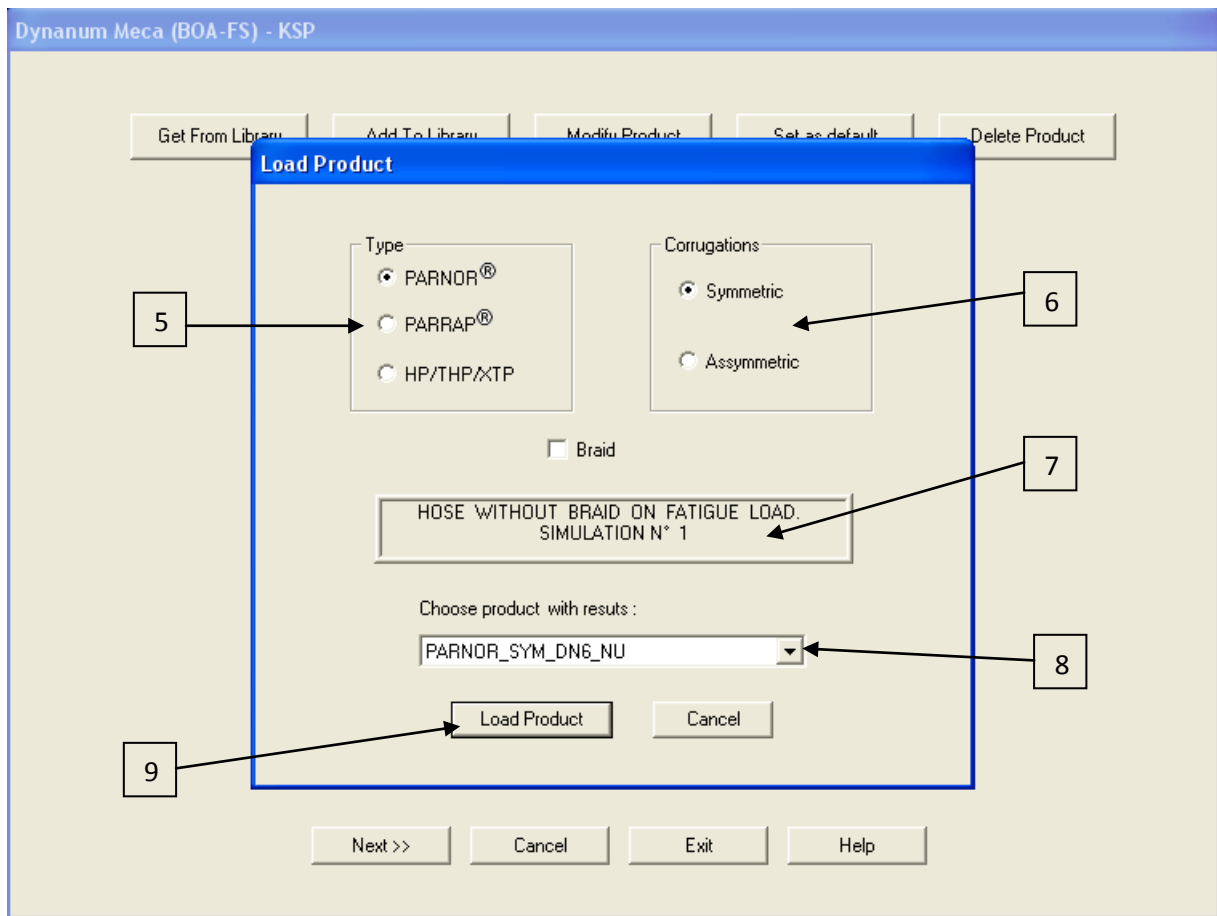
i. Charger les données d'un produit :

Pour charger un produit, il faut suivre les étapes sci-dessous :

1. S'assurer que le produit possède des résultats c.à.d. que les calculs ont été faits pour ce produit ;
2. Choisir les conditions d'essais, soit l'onduleux avec tresse ou sans tresse, le type de chargement qui peut être soit la fatigue soit la mise sous pression ou bien juste la mise en forme ;
3. Choisir le numéro de la simulation, car un produit peut avoir plusieurs simulations avec le même type de chargement mais en faisant varier les paramètres et conditions d'essai ;
4. Ensuite cliquer sur le bouton « Get From Library ».



Ensuite la fenêtre de chargement des produits apparait, cette fenêtre comporte des zones de choix, qui facilite la recherche, et selon le choix elle nous propose une liste comportant tous les produits correspondants exactement à notre choix.



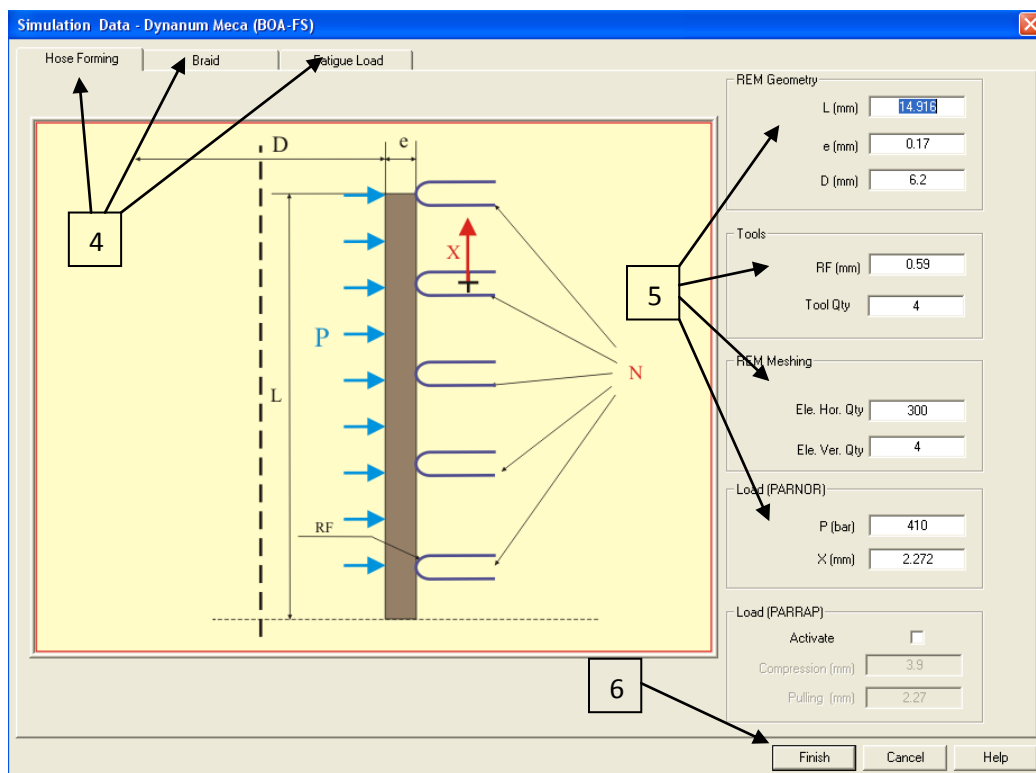
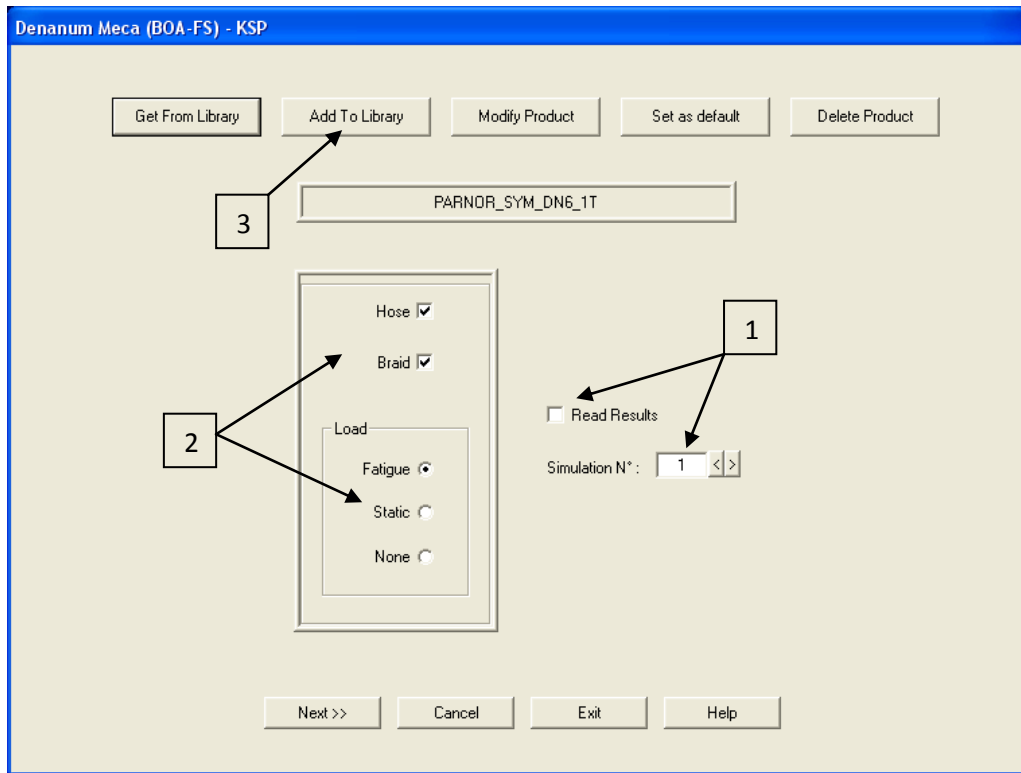
5. Choisir le type du pas pour l'onduleux ;
6. Choisir la forme de l'onde ;
7. S'assurer qu'on est sur la bonne simulation ;
8. Choisir le produit dans la liste ;
9. Valider en cliquant sur « Load Product ».

ii. Ajouter un produit à la base de données :

Pour ajouter un produit à la base de données, on procède comme suite

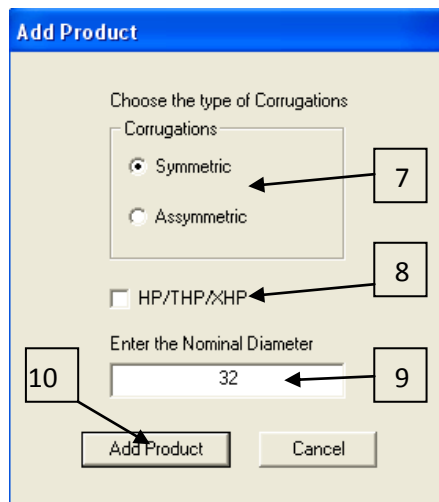
1. Définir le numéro de simulation et indiquer si le produit aura des résultats ou non ;
2. Choisir les conditions d'essais, soit l'onduleux avec tresse ou sans tresse, le type de chargement qui peut être soit la fatigue soit la mise sous pression ou bien juste la mise en forme ;
3. Ensuite cliquer sur « Add To Library ».

La fenêtre qui possède les pages des données sur le produit correspondante au choix que nous avons fait sur la simulation, apparait. Chaque page est contenue dans un onglet.



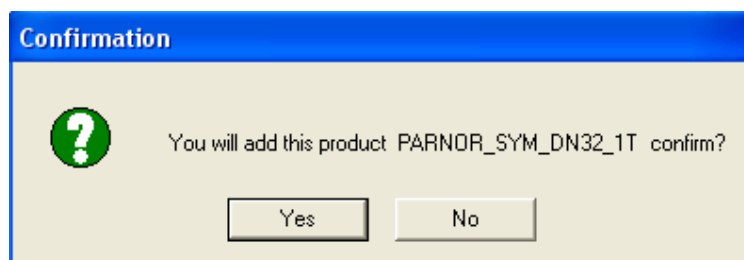
4. Parcourir les onglets pour accéder aux différentes pages de données ;
5. Remplir les champs de données ;
6. Cliquer sur le bouton « Finish ».

Ainsi une autre fenêtre apparaît, cette fenêtre permet d'écrire automatiquement le nom de produit, cela nous évite toute erreur, à noter que ce nom est très important, car la recherche de chaque produit s'effectue grâce à ce dernier, donc si il est erroné, le produit sera perdu.

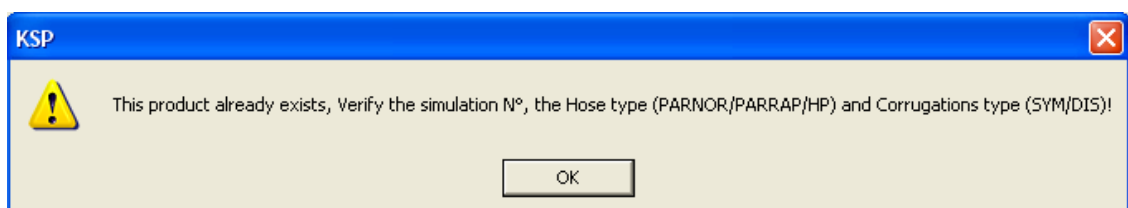


7. Sélectionner le type d'onde ;
8. Si le produit est HP-THP-XHP, il faudra le mentionner, car les noms pour ces produit sont différents par rapport aux autre ;
9. Entrer le diamètre nominal ;
10. En fin cliquer sur « Add Product »

Pour confirmer l'ajout du produit, une boîte de message apparaît, elle nous affiche le nom du produit qui va être écrit le fichier, c'est une façon d'éviter toute confusion.

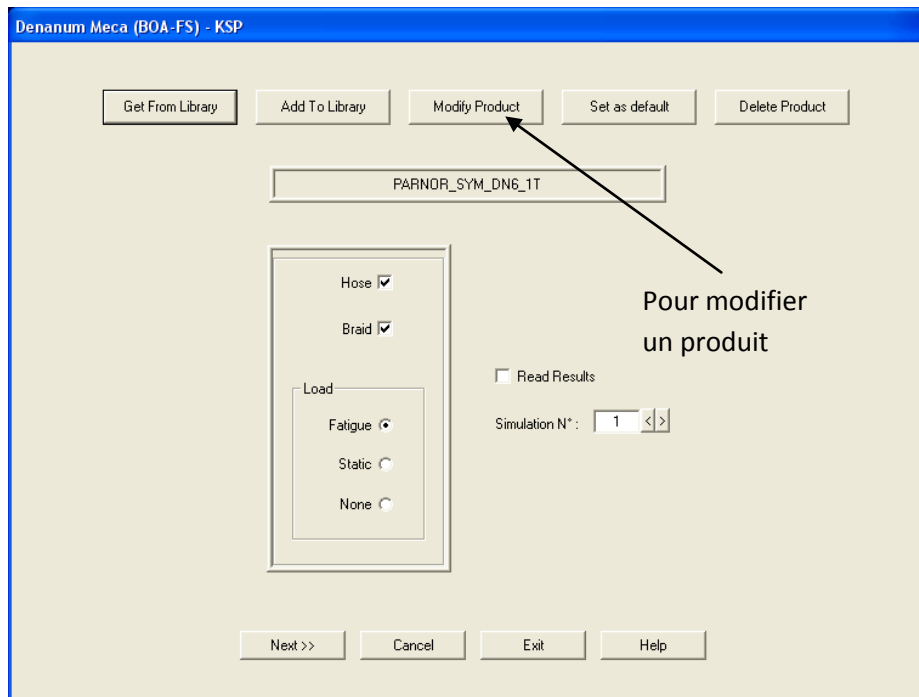


Par contre si le produit qu'on est sur le point d'ajouter existe déjà, un message d'information apparaît pour nous l'indiquer, et il ne propose des solutions

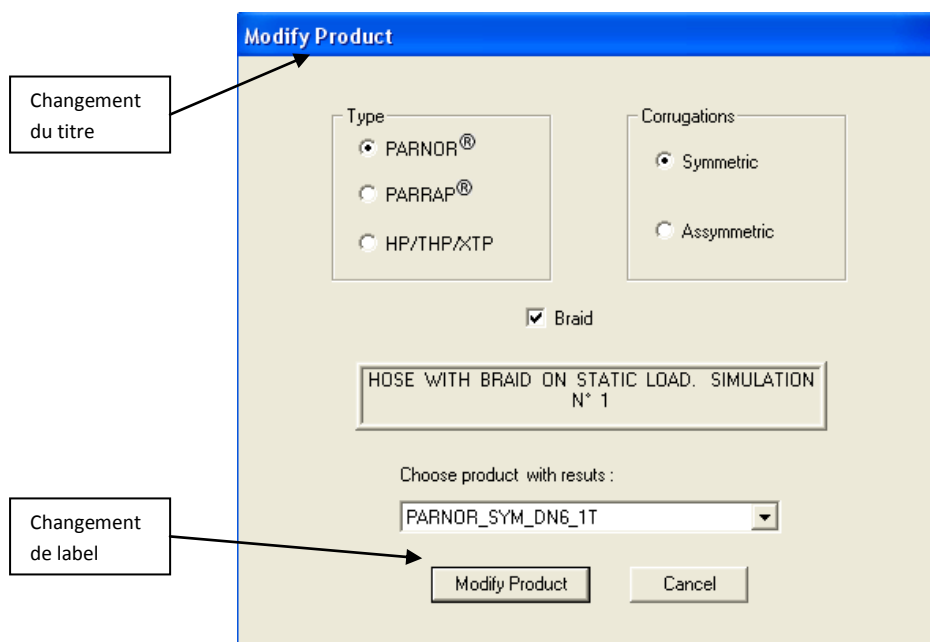


iii. *Modifier un produit dans la base de données :*

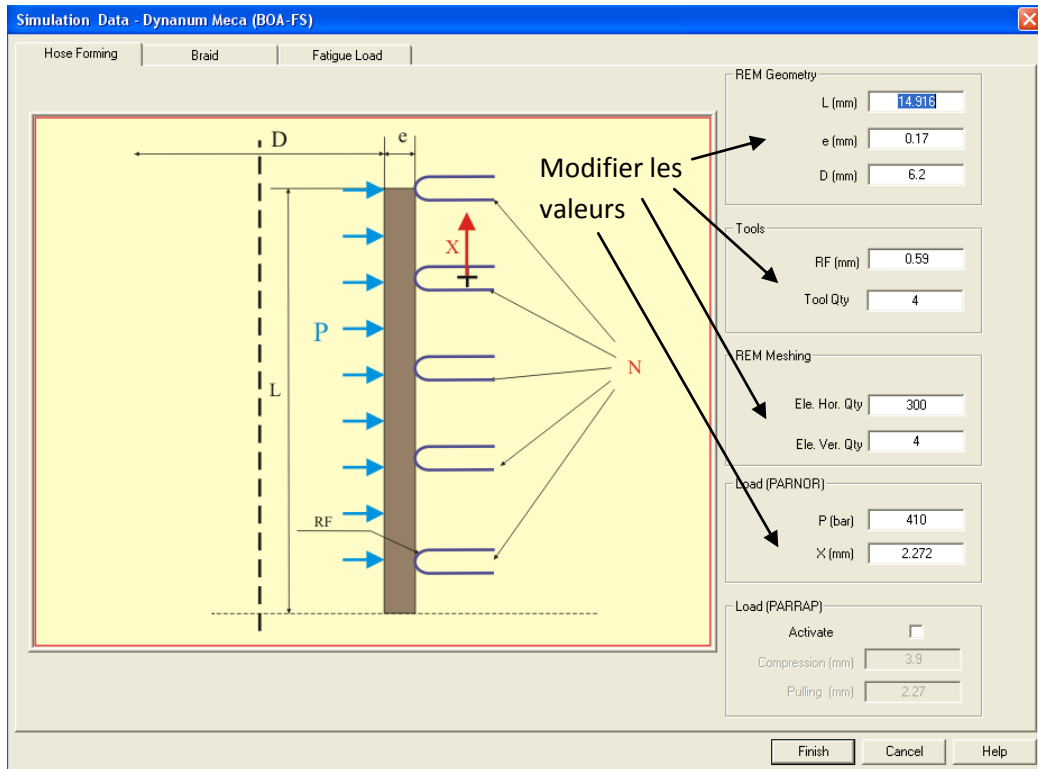
Pour modifier un produit dans la base de données, on procède exactement de la même façon que celle pour charger un produit. La seule différence c'est qu'il faut cliquer sur le bouton « Modify Product » de la fenêtre principale,



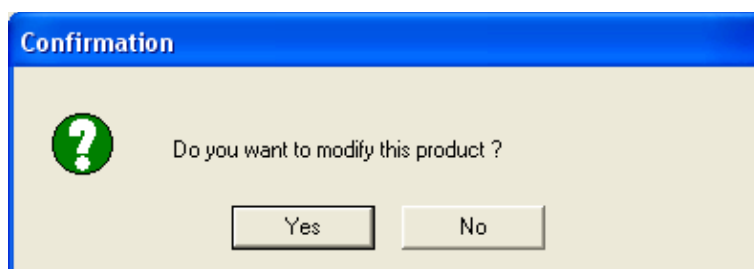
Ensuite après avoir validé sur le bouton « Modify Product » de la fenetre de chargement, car ce bouton change de label selon le cas, on aura directement accès aux données de produits à modifier.



Cliquer sur « Modify Product » pour accéder aux pages des données

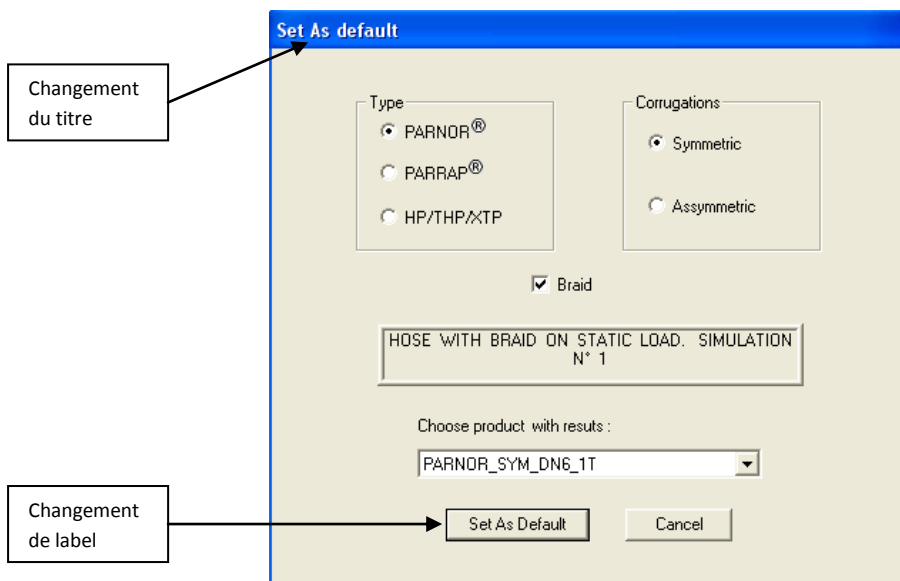


Une fois encore, lorsqu'on valide sur « Finish » une boîte de message de confirmation apparaît pour confirmer l'action.

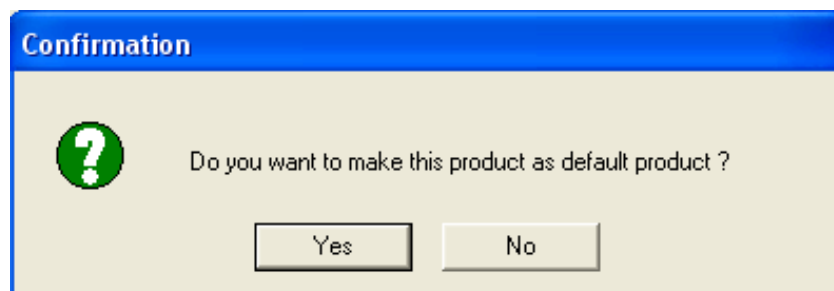


iv. Maitre un produit comme produit par défaut :

Cette opération permet d'indiquer au programme le produit qui sera chargé automatiquement à chaque démarrage. Et là encore, on procède de la même manière pour sélectionner le bon produit à mettre comme produit en défaut.

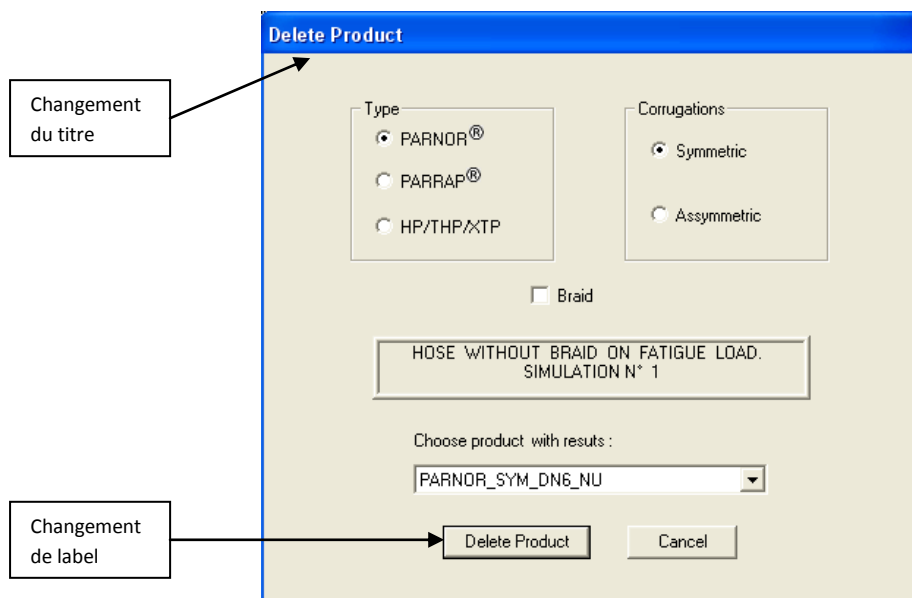
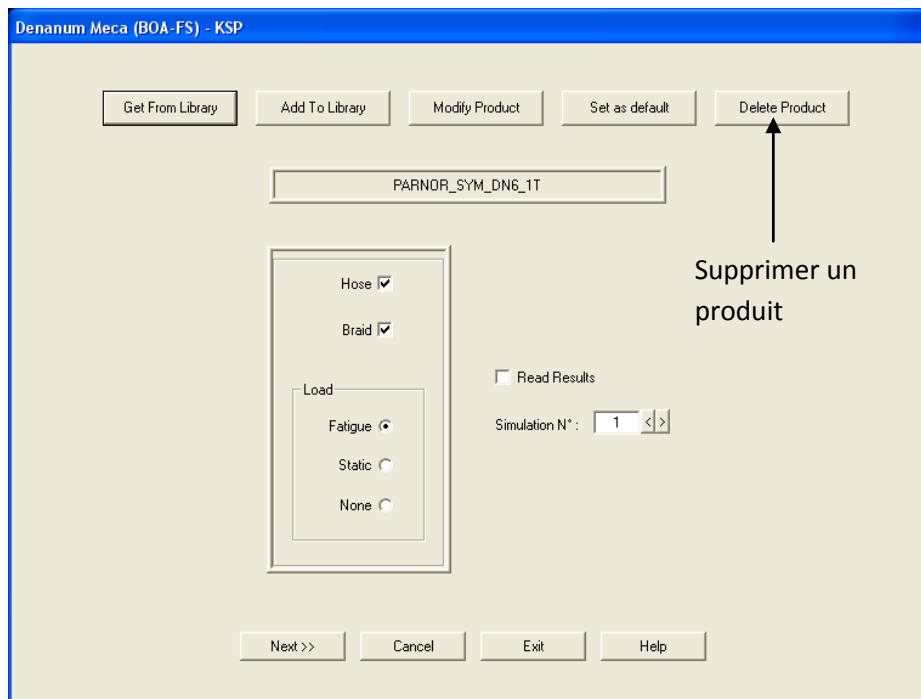


Enfin et comme les autres opérations, un message de confirmation apparaît

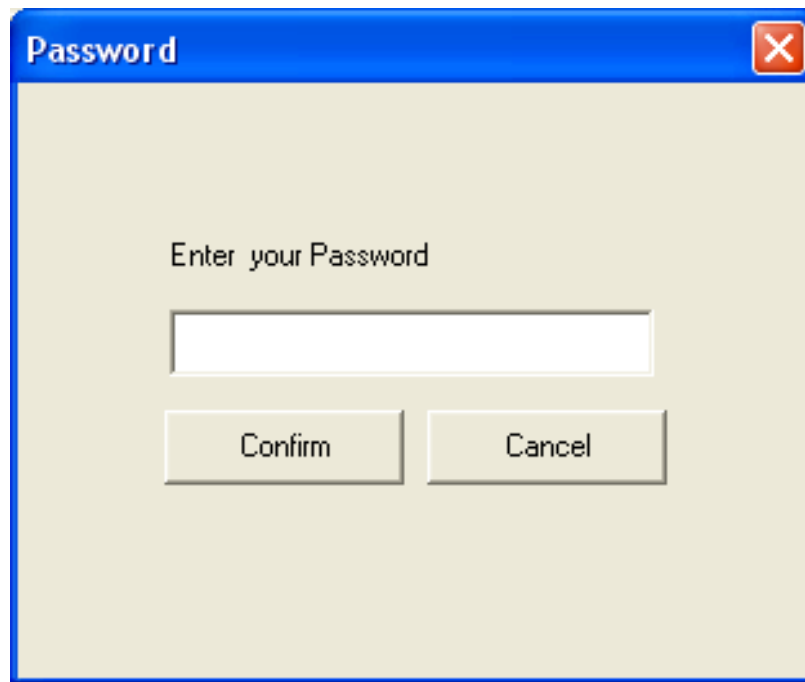


v. **Supprimer un produit :**

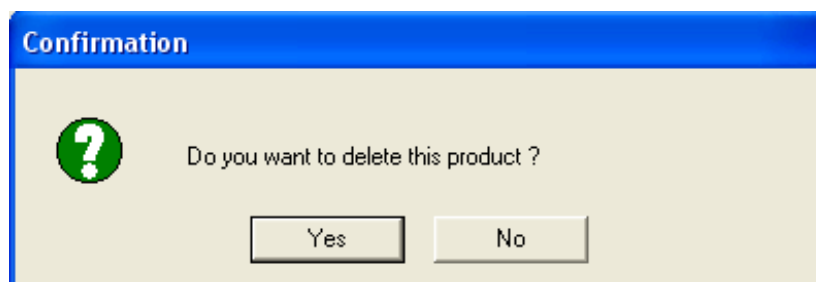
Pour supprimer un produit, on suit les mêmes étapes précédentes,



Par contre, cette opération est un peu délicate, c'est pour ça que nous avons rajouté une fenêtre qui demande un mot de passe de telle sorte à ce qu'il n'y a que l'administrateur qui pourra l'effectuer.



Et toujours à la fin, un message de confirmation



vi. Lancer un calcul ou visualiser les résultats

Une fois le produit chargé, on peut soit lui lancer un nouveau calcul, soit visualiser ses résultats si les calculs ont été déjà fait.

Pour cela, nous avons la case à cocher « Read Results » (1) qui nous permet d'avoir les deux cas, puis on clique sur le bouton « Next »(2), ensuite on accède à la fenêtre des données, et on clique sur « Finish »(3)

