

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITÉ MENTOURI - CONSTANTINE
FACULTÉ DES SCIENCES DE L'INGÉNIEUR
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

N° d'ordre : / MAG / 2010
Série : / GM / 2010



Mémoire
Présenté en vue d'obtention du
Diplôme de Magistère en Génie Mécanique

Option
Conception intégrée des systèmes mécaniques
Et application industrielle

THÈME

**MODELISATION DU COMPORTEMENT
A LA DEFORMATION ELASTIQUE DES TOLES
DE CONSTRUCTION AUTOMOBILE :
INFLUENCE DES SINGULARITES**

Par :

KAHOUL Hafida

Soutenu le :

Devant les membres de jury :

- Président Mr. BOUGHOUAS Hamlaoui Prof. Université Mentouri Constantine
- Rapporteur Mr. BELLAOUAR Ahmed Prof. Université Mentouri Constantine
- Examineurs Mme. LABED Zohra M. C. Université Mentouri Constantine
Mr. CHORFIA Abdelhakim M. C. Université Mentouri Constantine

Mai 2010

REMERCIEMENTS

Ce mémoire n'aurait pu s'achever sans le soutien de personnes que je tiens à remercier.

Je tiens à remercier mon encadreur Monsieur BELLAOUAR Ahmed, Professeur au Département de Génie Mécanique à l'Université MENTOURI Constantine, pour m'avoir suivi avec patience, ses conseils précieux et ses encouragements, pour son suivi, sa disponibilité, son partage des connaissances dans les différents domaines dans lesquels j'ai pu m'initier. Merci pour ses discussions fructueuses, et son aide à la rédaction. À sa manière, il a apporté une touche personnelle à ce travail.

Je tiens à exprimer mes vifs remerciements à Monsieur BOUGHOUAS Hamlaoui Professeur à l'Université MENTOURI Constantine, pour avoir accepté de présider le jury d'examen de ce mémoire. Je remercie également Madame Zohra LAABED Maître de Conférences à l'Université MENTOURI Constantine, et Monsieur A/Hakim CHORFIA Maître de Conférences à l'Université MENTOURI Constantine pour l'honneur qui m'ont fait d'avoir accepté de faire partie du jury et d'avoir consacré de leur temps à la lecture de ce mémoire.

Mes remerciements s'adressent aussi à Monsieur Rachid CHAIB Maître de conférences à l'Université MENTOURI Constantine pour ses conseils et directives qui m'ont été précieux.

Merci à Monsieur KHALFI Mehdi pour son aide à l'organisation de ce mémoire.

Enfin, Je tiens à remercier ma petite famille. Mon époux essentiellement pour son soutien et ses encouragements illimités.

Je remercie aussi mes parents pour leur soutien et encouragements

Je désire finalement exprimer toute ma gratitude pour tous ceux qui m'ont aidé de loin ou de près pour l'accomplissement de ce travail.

Résumé :

La plupart des structures sont soumises localement à des états de contraintes et de déformations multiaxiales à cause du chargement extérieur, de la configuration géométrique, des discontinuités et/ou à cause des fluctuations de température. Pour cela concevoir un produit est une tâche complexe vu le nombre de paramètres qui interviennent. La conception géométrique est une étape très importante car elle permet de gagner du temps. Dans les industries mécaniques, les produits plats (tôles) sont largement utilisés pour réaliser diverses composantes, les pièces de carrosseries d'automobiles par exemple sont principalement fabriquées à partir de tôles métalliques.

La modélisation du comportement mécanique des tôles destinées à la construction automobile exige la connaissance des conditions de fonctionnement et de mise en forme. Notre étude est axée sur l'analyse par le code de calcul ANSYS du comportement élastique de la tôle d'un capot garde de boue du tracteur 6807 fabriqué par le Complexe Moteur Tracteur Oued Hamimime, EL KHROUB, Constantine sous une sollicitation en flexion puis en compression et d'un châssis d'une pelle 9210 fabriqué par L'ENMTP AIN-SMARA Constantine sous une sollicitation en flexion, l'état de chargement simulé correspond aux conditions d'exploitation, nous avons choisi d'insister sur les liens forts entre géométrie et élasticité

Le but étant d'améliorer la qualité du produit pendant les phases de conception et de mise en forme. Notre contribution, consiste à fournir à l'entreprise les moyens de créer des données numériques fiables sur les différentes parties des structures du tracteur et du châssis afin de gagner du temps durant les phases de conception du produit. Les résultats obtenus par ces modélisations montrent le comportement élastique de ces deux structures sous certaines sollicitations. La détermination du champ de déplacement, déformation et de contrainte engendrés permettent de mieux concevoir et d'améliorer la qualité du produit pendant les phases de conception et de mise en forme.

et donc d'apporter des éléments de réponse concernant l'influence du chargement et des singularités sur le comportement des tôles

***Mots clés :** capot, châssis, élasticité plane, modélisation, contrainte, déplacement, déformation, comportement*

Abstract:

Most structures are submitted locally to constrain and multiaxial deformations because of internal changes of geometrical configuration, of discontinuities and/or temperature changes. For this matter conceiving a product is difficult task due to number of parameters that must be considered.

The geometrical conception is an important step because of gain of time. In mechanical industries the thin product (of metal sheet) are used to produce divers parts, parts of cars products for example are obtained mainly from thin metal sheet.

The modeling of the mechanical behavior of metal sheets products design for auto parts need the knowledge of functioning and shape forming design.

Our study based on calculated code Ansys of elastic behavior of a mud cover of an agricultural tractor C6807 which is manufactured by the Tractors and Motor Complex in Oued Hamimme El khroub Constantine under compression and flexion constrains and of a Crawler excavator s 9411 floor plate. The state of charged simulation corresponds to the real conditions of use. We decided to insist on high links between geometry and exploitation.

The goal is to ameliorate quality of product in design phase. Our contribution consisted of giving the industry the means to create sound numeric data's of different parts of tractors. The obtained results with modeling show the elastic behavior of the two structures under constrains.

The determination of structure of displacement field , deformation and resulting internal constrains help to better design and rise quality with the top of realization of mechanical metal sheet parts and hence give answers the influence of constrains and singularities on behavior of metal sheet parts.

Key words: *cover, down plate, elasticity plane, modeling, constrains, displacement, deformation, behavior*

المـلـخـص:

إن معظم البنى تتعرض محليا لحالات إجهادات وتشوهات متعددة المحاور بسبب التحميل الخارجي، وتصميمها الهندسي و/أو بسبب تقلبات درجة الحرارة. لهذا فإن تصميم منتج هو مهمة معقدة نظرا لعدد الوسائط المتداخلة. إن التصميم الهندسي هو خطوة مهمة جدا لأنه يوفر الوقت. في الصناعات الهندسية، المنتجات المسطحة (صفائح) تستخدم على نطاق واسع لإنجاز مختلف المكونات، قطع غيار هياكل السيارات على سبيل المثال، يتم تصنيعها أساسا من صفائح المعادن.

إن نمذجة السلوك الميكانيكي للصفائح الموجهة لصناعة السيارات تتطلب معرفة ظروف التشغيل وعملية التشكيل. دراستنا تركز على تحليل بواسطة برنامج أنسيس ANSYS مرونة السلوك لغطاء عجلة الجرار 6807 الذي تم صنعه بمركب الجرارات والمحركات بواد حميمين، الخروب، قسنطينة تحت إجهاد الانحناء ثم الانضغاط، وعلى هيكل حفارة من نوع 9210 تم صنعها بالمؤسسة الوطنية لعتاد الأشغال العمومية ENMTP بعين اسمارة قسنطينة تحت إجهاد الانحناء، وحالة تحميل محاكاة تتناسب مع ظروف الأشتغال، وقد اخترنا التركيز على الروابط القوية بين الهندسة والمرونة.

إن الهدف هو تحسين جودة المنتج خلال مراحل التصميم والتشكيل. إن مساهمتنا تتمثل في تزويد المؤسسة بوسائل إيجاد معطيات رقمية ذات موثوقية عن مختلف أجزاء البنى للجرار والهيكل لتوفير الوقت خلال مراحل تصميم المنتج. إن النتائج التي تم التوصل إليها بواسطة هذه النمذجة تظهر السلوك المرن لهذين البنيتين تحت بعض الإجهادات. إن تحديد مجال الانتقال، التشوه والإجهاد تسمح بتصميم أفضل وتحسين جودة المنتجات خلال مراحل التصميم والتشكيل، وبالتالي توفير بعض الأجوبة على تأثير التحميل وخصوصيات حول سلوك الصفائح.

الكلمات المفتاحية: غطاء محرك السيارة، الهيكل، المرونة المستوية، النمذجة، الإجهاد، الانتقال،

التشوه، السلوك.

TABLE DES MATIERES

| | |
|--------------------|-----|
| Remerciements..... | iii |
|--------------------|-----|

| | |
|-----------------------------------|----------|
| INTRODUCTION GÉNÉRALE..... | 1 |
|-----------------------------------|----------|

Chapitre I

PROCEDES DE MISE EN FORME DES TOLES

| | |
|--|----|
| I.1. Modes de formage des produits plats..... | 12 |
| I.2. Pliage des tôles..... | 12 |
| I.2.1. Définition..... | 12 |
| I.2.2. Les caractéristiques d'un pli..... | 13 |
| I.2.2.1. Rayon minimal de pliage..... | 13 |
| I.2.2.2. Le retour élastique..... | 13 |
| I.2.3. Outillage..... | 14 |
| I.3. Procédé d'emboutissage..... | 14 |
| I.3.1. Introduction..... | 14 |
| I.3.2. Généralités de l'emboutissage industriel..... | 15 |
| I.3.3. Matériaux et formes d'emboutis..... | 16 |
| I.3.3.1. Matériaux..... | 16 |
| I.3.3.2. Formes..... | 17 |
| I.3.4. Les critères d'emboutissabilité..... | 18 |
| I.3.4.1. Les critères conventionnels..... | 19 |
| I.3.4.2. Les critères combinés..... | 19 |
| I.3.4.3. Les critères rationnels..... | 19 |
| I.3.5. Influence de la structure des tôles..... | 22 |
| I.3.5.1. Influence de la taille des grains..... | 22 |
| I.3.5.2. Influence de la structure cristallographique..... | 22 |
| I.3.5.3. Le retour élastique..... | 23 |
| I.3.5.4. Autres éléments influents..... | 23 |
| I.3.6. Les aspects opératoires..... | 24 |
| I.3.6.1. Paramètres liés à la presse..... | 24 |
| I.3.6.2. Paramètres liés à la tôle..... | 27 |
| I.4. Autres aspects de l'emboutissage..... | 28 |
| I.4.1. Les limites..... | 29 |
| I.4.1.1. La maîtrise des paramètres..... | 29 |
| I.4.1.2. Les formes..... | 29 |
| I.4.1.3. La striction..... | 29 |
| I.4.1.4. Les tolérances..... | 30 |
| I.4.1.5. L'état de surface..... | 30 |
| I.4.1.6. La résistance des pièces..... | 30 |
| I.4.2. La modélisation..... | 30 |
| I.4.3. Sécurité..... | 31 |

| | | |
|----------|--|----|
| I.4.3.1. | La sécurité de la production | 31 |
| I.4.3.2. | La sécurité des manutentionnaires..... | 32 |

Chapitre II

LOIS DE COMPORTEMENT en élasticité plane

| | | |
|-----------|--|----|
| II.1. | Modèles analogiques..... | 34 |
| II.1.1. | Introduction | 34 |
| II.1.2. | Les simulations numériques | 34 |
| II.1.3. | Les simulations analogiques..... | 35 |
| II.1.4. | L'élaboration d'un modèle | 35 |
| II.1.5. | Mécanismes physiques de déformation..... | 35 |
| II.1.5.1. | Phénomènes observés..... | 35 |
| II.1.5.2. | Modèles analogiques | 36 |
| II.2. | Elasticité plane et loi de comportement | 39 |
| II.2.1. | Historique | 39 |
| II.2.2. | Introduction | 40 |
| II.2.3. | Déformation élastique..... | 41 |
| II.2.3.1. | Définition..... | 41 |
| II.2.3.2. | Limite élastique conventionnelle..... | 41 |
| II.2.3.3. | Domaine d'élasticité | 42 |
| II.2.4. | Comportement élastique des matériaux..... | 42 |
| II.2.5. | Comportement plastique..... | 42 |
| II.2.6. | Modèle mathématique | 43 |
| II.2.7. | Les équations gouvernantes dans un problème d'élasticité plane | 43 |
| II.2.7.1. | Equation d'équilibre | 44 |
| II.2.7.2. | Matériau isotrope en élasticité linéaire..... | 45 |
| II.2.7.3. | La loi de HOOKE complète pour un matériau isotrope | 46 |
| II.2.8. | Critères de limite élastique | 46 |
| II.2.9. | Les différents critères | 46 |
| II.2.9.1. | Le critère de Von Mises | 47 |
| II.2.9.2. | Le critère de Tresca | 48 |

Chapitre III

SINGULARITES GEOMETRIQUES

| | | |
|------------|---|----|
| III.1. | Méthode des éléments finis..... | 50 |
| III.1.1. | Introduction | 50 |
| III.1.2. | Principe général | 50 |
| III.1.3. | La méthode des EF pour la résolution d'un problème d'élasticité plane | 51 |
| III.1.4. | Quelques exemples d'éléments de maillage..... | 52 |
| III.1.4.1. | Élément Fini de membrane..... | 52 |
| III.1.4.2. | Éléments triangulaires de Lagrange | 52 |
| III.1.4.3. | Éléments quadrangulaires de Lagrange | 52 |
| III.1.4.4. | III.1.5.Conclusion | 53 |

| | |
|--|----|
| III.2. Singularités géométriques | 53 |
| III.2.1. Introduction | 53 |
| III.2.2. Modélisation et influence des singularités..... | 53 |
| III.2.2.1. Plaque présentant un cercle au centre..... | 54 |
| III.2.2.2. Plaque présentant quatre (04) cercles répartis uniformément sur la plaque. | 60 |
| III.2.2.3. Plaque présentant un triangle au centre | 62 |
| III.2.3. Histogrammes et graphes des contraintes et déplacements des trois cas de plaques étudiés..... | 64 |
| III.3. Conclusion..... | 65 |

Chapitre IV

RESULTATS ET DISCUSSIONS

| | |
|---|-----------|
| IV.1. Les modèles étudiés | 67 |
| IV.2. Capot Garde boue..... | 67 |
| IV.2.1. Capot en chargement vertical ($P = 2\ 000\text{Pa}$) | 68 |
| IV.2.2. Capot en chargement en compression ($F= 1500\ \text{N}$)..... | 73 |
| IV.3. Châssis pelle..... | 79 |
| IV.3.1. Châssis en état de chargement vertical (pression $P=3064\ \text{Pa}$)..... | 80 |
| IV.3.2. Etude de la plaque supérieure du châssis avec différentes singularités..... | 87 |
| IV.4. Conclusion..... | 97 |
| CONCLUSION ET PERSPECTIVES..... | 99 |
| Références..... | 101 |

INTRODUCTION GÉNÉRALE

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Les exigences actuelles en termes de réduction des coûts de fabrication et d'allègement des produits finis dans divers secteurs de l'industrie, tels que ceux de l'automobile, l'aéronautique, etc., ont conduit les industriels mais aussi les chercheurs dans les laboratoires à développer de nouveaux matériaux et également à améliorer les anciennes nuances déjà largement utilisées. Ces exigences, motivées par de nombreuses directives nationales et européennes, ont des répercussions positives sur les plans économique et environnemental. En effet, un produit léger, tel qu'une automobile, sera moins coûteux, consommera moins d'énergie et par conséquent sera moins polluant puisqu'il rejettera moins de déchets. Pour atteindre ces objectifs, une étape importante consiste à étudier très finement le comportement des matériaux entrant dans la constitution des différentes pièces afin d'alléger le produit fini.

Dans les industries mécaniques, les produits plats (tôles) sont largement utilisés pour réaliser diverses composantes ; les pièces de carrosseries d'automobiles par exemple ont principalement fabriquées à partir de tôles métalliques. L'industrie sidérurgique développe actuellement de nouvelles tôles à partir de matériaux combinant à la fois résistance et large aptitude à la mise en forme (formabilité). Cette branche d'activité occupe une place importante dans cette industrie .

Des développements considérables ont été également réalisés ces dernières années pour l'amélioration des procédés de mise en forme de ces tôles.

L'emboutissage reste l'un des procédés les plus utilisés pour fabriquer des pièces à partir de tôles métalliques. Son succès est dû au fait que presque la totalité du matériau est utilisé. De plus, il permet d'obtenir des pièces à des cadences très élevées. Son intérêt économique est donc indéniable.

Le comportement de ces tôles métalliques, mises en forme par déformation plastique, a fait l'objet de nombreuses études depuis maintenant plusieurs décennies. Des modèles de comportement intégrant divers phénomènes physiques, liés aux déformations irréversibles que subit la tôle, ont été développés. Avec l'avènement des puissants calculateurs, parallèlement au développement de la méthode des éléments finis, des simulations pour des formes complexes en emboutissage ont été rendues possibles. Néanmoins, la prédiction fiable de l'état de la déformée finale des pièces reste un problème relativement ouvert. Ceci est dû principalement à l'interaction de plusieurs paramètres entrant en jeu lors de la simulation du procédé de mise en forme .

En plus de la modélisation du comportement rhéologique de la tôle, quelques incertitudes sur les valeurs exactes des paramètres du procédé (contact et efforts transmis à la tôle), ainsi que l'approximation par éléments finis constituent des sources d'erreur qui affectent directement la qualité de la prédiction de l'état final de la tôle.

Ainsi, malgré les avancées réalisées aux niveaux expérimental (techniques permettant de montrer les mécanismes physiques élémentaires de la déformation), théorique (modèles de comportement performants) et numérique (codes de calculs capables de réaliser des simulations complexes), les industriels pensent qu'il reste du chemin à parcourir avant d'arriver à une maîtrise parfaite de la prédiction de certains phénomènes.

Les déformations que subissent les matériaux sont parmi les phénomènes « indésirable » constatés et qui restent à étudier de façon approfondie.

Le phénomène de striction dû à la localisation des déformations dans des régions étroites de la tôle en est un autre problème crucial, car il remet en question la faisabilité d'obtenir la forme souhaitée. La striction limite ainsi le domaine de formabilité des pièces.

Dans la perspective d'une compréhension approfondie de ces phénomènes permettant de les prédire correctement, des modèles de comportement performants, ainsi que des critères pertinents doivent être développés. Ces modèles doivent tenir compte de l'anisotropie du comportement élasto-plastique du matériau, mais également de son endommagement.

Concernant le comportement élasto-plastique, ceci permettra de suivre l'évolution de l'état de chaque point de la pièce (champs de déformation, contraintes, écrouissage, etc.) dans le domaine de formabilité de la tôle. Pour ce qui est de la modélisation de l'endommagement, ceci permettra de prédire la dégradation éventuelle du matériau (précurseur de la rupture).

Des critères peuvent être également introduits pour prédire une étape intermédiaire correspondant à une certaine limite de formabilité de la pièce. Ces critères constituent des indicateurs utiles pour caractériser la formabilité des tôles métalliques.

Etat de l'art

S. LEFEBRE [1] a établi un travail ayant double objectif. Dans un premier temps, concevoir des échantillons de poutres de cuivre possédant les mêmes caractéristiques géométriques et microstructurales que les interconnexions des circuits intégrés, et les soumettre à des tests de flexion. Dans un deuxième temps, reproduire les effets de taille mis en évidence lors de ces essais, influence de l'épaisseur et de la largeur des poutres sur la limite d'élasticité, à l'aide d'un modèle éléments finis.

Contexte industriel : Diminution de la taille des interconnexions de cuivre dans les semi-conducteurs, modéliser le comportement mécanique du cuivre dans un circuit permet de prévoir les maxima de contraintes et évolution de la limite d'élasticité : Les résultats sont cohérents avec loi de Hall-Petch mais σ_e un peu élevé; niveaux de contraintes en accord avec littérature (Espinosa). Augmentation de la limite d'élasticité quand l'épaisseur diminue et diminution de la limite d'élasticité lorsque la largeur diminue.

R. BAHLOUL [2] Les ferrures d'ancrage sont des pièces de sécurité automobile qui doivent résister à des chocs sans se rompre. Elles sont issues de tôles en acier à Haute Limite Elastique et mises en forme par découpage et pliage. L'étude de leur comportement lors de leur fabrication et des qualités mécaniques qui en résultent a été conduite de manière expérimentale et numérique, l'endommagement apporté au matériau est pris en compte dans le code EF ABAQUS Standard.

C'est une des fonctions objectives intervenant dans l'optimisation de la forme des attaches ainsi que dans l'optimisation du procédé de pliage. Les fonctions objectives sont les efforts exercés sur le poinçon, les contraintes et le dommage lors de l'opération de pliage. Dans les opérations de dépliage figurant le choc dynamique, les fonctions objectives sont l'effort maximal de dépliage, les contraintes et le dommage. La recherche des optima est faite par la méthode des éléments diffus, les stratégies d'évolution et un calcul global. Les paramètres rayon de matrice et jeu entre la tôle et l'outillage sont optimisés en vue de fournir une pièce la plus résistante possible.

A. PACCINI [3] Les simulateurs semblent pouvoir répondre aux lacunes que les apprentis chirurgiens rencontrent à l'heure actuelle ces simulateurs seraient un véritable atout d'optimisation lors de planification d'opérations chirurgicales ces simulateurs utilisent soit des modèles simplifiés (le modèle masse-ressort par exemple), soit des modèles précis mais des lois caractérisant le matériau simplifiées. Le but de ce travail est le développement d'un logiciel dédié à la simulation d'opérations chirurgicales. Une étude sur différents modèles hyper élastiques a permis de déterminer les meilleurs modèles conduisant à un bon compromis entre simplicité (de mise en œuvre et d'identification des paramètres rhéologiques) et précision (concordance entre le comportement modélisé et celui de l'organe étudié).

M. AZAOUZI [4] L'objectif de cette thèse consiste à mettre au point une méthode numérique de détermination de la forme des outils d'emboutissage et du flan de pièces de précision en tôlerie fine. La méthode a pour objectif de remplacer une démarche expérimentale coûteuse par essais – erreur. Deux démarches numériques ont été développées, la première est relative à la détermination de la forme du flan, elle consiste à estimer la forme du flan par Approche Inverse en partant de la forme 3D demandée. Puis, un logiciel de simulation incrémental par éléments finis en 3D est utilisé dans une procédure d'optimisation heuristique pour déterminer la forme du flan. Dans la deuxième démarche, il s'agit de déterminer la forme des outils d'emboutissage en utilisant le logiciel de simulation incrémental couplé avec une méthode de compensation du retour élastique en 2D. La démarche numérique est validée expérimentalement dans le cas d'un emboutissage réalisé en une ou plusieurs passes, à l'aide d'une presse manuelle, sans serre flan et avec des outils de forme très complexe.

A travers les exemples de simulations numériques d'emboutissage abordés dans ce rapport de thèse, nous avons pu connaître les limitations et le niveau de précision du code de calcul (ABAQUS[®]) à fournir dans des temps de calcul plus ou moins courts une solution numérique aux problèmes d'emboutissage de pièces de précision en tôlerie fine (détermination du contour du flan et compensation du retour élastique).

R. CREACHCADEC [5] L'objet du travail de thèse est de proposer une démarche d'analyse du comportement d'une colle dans un assemblage pour déboucher sur un outil de dimensionnement. La stratégie développée est basée sur l'utilisation d'essais sous chargements de traction-compression/cisaillement d'une colle en utilisant un dispositif

expérimental permettant d'obtenir une large base de données expérimentales et de développer une loi de comportement représentative.

Afin de valider la démarche des comparaisons de simulations par éléments finis et d'essais expérimentaux sur mini-structures ont été réalisées : un essai simple recouvrement avec becs ainsi qu'une application de nos partenaires industriels : le collage d'un rail de grand voile sur mât composite. La finalité de cette application est de proposer un gain de performance significatif pour la fixation d'un rail de grand voile sur mât composite.

P. TEODORESCU [6] Le présent travail peut être divisé en deux grandes parties la première développe une famille de grands éléments finis pour l'élasticité plane tandis que la seconde analyse, à l'aide de ces éléments, un certain nombre de problèmes spéciaux (Concentrations de contraintes, singularités de nature géométrique). Le principe variationnel de base pour la solution de type Trefftz est présenté brièvement et, ensuite, spécialisé pour l'application à l'élasticité plane.

L'étude de quelques problèmes académiques permet de mettre en évidence la puissance du principe variationnel de base, dans des situations peu communes. En même temps, ses limites constituent un argument pour le développement d'une famille de grands éléments finis. Concernés par les concentrations de contraintes (trous circulaires, fentes, encoches ou congés) ou par les singularités (fissures, angles rentrants), les nombreux problèmes traités dans la seconde partie de ce travail présentent de l'intérêt autant pour les théoriciens que pour les praticiens. L'emploi des réseaux grossiers conduit à de bons résultats et la diversité des problèmes abordés met en évidence les multiples possibilités d'utilisation des grands éléments finis.

B. Audoly [7] Cette thèse porte sur l'élasticité des corps minces bidimensionnels. Nous insistons sur les rapports entre les équations de l'élasticité et la géométrie. Nous envisageons tout d'abord le cas des coques, qui sont définies comme les corps élastiques minces possédant une courbure au repos. On sait que le comportement élastique d'une coque est largement conditionné par la rigidité infinitésimale de sa surface moyenne : selon qu'il est possible ou non de déformer cette surface tout en conservant les longueurs de toutes les courbes inscrites, on dira que la coque est isométriquement déformable, Nous considérons ensuite la délamination des films minces comprimés~: sous certaines conditions mécaniques, ces films se décolent du substrat auxquels ils adhéraient. Des motifs de délamination en forme de fil de téléphone ont été largement observés expérimentalement. Nous les interprétons comme le

résultat d'un flambage élastique Nous espérons avoir illustré la richesse et la diversité des problèmes qui surviennent en théorie de l'élasticité. En ce sens l'élasticité incarne parfaitement les liens forts qu'entretiennent la physique, la mécanique et la mathématique. Les méthodes utilisées dans ce travail empruntent l'enjeu est de vérifier que le caractère universel des motifs de délamination en fil de téléphone s'explique simplement par l'élasticité du film, et non par la fracture.

Laboratoire d'Etude et de Recherche sur le Matériau Bois [8] Un modèle mécanique par éléments finis a été développé pour le support bois de la Joconde afin d'estimer le risque de propagation de la fissure existante, Les travaux qui vont être présentés ci-après s'intègrent dans un projet de recherche plus large visant d'une part à améliorer notre compréhension du comportement hygromécanique des panneaux peints du patrimoine d'autre part à développer des outils expérimentaux et numériques utiles aux restaurateurs. La campagne d'observations et d'expérimentations a comblé des lacunes importantes du support en bois. Les informations rassemblées nous ont permis d'obtenir des données essentielles sur la structure et la forme du panneau, son chargement et ses déformations en réponse aux variations de température et d'humidité. L'information rassemblée permettra d'avancer vers la mise en place de modèles mécaniques L'étude prospective, conduite après validation du modèle, pourrait nous conduire à formuler des propositions de modifications du châssis cadre.

G. CHEVALLIER [9] L'objectif du travail proposé est de modéliser le comportement sous charge d'une pièce mécanique. Le critère retenu pour valider la pertinence de la modélisation sera la valeur de l'écart entre les résultats en déplacements et déformations locales de simulations virtuelles et physiques. Les résultats utilisés pour la confrontation avec la simulation virtuelle du comportement sont les valeurs de déplacement et déformation sous la charge maximale.

Les difficultés rencontrées pour modéliser correctement le support d'ATR42 sous charge montrent qu'il est recommandable d'utiliser des pièces simples soumises à des sollicitations simples

Si l'objectif de formation est relié à la simulation du comportement mécanique sous charge d'une pièce, il semble préférable d'avoir une autre approche. La modélisation des efforts extérieurs et le résultat attendu devront être fournis de manière claire par le cahier des charges. L'activité pourra se centrer sur l'influence des formes, dimensions, matériau de la pièce sur le résultat par la simulation du comportement.

A. BEN ISMAIL [10] Ce travail porte sur le développement d'un outil pour établir une corrélation entre le procédé de mise en forme qui est le découpage, l'état du matériau qui en résulte et les propriétés magnétiques de ce dernier. Des essais de tractions uniaxiale à différentes vitesses de déformation ont permis de déterminer le comportement mécanique du matériau et sa sensibilité à la vitesse. Par ailleurs, des mesures magnétiques menées sur des éprouvettes de traction à différents taux de déformation ont permis d'établir une courbe d'évolution de la perméabilité magnétique en fonction de la déformation plastique. Issues de la simulation numérique des tests de poinçonnage. Ceci nous a permis de valider à la fois les modèles numériques utilisés pour simulation du poinçonnage et la procédure d'identification utilisée pour caractériser l'état mécanique du matériau au voisinage du bord découpé. La combinaison des résultats décrits précédemment nous a permis d'établir une corrélation entre l'état mécanique du matériau, notamment le taux de déformation plastique, et la dégradation de ses propriétés magnétiques. Ces résultats encourageants ont permis de progresser sur la voie du développement d'un outil prédictif permettant de modéliser l'interaction entre le matériau, le procédé de poinçonnage et les propriétés d'usage. Un tel outil serait d'une grande utilité pour l'aide à la conception de machines électriques tournantes.

M. AKROUT & C. CHAKER [11] Dans cet article, on présente d'abord la validation expérimentale de l'aspect frottement du logiciel "PROFIL" d'emboutissage de tôles minces. Cet aspect a été validé par des essais expérimentaux. La modélisation du frottement par un effort de retenue appliqué au bout de la tôle s'est avérée comme une solution simple et efficace. Ensuite, on teste numériquement ce logiciel par le code de calcul d'éléments finis "ABAQUS". Les résultats fournis par le logiciel "PROFIL" sont jugés très satisfaisants quand il s'agit d'emboutissage avec un grand rayon de matrice. Ils sont en parfait accord avec les résultats expérimentaux, ceux d'ABAQUS cependant, quand le rayon de matrice devient petit, les résultats du logiciel "PROFIL" ne suivent plus les résultats expérimentaux car l'hypothèse de la contrainte plane adoptée par ce logiciel n'est plus valable dans ce cas et la contrainte normale ne pourra plus être négligée. Contrairement au logiciel "ABAQUS", le programme "PROFIL" est très rapide en exécution et aussi très facile d'utilisation.

G. CHERBIT [12] a étudié le comportement élastoplastique de l'acier 316L à 650° dont l'effet du temps était pris en considération. L'essai de fluage était effectué avec et sans surcharge primaire ou secondaire, et une comparaison entre ces différents essais était

effectuée. Les résultats obtenus ont permis de voir clairement le comportement viscoplastique du matériau ainsi que l'influence de l'effet de la surcharge sur le comportement du matériau

L. TALEB [13] a rapporté une étude sur l'effet de surcharge de courte durée sur le comportement du matériau. Les résultats obtenus lui ont permis de constater la différence qu'il existait entre le cas où le chargement est de courte durée et le cas où le chargement est constant. Ces résultats étaient par la suite confirmés par d'autres études. Il a également mené une étude expérimentale qui avait pour objectif de viser l'analyse de la déformation progressive des structures soumises à des chargements thermomécaniques, ainsi que l'étude de l'effet de surcharge sur le comportement de la structure. Pour cela une nouvelle hypothèse sur les éprouvettes a été validée et par la suite utilisée dans plusieurs travaux.

S. BOUABDALLAH, S. BEN CHAABANE et S. MISSOUM [14] dans cette étude une méthode d'analyse fiabiliste du procédé d'emboutissage des tôles minces a été proposée dans le but d'estimer l'acceptabilité de la conception d'un embouti. Cette approche repose sur la mesure de la distance séparant les points situés à l'extérieur du domaine de faisabilité aux frontières de ce dernier dans le plan des déformations principales. Après une série de calculs sur un échantillon de taille réduite, et la construction de surfaces de réponse, une probabilité de défaillance relative à chacun des critères limitant le domaine de faisabilité est calculée sur un échantillon de taille plus importante. Cette démarche permettra d'étendre l'étude à l'optimisation fiabiliste du procédé d'emboutissage. Dans ce dernier cas l'étude de la fiabilité devient très pertinente puisque l'optimisation pousse typiquement les conceptions en bordure du domaine

F. LAURIN N. CARRERE J.-F. MAIRE et S. MAHDI [15] En raison de leurs caractéristiques spécifiques élevées, les matériaux composites, et tout particulièrement les stratifiés sont de plus en plus largement employés pour la réalisation de structures primaires. Toutefois, la tenue de structures composites peut être considérablement réduite par l'ajout de singularités géométriques telles que les perforations ou les entailles. Une méthode simplifiée d'analyse de la tenue de structures composites perforées a été décomposée en trois étapes principales: (i) la détermination des flux d'efforts au sein de la plaque trouée, (ii) la détermination du comportement et de la rupture des différents plis constituant le stratifié et (iii) la prévision de la ruine finale de structures perforées.

Il a été démontré que la longueur interne utilisée dans la méthode de volume était indépendante de l'empilement considéré, l'influence du diamètre du trou sur la tenue de

structures perforées, la longueur interne doit être fonction du diamètre de perforation. Les résultats obtenus sont en bon accord avec les données expérimentales, La variation du rapport largeur de plaque sur diamètre de perforation ne modifiant pas le gradient de contrainte. Toutefois, le domaine de validité de l'approche proposée doit être précisé en appliquant la méthode au cas de plaques perforées présentant des empilements non conventionnels, ou soumises à des chargements plans et hors plan multiaxiaux.

S. DEGALLAIX, G. DEGAILLAIX, C. BUIRETTE et H-P. LIEURADE [16] Le procédé d'assemblage par soudage conduit à l'existence de zones d'hétérogénéités microstructurales et de géométrie complexe, à l'origine de concentrations de contraintes à partir desquelles une fissure peut s'amorcer puis se propager. D'où la nécessité de connaître en particulier les performances en fatigue des aciers à haute limite d'élasticité et de leurs assemblages soudés. Les facteurs susceptibles d'influer sur la résistance à la fatigue des joints soudés sont de plusieurs types, les facteurs mécaniques et les facteurs géométriques. Un assemblage soudé se comporte comme un élément de structure entaillé, cordon de soudure en constituant l'entaille. Les zones de concentration de contrainte à partir desquelles une fissure peut s'amorcer puis se propager peuvent être des discontinuités géométriques macroscopiques ou des défauts géométriques ou métallurgiques, les progrès réalisés par la sidérurgie dans la fabrication des aciers de construction a conduit à des nuances d'aciers à haute limite d'élasticité ayant une aptitude au soudage remarquable. Leur emploi dans les structures mobiles et les véhicules de transport permet d'admettre des niveaux de sollicitations admissibles largement accrus, tant en statique qu'en dynamique. En particulier en fatigue, les gains de durées de vie obtenus grâce à ce type d'aciers sont appréciables, et peuvent être largement améliorés grâce à l'utilisation de traitements de parachèvement, en ce d'autant plus que leur limite d'élasticité est élevée.

Contexte et motivation de l'étude

Ce travail s'inscrit dans un cadre de collaboration entre l'université et l'industrie ; Ce travail vise à répondre à plusieurs questions, qui intéressent les industriels nous donnons les grandes lignes qui constituent la base de notre travail avant de décrire les objectifs fixés dans le cadre de ce mémoire.

Ce travail porte sur le comportement élastique des corps minces bidimensionnels d'une classe d'aciers utilisés pour nous permettre à la fois de comprendre les mécanismes élémentaires de déformation des tôles métalliques et les défauts susceptibles d'apparaître sur

les pièces et l'état de contraintes sur celles-ci notamment au niveau des singularités ceci contribue d'une manière efficace dans le processus de conception et d'amélioration du design afin de gagner du temps durant les phases de conception du produit.

Chapitre I

PROCEDES DE MISE EN FORME DES TOLES

PROCEDES DE MISE EN FORME DES TOLES

I.1. MODES DE FORMAGE DES PRODUITS PLATS

On entend par tôle un produit métallique plat, qui peut se présenter sous forme de feuilles ou de bobines. Examinons le plus complètement possible les différents types de tôles formables, en donnant le sens le plus large à ce dernier mot [17].

Nous classons ci-dessous, très approximativement et pour des conditions moyennes d'application, les principaux modes de formage des produits plats dans un ordre de difficulté croissante, tant en termes de besoin de ductilité que de complexité de mise en œuvre : le cintrage (Formage des tôles fortes), le pliage (Formage à la presse et Presses), le profilage, qui fait appel aux mêmes propriétés (Données numériques sur les aciers inoxydables, Filage de l'acier et des métaux difficiles à déformer et Laminage, profilage, filage, forgeage, matriçage, tréfilage, étirage et filage par choc de l'aluminium et des alliages d'aluminium), le filage par choc (Laminage, profilage, filage, forgeage, matriçage, tréfilage, étirage et filage par choc de l'aluminium et des alliages d'aluminium), le repoussage (Formage des tôles fortes), l'hydroformage, le fluotournage (Fluotournage), le formage par explosion (Formage par explosif), l'étirage ou repassage (Étirage à froid de tubes d'acier), l'emboutissage (cf. chapitre Aptitude à l'emboutissage des tôles minces), le formage dans le domaine superplastique (Superplasticité) [18].

I.2. PLIAGE DES TOLES

I.2.1. Définition

Le pliage est un procédé d'obtention des pièces par déformation plastique à partir de tôles plates.

La forme à obtenir est une forme développable. C'est à dire en « dépliant » la pièce on peut obtenir, ou presque, la forme initiale du flan. Ceci étant en négligeant les allongements dus aux rayons de pliage [19].

I.2.2. Les caractéristiques d'un pli

I.2.2.1. Rayon minimal de pliage

Lors du pliage d'une tôle, dans le pli, se produit une déformation plastique. Cette déformation est de type allongement de la partie extérieure et compression de la partie intérieure [20].

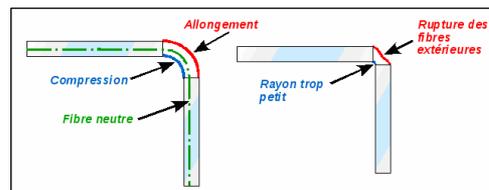


Figure I-1 : Opération de pliage d'une tôle.

Cette déformation doit assurer la non rupture du matériau dans cette zone. Autant le rayon de pliage est grand, autant la déformation plastique est minimale. La fibre neutre est une fibre qui ne subit pas de déformation [21].

L'équation donnant la valeur du rayon minimal est la suivante :

$$R_{min} = \frac{e}{\frac{A-Z}{100-Z} \times \left(\frac{A-Z}{100-Z} + 2 \right)} \quad (I-1)$$

avec : R_{min} : rayon minimal de pliage (mm).

e : épaisseur de la tôle (mm).

A (%) : allongement.

Z (%) : coefficient de striction.

L'expression du rayon de pliage R désigne toujours le rayon intérieur.

I.2.2.2. Le retour élastique

Lors du pliage d'une pièce à un angle imposé par l'outillage (angle du vé sur presse plieuse), il y a un retour élastique lors du retrait du poinçon [22].

L'angle final α_f obtenu diffère de celui imposé par l'outillage (α_i) de la valeur correspondant à ce retour élastique. Plus la limite élastique de l'alliage est grande plus le retour élastique sera grand. On peut vouloir estimer ce retour élastique qui dépend aussi du rayon de pliage et de l'épaisseur, mais il est souvent plus simple et plus fiable de faire

quelques essais et corriger l'angle de pliage en fonction des résultats obtenus à partir de quelques échantillons .

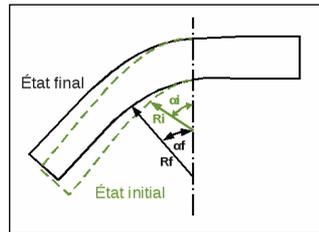


Figure I-2 : Retour élastique d'une tôle pliée.

1.2.3. Outillage

Les opérations de pliages se font sur des machines appelées presses plieuse. Les types de presses plieuses les plus utilisées sont :

- La **plieuse à tablier** : cette machine convient mieux dans un petit atelier de tôlerie.
- Les **presses plieuses** : sont des machines très puissantes que l'on utilise pour les pliages de métaux en feuilles de toutes épaisseurs.

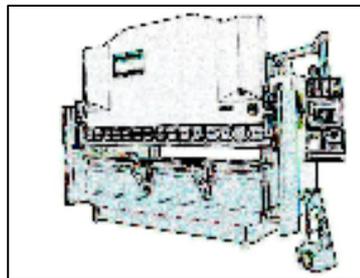


Figure I-3 : Presse hydraulique de pliage.

1.3. PROCÉDE D'EMBOUTISSAGE

1.3.1. Introduction

La technique de formage de métaux en feuilles par emboutissage est très répandue dans l'industrie.

La reconnaissance mondiale de ce mode de mise en forme est due en grande partie à la pression d'éléments extérieurs tels que la nécessité croissante d'alléger les produits, la lutte contre la corrosion ou la concurrence des matériaux non métalliques [23].

1.3.2. Généralités de l'emboutissage industriel

L'emboutissage des tôles minces est un procédé de mise en forme couramment utilisé dans l'industrie. Il consiste à déformer plastiquement des tôles minces à chaud ou à froid afin d'obtenir des pièces de formes complexes. Cependant, cette technique est confrontée au problème du retour élastique dû à la restitution de l'énergie élastique emmagasinée au cours de la phase de chargement, ce qui conduit à un changement de géométrie de la pièce emboutie. Par tôles minces on veut dire les tôles qui se présente sous la forme d'une feuille de moins de 3 mm d'épaisseur, appelé aussi flan [24].

Ce mode de formage s'effectue sur une presse au moyen d'un outillage dont la configuration détermine l'effet obtenu sur le flan :

- Outils à **simple effet** : configuration la plus simple, composée principalement d'une matrice et d'un poinçon.
- Outils **double effet** : comprend en plus de l'outil simple effet, un serre-flan. D'autres éléments caractérisant le type de presse et dont nous parlerons ultérieurement.

L'outillage utilisé en emboutissage comprend donc (voir la Fig. I-4) :

- **Un poinçon** : coulissant plus ou moins vite sur l'axe vertical, et déformant la tôle.
- **Une matrice** : elle serre d'appuie à la tôle et lui donne la forme extérieure finale au retour élastique près.
- **Un serre flan** : Son rôle est de maintenir plus ou moins le flan lors d'une opération d'emboutissage afin d'assurer un écoulement homogène du métal et prévenir les risques de plis ou autres défauts d'emboutissage.
- D'autres éléments caractérisant le type de presse.

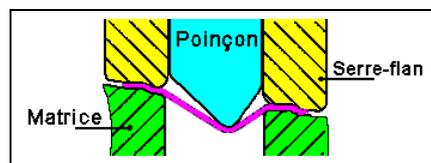


Figure I-4 : Principe de l'emboutissage.

L'emboutissage impose à la tôle différents modes de déformation dont le but est de conduire à l'obtention d'une surface creuse. Le type d'outillage conditionne les deux cas limites de déformation : l'expansion et le retrait (Fig. I-5).

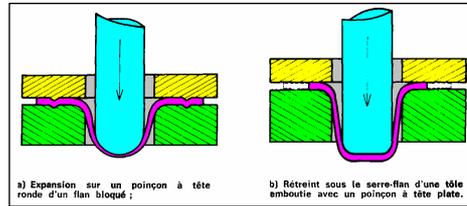


Figure I-5 : Modes de déformation par emboutissage.

Le schéma (a) met en évidence un emboutissage par expansion sur le poinçon, le flan étant bloqué sous le serre flan : l'épaisseur sous le poinçon diminue. Le schéma (b) montre un emboutissage profond avec retreint du métal glissant sous le serre-flan, l'épaisseur entre serre-flan et matrice diminue.

L'art de l'emboutissage consiste à réaliser le meilleur compromis entre ces deux modes de déformation et à optimiser ainsi l'écoulement du métal entre le poinçon, la matrice et le serre-flan.

1.3.3. Matériaux et formes d'emboutis

La technique d'emboutissage permet de mettre en forme de nombreux matériaux que ce soit des aciers, des alliages non ferreux ou des pâtes. Néanmoins, la mise en œuvre d'une tôle nécessitera certains réglages ou certaines actions préalables dépendant de la nature même du matériau.

1.3.3.1. Matériaux

➤ Les aciers :

Les techniques modernes de laminage permettent d'obtenir des tôles d'acier très minces, avec une surface propre et lisse, une structure homogène et une gamme de caractéristiques mécaniques adaptées aux exigences de l'emboutissage. Ces tôles sont classées en trois catégories : tôle de fabrication courante (TC), tôle d'emboutissage (E), et tôle d'emboutissage spéciale (ES). Le tableau I-1 donne les caractéristiques relatives à ces tôles.

| | Résistance à la rupture (daN/mm ²) | Allongement (%) | Dureté Rockwell |
|----|---|--------------------|--------------------|
| TC | 42 | 24 | 65 |
| E | 38 | 30 | 57 |
| ES | 35 | 36 | 50 |

Tableau I-1 : Caractéristiques des différentes catégories de tôles.

Les aciers inoxydables se comportent différemment de l'acier doux en raison de la présence de nickel et de chrome. Ainsi les vitesses d'emboutissage doivent être plus lentes que pour l'acier, le métal s'écroutissant plus rapidement.

➤ **Les alliages non ferreux :**

Les laitons : Les plus couramment utilisés sont ceux désignés sous le nom de 60/40 (avec addition de plomb pour les utilisations en horlogerie et sans addition pour les pièces optique, de sidérurgie) et de 78/28 (pour l'emboutissage extra profond. Cette qualité (72% cuivre, 28% de zinc) est employée pour la fabrication de cartouches et de douilles évitant des opérations de recuit).

L'aluminium et ses alliages : ces alliages s'écroutissant à l'emboutissage, l'étréage le plus profond ne s'obtient qu'avec les qualités les plus douces. On peut toutefois obtenir des emboutis peu profond avec des qualités plus dures.

Le cuivre : non allié à un autre élément, le cuivre rouge possède d'excellentes qualités d'emboutissage extra profonds ; souvent supérieures à celles du laiton ou de l'acier spécial.

Le zinc : il s'emboutit facilement mais, dans le cas d'emboutissage de forme complexe, il est nécessaire de le chauffer entre 100 et 150°C.

Le nickel et ses alliages : ils possèdent d'excellentes qualités d'emboutissage. Les plus utilisées sont ceux contenant 60 à 65% de cuivre, 20 % de zinc, et 15 à 20 % de nickel.

Le magnésium : c'est le plus léger des métaux utilisés dans l'industrie. A température ambiante le magnésium ne peut être embouti que dans certaines limites. Pour réaliser des pièces semblables à celles obtenues avec l'acier, il est indispensable de chauffer de 200 à 500°C en fonction de la qualité d'emboutis souhaités.

Le titane : ce métal se comporte comme le magnésium : les flans doivent être chauffés entre 200 et 350°C, selon s'il s'agit de titane pure ou d'un alliage. La matrice et le poinçon sont également chauffés pour éviter le choc thermique auquel le métal est sensible.

I.3.3.2. Formes

D'une façon générale, les pièces embouties sont de forme simple telle que cylindrique, conique ou sphérique. Cependant, ces formes simples sont déjà relativement difficiles à réaliser et ne sont généralement réalisables qu'avec un emboutissage par étapes, c'est à dire

un emboutissage où la forme désirée n'est obtenue qu'après un certain nombre de phases successives.

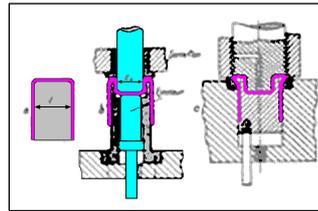


Figure I-8 : L'emboutissage « renversé ».

Forme cylindrique : La forme cylindrique est facilement réalisable avec de bonnes conditions opératoires. A partir de cette forme simple il est possible de réaliser des formes plus évoluées avec la méthode d'emboutissage dit renversé.

Forme conique : La forme conique ne peut être obtenue qu'après au moins 4 passes. Cette technique permet d'obtenir des formes qu'il aurait été impossible en une seule passe.

Forme demi-sphérique : L'emboutissage d'une demi-sphère est difficile en raison de la formation de plis, mais il est possible en une seule passe si la matrice est munie d'un bourrelet.

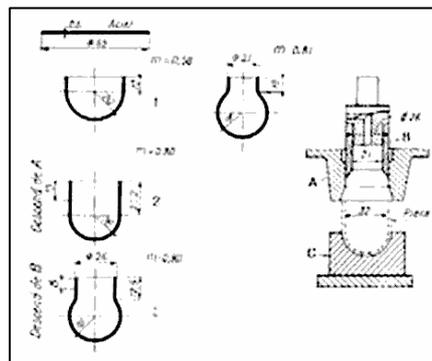


Figure I-9 : Emboutissage de pièce demi sphérique.

Ainsi les techniques d'emboutissage sont encore à développer, même si aujourd'hui l'emboutissage permet de former de nombreux éléments utilisés dans de nombreux domaines.

Par la suite, on verra comment se déforme le matériau, ainsi que les aspects métallurgiques et opératoires important dans l'emboutissage.

1.3.4. Les critères d'emboutissabilité

Ces critères ont pour but de juger l'aptitude d'une tôle à subir les différentes déformations possibles dans l'emboutissage [25].

On considère trois types de critères :

1.3.4.1. Les critères conventionnels

Ce sont les plus rapides et les moins coûteux à mettre en œuvre car il s'agit de simples essais sur le flan tendant à reproduire autant que possible les déformations survenant sur presse. On utilise principalement les essais de :

- dureté de Rockwell (indice HRB)
- traction (limite d'élasticité Re)
- résistance à la traction Rm
- allongement à la rupture A (%)
- emboutissage d'Erichsen (indice IE)

Ce type de critère n'apporte qu'un seul élément et n'offre donc qu'une faible précision dans l'étude du flan. Néanmoins, en ne considérant que ces essais, il est possible de mettre en avant des caractéristiques indispensables du métal.

Le métal se doit de posséder une résistance à la rupture très élevée pour résister à la traction uniaxiale, une limite élastique faible (car dans le domaine plastique, les contraintes exercées, tout en étant les plus faibles possibles pour éviter les ruptures, doivent tout de même être supérieures à la limite élastique), des allongements importants, une faible résistance à la compression tangentielle sous le serre flan (c'est à dire une bonne aptitude au rétreint).

1.3.4.2. Les critères combinés

Présentés par JENTE et JOSSELIN, ils ne se contentent pas de paramètres séparés mais utilisent des combinaisons de facteurs conventionnels. On retrouve donc des critères tels que Re/Rm , $Rm-Re$, $(Rm-Re)*A$... Ils apportent une plus grande précision dans la caractérisation de l'embouti mais nécessite un plus grand nombre d'expériences et de matériels.

1.3.4.3. Les critères rationnels

Ce sont les plus difficiles et les plus coûteux à déterminer mais ce sont eux qui offrent le meilleur jugement face à l'emboutissabilité d'une tôle. Il en existe deux : les coefficients d'écrouissage n et d'anisotropie r .

Le coefficient d'écrouissage n est lié à la consolidation du matériau. Rappelons que l'écrouissage augmente la résistance à la rupture ainsi que la limite élastique qui se rapproche ainsi de la résistance à la rupture.

Si deux tôles de même valeur de n mais de coefficient d'élasticité K différent sont embouties, elles se comporteront de façon semblable malgré des forces d'emboutissage différentes. Ainsi, ce critère peut déterminer la capacité d'une tôle à être mise en œuvre. Il est obtenu à partir de la courbe rationnelle de traction reliant la relation $\sigma = F/S$ à la déformation rationnelle $\varepsilon = Ln (S/S_0)$. (Avec σ la contrainte, F la force appliquée et S la section réelle.)

Dans le cas général, il faut utiliser deux formules successives de la forme :

$$\sigma = \sigma_0 + k * \varepsilon_n \quad \text{ou} \quad \sigma = k * (\varepsilon_0 + \varepsilon_n)$$

Dans le cas le plus simple, le coefficient d'érouissage n est aussi égal à l'allongement rationnel à la fin des allongements répartis uniforme ε_u , au maximum de la courbe charge allongement. En effet lorsque $dF/dl = 0$, la dérivation de $\sigma = k * \varepsilon_n$ conduit à $\varepsilon_u = n$.

Il est donc montré que ce critère est justifié pour caractériser l'emboutissabilité d'une tôle, mais qu'il devait être accompagné d'un critère caractérisant l'instabilité en sollicitation biaxiale, c'est à dire l'apparition de la striction.

L'anisotropie r de déformation plastique des tôles tient un rôle prépondérant dans la caractérisation d'une tôle. L'étendue de ce critère a été mis en évidence grâce à l'analyse de la déformation du flan sur le serre flan (rétreint) dans les parois d'une coupelle ou aux pôles d'embouti (expansion).

Du fait de l'orientation préférentielle des cristaux, la tôle ne possède pas les mêmes propriétés mécaniques suivant la direction considérée. Il en résulte aussi une perte de l'équilibre des déformations entre la largeur et l'épaisseur lors d'un essai de traction uni axiale.

C'est sur ce point que Lankford a décidé de baser le second critère d'emboutissabilité :

$$r = \frac{Ln(\omega/\omega_0)}{Ln(e/e_0)}$$

avec : ω la largeur et e l'épaisseur

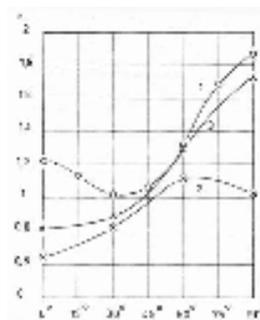


Figure I-16 : Variation de r en fonction du sens de laminage.

La figure ci-dessus montre la variation du coefficient d'anisotropie r dans le flan de la tôle avec la valeur de l'angle α entre la direction d'un essai de traction et le sens du laminage. Ces courbes représentent les trois cas possibles dans le cas d'un acier extra doux pour emboutissage.

- La courbe (1) correspond au cas général c'est à dire où r passe par un minimum. Ceci se caractérise par un embouti présentant 4 cornes à 0° et 90° .
- La courbe (2) représente le cas où r passe par un maximum c'est à dire où la tôle présente deux cornes à 45° .
- La courbe (3) représente le cas où r croît entre 0° et 90° . Dans ce dernier cas, la tôle présente deux cornes à 90° .

Ce critère, s'il est élevé, indiquerait donc une forte résistance à l'amincissement de la tôle et une grande capacité à la déformation avant la striction.

Validité de ces critères : Afin de déterminer les caractéristiques des coefficients d'érouissage et d'anisotropie, plusieurs études ont été effectuées parmi lesquelles celle de la Commission Emboutissage de l'IDDRG. Ces essais ont consisté à noter le pourcentage de pièces réussies (ou de casse) dans la fabrication de 3 pièces particulières : un panneau de portière de voiture correspondant à de l'expansion pur, un capot de ventilateur pour le rétreint et un tableau de bord pour les essais mixtes. Les essais ont été réalisés sur plusieurs séries de lots caractérisées par leur valeur de r et n tel que :

- r et n élevé.
- r élevé et n faible.
- r et n faible.
- r faible et n élevé.

Il fut déduit que les pièces à dominance d'expansion obtiennent un pourcentage de réussite pour n fort alors que celles à dominance de rétreint correspondent à un coefficient r

fort. Dans le cas de pièces mixtes, ce sont les tôles à r et n forts qui conduisent à un minimum de casses.

Il est donc possible de généraliser en disant que les pièces ayant des critères d'emboutissabilité de fortes valeurs permettent de faire toutes les pièces alors que celles à faibles valeurs aboutissent à des casses.

1.3.5. Influence de la structure des tôles

Les tôles minces sont des agrégats polycristallins. Leur emboutissabilité, de même que l'ensemble de leurs caractéristiques, dépend pour une grande part de ces agrégats.

1.3.5.1. Influence de la taille des grains

La taille des grains est l'un des paramètres les plus importants. En effet elle agit sur la limite d'élasticité et la résistance à la traction qui sont des critères (conventionnels) de l'emboutissabilité. Il faut ajouter que, dans le cas d'acier extra doux, il est possible de relier le coefficient d'écroutissage à la taille des grains comme suit et de rappeler que si d (taille moyenne des grains) augmente, un changement de structure se produit entraînant une augmentation de r .

$$r = \frac{5}{10 + d^{-1/2}}$$

Ainsi, plus la taille des grains est importante, meilleur sera l'emboutissabilité de la tôle. Il faut cependant noter que si les grains sont trop importants, un défaut de surface apparaît. Il est appelé « peau d'orange » et se caractérise par une surface floue et onduleuse.

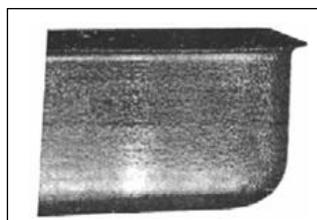


Figure I-16 : L'aspect peau d'orange.

1.3.5.2. Influence de la structure cristallographique

Comme il a été précisé précédemment, l'orientation cristallographique est un paramètre non négligeable. Il intervient non seulement au niveau du coefficient d'écroutissage mais également sur les caractéristiques R_e , R_m , A ...

L'écroissage de la tôle survenant lors d'un recuit ou d'un laminage, est responsable de l'orientation cristallographique des grains et donc des directions préférentielles de traction ou autres essais similaires. Ainsi, des métallurgistes ont montrés que les orientations $\{1\ 1\ 1\}$ et voisines tels que $\{3\ 2\ 2\}$ conduisent à des valeurs du coefficient d'anisotropie r élevé alors que les orientations $\{1\ 0\ 0\}$ et $\{1\ 1\ 0\}$ à des basses.

1.3.5.3. Le retour élastique

Lorsque le poinçon se retire après la phase de mise en forme, la pièce ainsi formée n'est plus soumise à la force de maintien. Il se produit alors un retrait de la matière dû à la déformation élastique du flan primitif et résultant de contraintes résiduelles après formage. On parle alors de retour élastique.

Il se manifeste sur les pièces pliées, sur les pièces cylindriques (diamètre intérieur de la pièce supérieur au diamètre du poinçon) et sur les pièces de grandes dimensions peu déformées.

Ce phénomène est facilement vérifiable à l'aide d'un essai de traction à déformation contrôlée. En effet, si l'essai est arrêté avant la rupture de l'éprouvette, et que la contrainte est suffisante pour dépasser la limite élastique, la longueur de l'éprouvette est supérieure à sa longueur initiale mais inférieure à celle atteinte à la fin de l'essai. L'éprouvette a subi un retour élastique correspondant à la déformation qu'elle a subie avant sa limite.

Afin d'obtenir une pièce de dimensions conformes aux attentes, il est donc important de prendre en considération ce phénomène. Afin d'atténuer ce phénomène, il est courant de recourir à certains artifices tels que la frappe du rayon, l'étirage en fin de gamme ou le maintien prolongé du poinçon. Il faut ajouter que ce phénomène est d'autant plus important que la limite élastique du matériau est elle même élevée (cas des aciers inoxydables par rapport aux aciers doux).

1.3.5.4. Autres éléments influents

La présence d'éléments d'alliage en solution solide dans la ferrite augmente la limite d'élasticité, la résistance à la traction et diminue l'allongement A . Ces éléments peuvent avoir une influence indirecte significative en modifiant les conditions de la recristallisation et de la croissance des grains, dans la texture, au cours du recuit.

De même, les particules de seconde phase ont une grande importance dans l'aptitude d'une tôle à être emboutie. Cette influence est fonction de leur taille et de leur répartition. Ainsi, de fines particules seront défavorables à l'emboutissabilité (augmentation de R_e et R_m et diminution de A et n) et des amas de taille non négligeables pourront conduire à l'apparition de déchirures ou de ruptures.

1.3.6. Les aspects opératoires

Lors de l'emboutissage d'une pièce, que ce soit en laboratoire ou en industrie, plusieurs paramètres permettent d'aboutir à un embouti de bonne qualité. Ces réglages doivent tenir compte de la nature de la tôle, ainsi que de la forme souhaitée.

Une presse, ou une machine de traction ayant pour objectif la réalisation d'emboutis, sont composées d'une matrice, d'un poinçon et d'un serre flan (Fig. 1). Cet outillage offre déjà plusieurs possibilités de réglages :

- La pression du poinçon.
- La vitesse du poinçon.
- La pression de serrage des serres flan.
- Le jeu entre le poinçon et la matrice.
- etc....

A ces paramètres, il faut ajouter la lubrification, la taille optimale de la tôle ainsi que son épaisseur. Les nombreuses interactions existant entre ces paramètres font que pendant longtemps, l'emboutissage est resté un art.

Ces réglages doivent être précis car ce sont eux qui déterminent la qualité du produit final, mais doivent également tenir compte du besoin de rentabilité de l'entreprise. En effet, si la vitesse de poinçon est trop faible, la durée de mise en forme d'une pièce dépasserait son niveau de rentabilité.

1.3.6.1. Paramètres liés à la presse

➤ *Le jeu entre le poinçon et la matrice*

Lorsque l'espace entre le poinçon et la matrice est théoriquement égal à l'épaisseur de la tôle, il se produit une augmentation de l'épaisseur de la paroi. L'augmentation de ce jeu a une influence favorable sous l'effet du poinçon mais entraîne certains inconvénients tels que :

- La détérioration du profil de la paroi.
- Déviation du poinçon entraînant la formation de languettes sur le bord de l'embouti.
- Apparition de plis sur la paroi de l'embouti.

Inversement, si l'épaisseur du flan est plus grande que l'espace existant entre le poinçon et la matrice, il se produit un écrasement et un amincissement indésirables de la paroi. Il est courant d'utiliser des tables donnant le jeu en fonction de l'épaisseur du flan et de la matrice.

Elles sont basées sur les formules suivantes :

- Pour l'acier $W = e + 0,07 * (10 * e)^{1/2}$
- Pour l'aluminium $W = e + 0,02 * (10 * e)^{1/2}$
- Pour métaux non ferreux $W = e + 0,04 * (10 * e)^{1/2}$

➤ **Le rayon sur la matrice**

Ce paramètre a une très grande importance autant pour la qualité de l'embouti que pour la répartition des forces. En effet, on comprend parfaitement que dans les deux cas extrêmes ci-dessous, l'emboutissage n'est pas viable.

On observera pour $r = 0$ un déchirement du flan et pour $r = (D-d)/2$ la formation de plis.

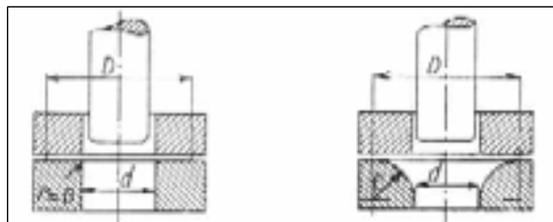


Figure I-17 : Variation de l'arrondi sur la matrice.

Afin de déterminer le rayon efficace, on utilise la relation de Kaczmarek donnant :

- Pour l'acier $r = 0,8 * [(D-d)*e]^{1/2}$
- Pour l'aluminium $r = 0,9 * [(D-d)*e]^{1/2}$

avec : D : diamètre du flan (mm)
 d : diamètre de l'embouti (mm)
 e : épaisseur du flan (mm)

➤ **Arrondi sur le poinçon**

La partie de la tôle qui se trouve en contact avec la surface inférieure du poinçon subit l'action des forces de frottements qui empêchent la matière de bouger. L'effort du poinçon se

transmet aux parois de l'embouti. Le poinçon doit contenir un arrondi pour ne pas percer le flan. Généralement, on prend le rayon du poinçon inférieur à celui de la matrice.

➤ ***La vitesse d'emboutissage***

Elle se définit comme la vitesse du poinçon au moment de l'attaque de la tôle. Les transformations que subie le métal à froid entraînent un écrouissage de celui-ci dépendant de cette vitesse. Une vitesse trop faible, tend donc à générer un écrouissage trop important sur le métal, le rendant moins malléable. Une grande vitesse tend à empêcher la propagation de la force du poinçon jusqu'au niveau du flan. Cette altération pouvant alors se traduire par une rupture du flan.

D'après BLISS, il existe une vitesse optimale pour chaque métal :

- Pour l'acier : 200 mm/s
- Pour le zinc : 200 mm/s
- Pour les aciers doux : 280 mm/s
- Pour l'aluminium : 500 mm/s
- Pour le laiton : 750 mm/s

➤ ***La pression du serre-flan***

La suppression des plis est un des objectifs majeures de l'emboutissage. Le rôle du serre-flan consiste à empêcher la formation de plis sur le rebord du flan en exerçant une pression appropriée. La présence du serre-flan ne s'impose que si $d < 0,95 * D$ ou $e < 0,2 * (D-d)$.

Dans la pratique, il faut que le serre-flan soit bien trempé et rectifié. La pression est réglée à l'aide de clés dynamométriques, de ressorts ou de caoutchouc, en fonction de l'aspect de l'embouti :

- Si la paroi est sans plis et d'aspect brillant, la pression est adaptée.
- Si la paroi est bonne mais que les bords supportent des marques de dentures, c'est que la pression est trop faible.
- S'il se produit un déchirement lors de la descente du poinçon, c'est que la pression est trop importante.

Ainsi, pour un embouti cylindrique de diamètre d et de flan de diamètre D , la pression des ressorts ou du caoutchouc sera :

- Pour l'aluminium : $0,10 \text{ K}^8/\text{g}.\text{mm}^2$
- Pour le zinc : $0,12 \text{ K}^8/\text{g}.\text{mm}^2$
- Pour le laiton : $0,20 \text{ K}^8/\text{g}.\text{mm}^2$
- Pour les aciers inox : $0,20 \text{ K}^8/\text{g}.\text{mm}^2$
- Pour les aciers doux : $0,25 \text{ K}^8/\text{g}.\text{mm}^2$

Il est également possible de faire appel à une installation pneumatique ou hydraulique offrant un réglage de la pression plus facile qu'avec un dispositif à ressort ou en caoutchouc.

➤ **L'effort d'emboutissage**

L'effort nécessaire pour emboutir des pièces cylindriques dépend tout d'abord des diamètres de l'embouti et du flan primitif, de l'épaisseur et de la qualité de la tôle. Il dépend également de la pression de serre-flan, de la vitesse d'emboutissage, de l'arrondi de la matrice, du jeu entre poinçon et matrice et de la lubrification.

Il est difficile de tenir compte de tous ces facteurs dans la détermination de la pression du poinçon, c'est pourquoi il est commun d'employer les formules simplifiées suivantes :

$$\text{Pression partielle : } P_p = \pi * d * e * m * k \quad (\text{Kgf ou daN})$$

$$\text{Effort exercé par le serre-flan : } P_s = p * (D^2 - d^2) * \pi/4 \quad (\text{Kgf})$$

$$\text{Avec } m = d/D \quad \text{et} \quad k = \text{tension en traction (Kgf/mm}^2\text{)}$$

1.3.6.2. Paramètres liés à la tôle

➤ **La taille de la tôle**

Il est important de déterminer la taille du flan primitif pour d'une part économiser la matière et d'autre part faciliter l'emboutissage. La détermination des dimensions du flan a pour base l'égalité des volumes de l'embouti et du flan primitif.

Le diamètre du flan est alors donné par :

$$D^2 = 4 * S / \pi$$

où : S est la surface du flan

➤ **La lubrification**

Parmi les techniques permettant de maîtriser le frottement, l'adhésion et l'usure entre deux corps, la lubrification est certainement la plus courante et la plus anciennement pratiquée. Elle consiste à intercaler entre les deux corps, un troisième corps de faible scission

et de contrainte de rupture faible. Il est possible de faire un parallèle entre les fonctions du lubrifiant et les problèmes scientifiques rencontrés en emboutissage :

| Fonctions | Problèmes scientifiques |
|---|---|
| 1. Diminuer les efforts et énergies de mise en forme. | 1. Réduire le coefficient de frottement. |
| 2. Refroidir l'outillage. | 2. Augmenter le transfert thermique par convection et conduction. |
| 3. Réduire l'échauffement du métal. | 3. Diminuer la température de surface. |
| 4. Obtenir l'état de surface désiré. | 4. Rugosité varie dans le même sens que l'épaisseur. |
| 5. Minimiser l'usure de l'outillage. | 5. Limiter l'action des agents d'abrasion. |
| 6. Entraîner le produit. | 6. Assurer un niveau minimal de frottement. |
| 7. Lubrifier les parties annexes. | 7. Assurer la lubrification des paliers. |
| 8. Homogénéiser l'écoulement. | 8. Réduire les hétérogénéités de déformations. |
| 9. Eviter le collage produit/outil. | 9. Eviter l'adhésion métal/métal. |
| 10. Conserver le produit. | 10. Eviter la corrosion atmosphérique. |

Tableau I-2 : Fonctions des lubrifiants et les problèmes scientifiques liés.

Ainsi, une lubrification adaptée facilite l'écoulement de la tôle entre la matrice, le serre-flan et le poinçon. Cependant, la lubrification de la partie centrale du flan a un effet néfaste. On peut expliquer ce phénomène par le fait que lubrifier diminue l'adhérence entre le poinçon et les parois de l'embouti. L'effort est alors concentré sur le fond de l'embouti à proximité duquel il y a rupture. C'est pour cette raison qu'il n'est utile de lubrifier que la face du flan opposée au poinçon.

Dans le cas d'un poinçon de petit rayon, il est préférable de ne pas lubrifier voir même d'augmenter la rugosité du poinçon afin d'éviter une forte déformation par expansion localisée.

I.4. AUTRES ASPECTS DE L'EMBOUTISSAGE

La sécurité, en plus de l'aspect productif (les process) et des recherches en laboratoires (caractérisation de l'emboutissage), cette technique d'assemblage revêt des aspects plus lointains mais d'une grande importance dans l'industrie. On retiendra par exemples ses

avantages et ses inconvénients qui déterminent les domaines d'application, la modélisation d'emboutis et de leurs déformations par ordinateur et la sécurité.

1.4.1. Les limites

Par limite de l'emboutissage, on entend bien évidemment les différents défauts que peut présenter la pièce finale comme le montre la figure ci-dessous, mais aussi ce qui peut tendre à limiter l'utilisation de cette méthode.

1.4.1.1. La maîtrise des paramètres

Le premier aspect limitant de la mise en forme par emboutissage est comme il a été dit dans le chapitre précédent, la maîtrise des paramètres opératoires et de leurs interactions. De mauvais réglages tendent à entraîner un défonçage, la formation de plis, le blocage du poinçon en fond de course...

Ceci aboutit à de longs réglages des presses et des outillages entre chaque changement de séries, ce qui contribue à réduire la productivité et donc à augmenter le prix de revient de la pièce.

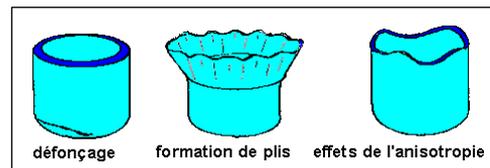


Figure I-18 : Les différents défauts de l'embouti.

1.4.1.2. Les formes

Les capacités et dimensions des presses permettent l'exécution de pièces de grandes dimensions (baignoire ; capot, toit et plancher de voitures...). Les limitations sont en fait d'ordre économique. La gamme de fabrication de la pièce doit limiter au maximum le nombre d'opérations et éviter autant que possible des recuits intermédiaires.

Il faut donc considérer des pièces de forme relativement simple sans pliage excessif afin de réduire les étapes de mise en forme et donc de garder une productivité suffisante.

1.4.1.3. La striction

L'apparition de la striction sur les tôles embouties est le principal phénomène limitant d'une opération d'emboutissage. Ce phénomène se traduit dès le début par un défaut visuel sous forme d'une sous-épaisseur locale et conduit très rapidement à la rupture.

1.4.1.4. Les tolérances

La précision sur le dimensionnement des pièces est liée aux tolérances de l'outillage et au retour élastique. L'entretien du poinçon et de la matrice doit donc être omniprésent.

Le recours à des artifices visant à atténuer l'effet du retour élastique et ce besoin constant de vérification de l'outillage tendent à diminuer la productivité.

1.4.1.5. L'état de surface

L'aspect peau d'orange lié à la taille des grains est un des risques dont dépend l'état de surface de la pièce finale.

Lors du rétreint, c'est le frottement important sous serre-flan et au rayon de la matrice qui provoque un grippage. Celui-ci s'accompagne d'un arrachement de particule sur la pièce dégradant l'état de surface.

1.4.1.6. La résistance des pièces

Les pièces embouties sont légères du fait de leur faible épaisseur et leur rigidité est relativement peu élevée. Cette dernière est généralement renforcée par l'écrouissage que la pièce a subie et par l'exécution de nervurages si nécessaire.

La résistance, quant à elle, peut être augmentée par l'utilisation de tôle d'acier haute résistance.

1.4.2. La modélisation

Les limites d'emboutissabilité étant souvent dépassées au cours des essais de mise au point de l'outillage, il est nécessaire de changer les outils lors du lancement de la production. Les coûts et les délais de fabrication étant ainsi augmentés. Afin de palier à ce phénomène, les industrielles font appel à un code de simulation numérique fondé sur les éléments finis.

Cette expertise devant simultanément répondre à plusieurs paramètres :

- Permettre un calcul en 2 ou 3 dimensions.
- Utiliser des éléments qui prennent en compte la flexion.
- Permettre des déformations très grandes.
- Utiliser une loi de comportement élastoplastique pour mieux prédire les effets du retour élastique.
- Tenir compte du contact avec frottement.

- Prévoir les défauts.
- Assurer une liaison avec les logicielles de C.A.O.

Deux points de vue sont présents dans la modélisation :

- Celle du flan (simulation des déformations et des risques de rupture sur le flan).
- Celle de l'outillage (modélisation des déformations, frottements et risques de dégradation du poinçon et de la matrice).

La modélisation de l'emboutissage conduit à des problèmes aux limites très compliquées du fait de la non linéarité de la loi de comportement, de la présence de grandes déformations et de l'évolution des conditions de contact avec frottement. De plus, la réussite d'un embouti implique des marges relativement étroites de variation de la géométrie de l'outillage et des paramètres technologiques. L'étude par ordinateur de tel processus demande donc des algorithmes robustes et stables, c'est à dire capables de prendre en compte

la variation des frottements, le retour élastique et les contraintes résiduelles après enlèvement de l'outil.

Ainsi les systèmes de simulation ont pour objectif de pousser le processus d'emboutissage jusqu'à ses limites sans augmenter le nombre de casses. En respectant les paramètres technologiques, on peut alors augmenter la capacité de production, réduire les coûts de fabrication et le temps d'élaboration de l'outillage.

1.4.3. Sécurité

La sécurité dans l'emboutissage possède deux aspects de même importance. Elle se doit d'une part de protéger les utilisateurs de presse et d'autre part d'assurer la qualité de la production et la sûreté du process.

1.4.3.1. La sécurité de la production

Pour assurer la sécurité du process et la qualité de la production, les transformateurs de tôles disposent aujourd'hui de technologies de plus en plus pointues. L'instrumentation des presses facilite la mise au point des paramètres de réglage, diminue du même coup les temps lors de changement de production, et préserve la machine et l'outillage en cas de surcharge ou de détection d'une anomalie.

Une première approche consiste à se pencher sur l'étude du point mort bas qui permet de détecter les problèmes liés à un bourrage, une surépaisseur de la tôle, un défaut d'avance....

Une seconde, tend à recueillir les données de différents capteurs, possédant chacun son domaine d'application. Les capteurs de déplacements mesurent la position de la coulisse et facilitent son réglage, tandis que les capteurs de positions détectent la présence ou l'absence ainsi que le bon positionnement du flan. Les systèmes sensibles à la pression servent à la surveillance des circuits hydrauliques et de la force de serrage, alors que les capteurs de force mesurent directement les déformations de la structure.

Une dernière approche réside dans la détection acoustique, pouvant être couplée à des capteurs et permettant une détection instantanée de casse d'outils.

Afin d'optimiser la sécurité du process ainsi que la qualité de l'embouti, il est important de contrôler les tôles en amont (séparation des « doubles tôles » par pelage, courbage ou accélération et la production en aval (éjection de la pièce hors de la matrice par poinçon, bras équipé de ventouses permettant de sortir la pièce de la presse...)).

1.4.3.2. La sécurité des manutentionnaires

La sécurité des ouvriers travaillant sur les presses est un élément important de la production. En effet, il est reconnu que la productivité se retrouve nettement améliorée lorsque le travail s'effectue en sécurité. Dans cette optique, tout utilisateur de presse doit se munir de 2 paires de gants (une fine anti-coupure à base de fibre de carbone et une épaisse contre la graisse) ainsi que des boules quiès (la nuisance sonore étant relativement importante. A ceci, viens s'ajouter des capteurs de mouvements posés sur les presses et permettant un arrêt instantané de l'appareillage lorsque quelque chose traverse le champ de surveillance (dans le cas où le poinçon est en mouvement) ou des capteurs de fermeture n'autorisant la mise en route du poinçon que dans certaines conditions.

Le mode de sécurité le plus répandu consiste en la présence de deux boutons d'activation du mouvement du poinçon. Ainsi, le manutentionnaire ne pourra activer la presse que dans le cas où il appuiera simultanément sur ces boutons. Ce système permet d'être sûr de ne pas faire descendre le poinçon par inadvertance.

Chapitre **II**

LOIS DE COMPORTEMENT EN ELASTICITE PLANE

LOIS DE COMPORTEMENT EN ELASTICITE PLANE

II.1. MODELES ANALOGIQUES

II.1.1. Introduction

L'observation n'est pas toujours possible ni suffisante pour étudier un phénomène réel. Les causes principales en sont le manque de moyens techniques, financiers ou théoriques. La simulation est alors d'un grand secours pour approfondir l'étude. La simulation est l'expérimentation sur un modèle du phénomène que l'on veut étudier [26].

r. Le modèle sur lequel s'appuie une simulation est fondé sur une théorie, c'est-à-dire une description abstraite de la réalité. Dans le cas où le problème physique est basé sur une théorie reconnue et éprouvée,

La simulation sert à évaluer ou à vérifier le comportement de l'objet d'étude. De tels modèles servent à dimensionner des ouvrages ou à établir des essais de laboratoire en génie civil par exemple. Quand la théorie n'est pas assurée, la simulation permet, par confrontation avec la réalité, de tester sa validité. Les modèles sont de deux types, numérique et analogique. De tels modèles existent dans beaucoup de disciplines mais nous nous limiterons ici à la description des simulations des phénomènes physiques.

II.1.2. Les simulations numériques

Les modèles numériques sont basés sur une formulation mathématique du problème à l'aide des lois de la physique et d'hypothèses complémentaires. Les résultats sont donnés par des solutions analytiques ou plus fréquemment par des calculs numériques sur ordinateur [27].

II.1.3. Les simulations analogiques

Les modèles analogiques sont des mécanismes physiques, présentant des analogies avec le phénomène décrit par la théorie. Ils sont utilisés lorsque les modèles numériques n'existent pas, ne sont pas assez performants ou ne sont pas utilisables par manque de calculateurs assez puissants [28].

II.1.4. L'élaboration d'un modèle

L'élaboration d'un modèle, numérique ou analogique, se fait en plusieurs étapes introduisant chacune, erreurs et incertitudes :

- Détermination des phénomènes et des paramètres
- Définition du prototype : caractéristiques dimensionnelles et structurelles
- Construction d'une théorie
- Réalisation du modèle

Pour un modèle numérique, aussi bien que pour un modèle analogique, la forme des équations issues de la théorie, donne avant toute résolution numérique et analogique, des renseignements sur les relations entre les variables du problème. L'étude de ces relations fait l'objet de l'analyse dimensionnelle, qui elle-même est à la base des théories de la similitude dimensionnelle [29].

II.1.5. Mécanismes physiques de déformation

Le comportement macroscopique observé est en fait le résultat de déformations locales à une échelle microscopique. Cet aspect microscopique est fondamental pour la compréhension physique des phénomènes [30].

II.1.5.1. Phénomènes observés

Déformations élastiques :

Elles correspondent à des variations des espaces inter - atomique et à des mouvements réversibles de dislocations. Ces déformations sont essentiellement instantanément réversibles .. la configuration initiale est retrouvée après décharge.

Déformations visqueuses :

Elles correspondent à la poursuite de la déformation alors que la charge est constante, il n'y a plus d'équilibre. Le temps et les vitesses de déformation jouent un rôle important dans les lois de comportement d'un matériau visqueux. Lors de ce phénomène favorisé par l'activation thermique, on parle d'écoulement de fluage.

Déformations permanentes :

Elles correspondent à des mouvements irréversibles des dislocations. Ces déplacements se font par glissement dans les plans cristallographiques (plan de plus grande densité d'atomes). En pratique ces déplacements ne modifient pas la structure cristalline, le volume reste inchangé, on parle d'incompressibilité plastique [31].

Écrouissage :

Ce phénomène aussi appelé consolidation correspond à une augmentation du nombre de point de blocage du mouvement des dislocations. Il vient contrecarrer l'augmentation du nombre de dislocations, et modifie le seuil au-delà duquel les déformations ne sont plus réversibles.

Restauration :

Ce phénomène aussi appelé recouvrance correspond à une recristallisation par regroupement de dislocations de signe opposé. Il se produit dans le temps et est favorisé par l'activation thermique.

II.1.5.2. Modèles analogiques

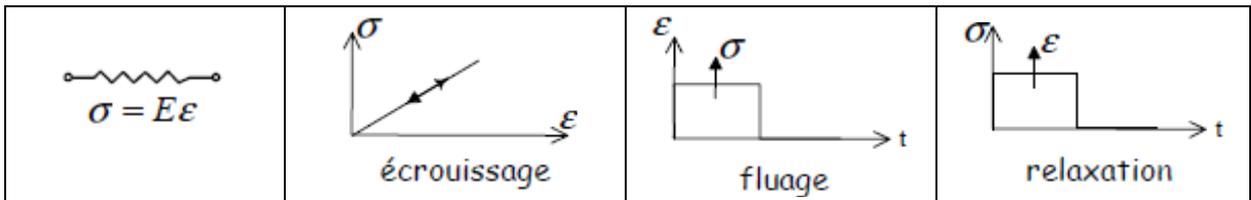
Ces modèles permettent d'avoir une image concrète simplifiée des équations traduisant les lois de comportement générales qui elles sont tensorielles. Les trois éléments mécaniques le plus utilisés sont :

| | | | |
|---------------|--|---------------------------------|----------------------------------|
| Ressort : | | Élasticité linéaire parfaite | $\sigma = E\varepsilon$ |
| Amortisseur : | | Viscosité linéaire newtonienne | $\sigma = \eta\dot{\varepsilon}$ |
| Patin : | | Modèle rigide plastique parfait | $ \sigma \leq \sigma_s$ |

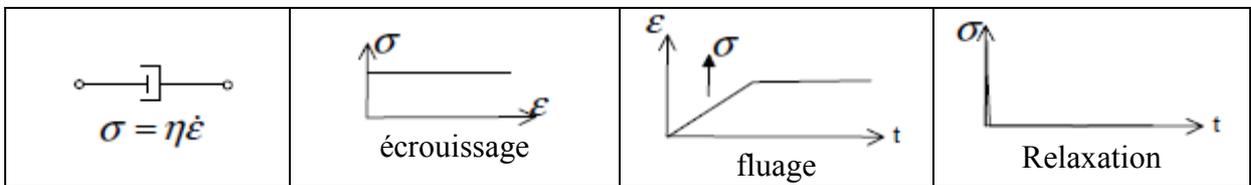
Modèles linéaires :

Ces modèles sont constitués d'assemblage de ressorts et d'amortisseurs linéaires.

Solide élastique parfait : $\sigma = f(\varepsilon)$ la réversibilité est instantanée, le tableau suivant donne l'allure caractéristique des courbes de réponses aux 3 types d'essais évoqués précédemment.



Viscosité parfaite : $\sigma = f(\dot{\varepsilon})$



Pour l'essai de fluage : $\sigma = \sigma_0 \rightarrow \varepsilon = \frac{\sigma_0}{\eta} t$

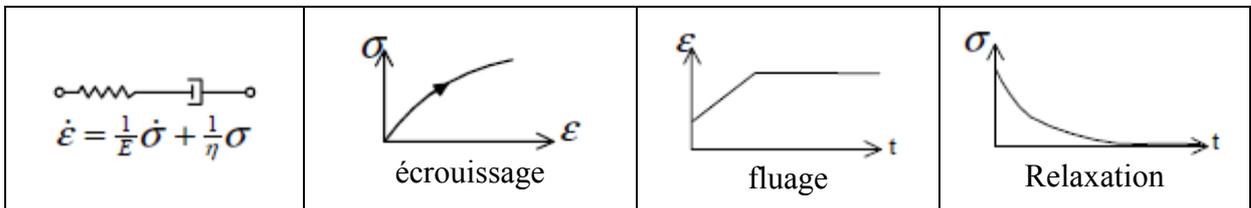
$\sigma = 0 \rightarrow \varepsilon = Cte = \varepsilon_1$: fluage illimité à t_∞

L'essai de relaxation est théoriquement impossible, on ne peut pas imposer instantanément une déformation au système, car à une vitesse ∞ correspond une contrainte ∞ . Ce que nous modéliserons par une «fonction de dirac ».

Solide visco-élastique : $\sigma = f(\varepsilon, \dot{\varepsilon})$

Différents modèles peuvent être proposés. Les deux plus simples sont constitués d'un montage en série ou en parallèle. Les allures des courbes de réponses sont données ci-dessous.

Modèle de Maxwell :



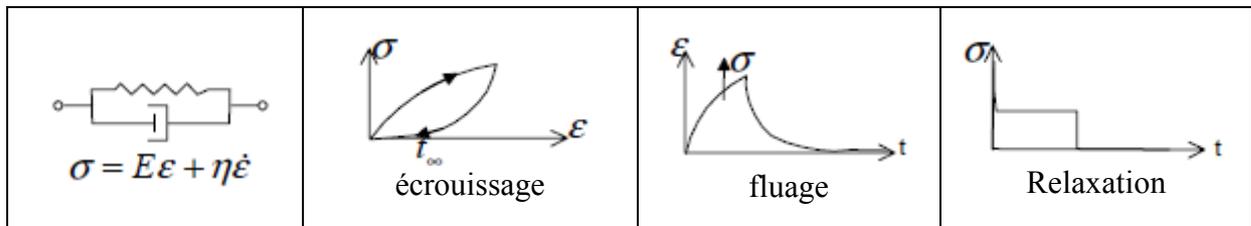
Pour l'essai de fluage : $\sigma = \sigma_0 \rightarrow \varepsilon = \frac{\sigma_0}{\eta} t + \frac{\sigma_0}{E}$

$\frac{\sigma_0}{E}$: représente une déformation instantanée.

$\sigma = 0 \rightarrow \varepsilon = Cte = \varepsilon_1$: fluage illimité à t_∞

L'essai de relaxation : $\varepsilon = \varepsilon_0 \rightarrow \sigma = E\varepsilon_0 e^{-\frac{t}{\eta}}$: relaxation complète à t_∞

Modèle de Kelvin-Voigt :



Pour l'essai de fluage : $\sigma = \sigma_0 \rightarrow \varepsilon = \frac{\sigma_0}{E} \left(1 - e^{-\frac{t}{\eta}} \right)$

$\sigma = 0 \rightarrow \varepsilon = \varepsilon_1 e^{-\frac{t}{\eta}}$: fluage limité dans le temps.

L'essai de relaxation est théoriquement impossible, on ne peut pas imposer instantanément une déformation au système (vitesse ∞ contrainte ∞)

D'autres modèles plus complexes peuvent être construits sur le même principe, mais ce n'est pas l'objectif de ce cours.

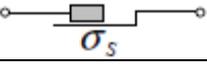
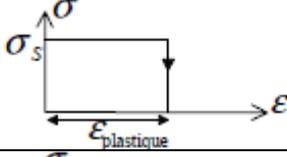
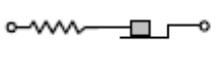
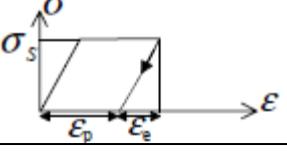
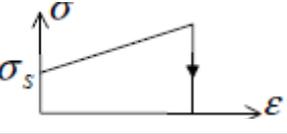
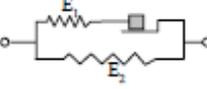
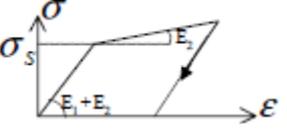
Modèles non linéaires :

La non linéarité peut venir :

- du comportement du ressort ou de l'amortisseur ;
- de l'introduction d'un patin.

Toute combinaison comportant un élément non linéaire aura un comportement non linéaire.

Dans le tableau suivant nous donnons l'allure de la courbe de réponse à l'essai d'érouissage

| Analogie mécanique | Modèles de comportement | Essai d'érouissage |
|---|--|--|
|  | Rigide Plastique Parfait RPP |  |
|  | Élasto-Plastique Parfait EPP |  |
|  | Rigide Plastique avec Érouissage RPE |  |
|  | Élasto-Plastique avec Érouissage EPE |  |

II.2. ELASTICITE PLANE ET LOI DE COMPORTEMENT

II.2.1. Historique

Il semble que les premières analyses mathématiques de la résistance des solides à la rupture aient été faites par Galilée (1564-1642) dans son ouvrage [32]. «Discorsi e Dimostrazioni matematiche» publié en 1534 (figure 1a).

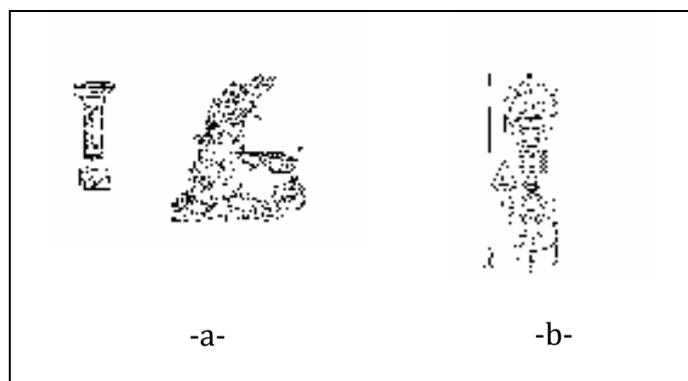


Figure II-1 : Dessins de Gaulée pour illustrer l'essai de traction et l'essai de flexion (a) Schémas dus à Hooke décrivant ses expériences (b).

En Angleterre et en France, à la fin du 17^{ème} siècle, Hooke et Mariotte découvraient presque simultanément la relation entre déformations et contraintes en élasticité. Vers 1660, Hooke découvrit la loi entre l'allongement d'un ressort et la force qui lui est appliquée (figure II-2). En fait, Hooke n'appliqua pas ses idées au problème de la flexion des poutres entrevu par Galilée (figure II-1). C'est Mariotte qui, en 1680, publia la même loi et expliqua la différence entre fibres tendues et fibres comprimées dans une poutre en flexion. Ce n'est qu'en 1807 que Young (1773-1829) introduisit la notion de module d'élasticité.

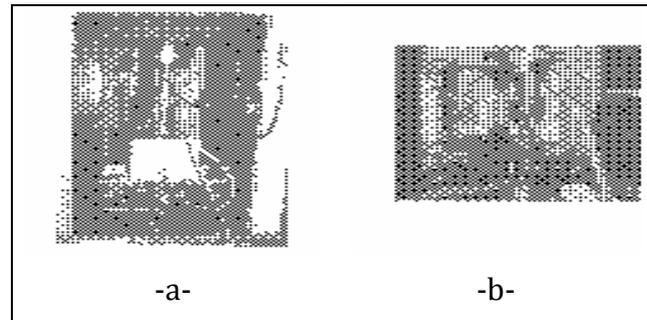


Figure II-2 : Machine de traction avec montage, four fermé (a)
et four ouvert (b)

L'essai de traction est le test le plus couramment utilisé pour caractériser le comportement mécanique d'un matériau, et donc établir sa « loi de comportement ».

Dans ce chapitre, nous nous intéressons uniquement à la partie OA (déformation élastique) de la courbe “force-allongement”. Les parties AB (déformation plastique homogène) et BC (déformation plastique localisée) n'entrent pas dans le cadre de ce chapitre. Nous nous plaçons de plus dans ce paragraphe dans le cas d'un matériau “isotrope”, c'est-à-dire qui possède les mêmes propriétés dans toutes les directions.

II.2.2. Introduction

Dans la pratique, l'élasticité linéaire est certainement l'une des lois de comportement la plus facilement employée. Elle s'applique, dans de nombreux cas à des matériaux isotropes sous réserve que le niveau de contrainte ne soit pas trop élevé.

Mais la théorie de l'élasticité linéaire peut aussi s'appliquer à des matériaux non isotropes, Toutefois la loi que nous utiliserons sera limitée à des matériaux isotropes, c'est à dire que la formulation de cette loi de comportement doit être identique quel que soit le référentiel utilisé, lié ou non au matériau étudié.

L'élasticité linéaire concerne les petites déformations proportionnelles à la sollicitation. Dans cette gamme, l'allongement est proportionnel à la force dans le cas d'un étirement, et l'angle est proportionnel au couple dans le cas d'une torsion [33].

Aux plus grandes déformations, l'élasticité devient non linéaire pour certains matériaux.

II.2.3. Déformation élastique

II.2.3.1. Définition

La **déformation élastique** est une déformation réversible : le milieu retourne à son état initial lorsque l'on supprime les sollicitations et ses dimensions changent.

II.2.3.2. Limite élastique conventionnelle

A la différence de la limite élastique R_e , la limite élastique conventionnelle est définie comme étant la limite obtenue quand la déformation atteint 0.2% de la longueur initiale par contre la limite élastique est la contrainte délimitant le domaine élastique des autres domaines limite et définie le domaine de validité de la loi de Hooke.

Le physicien britannique Thomas Young (1773-1829) avait remarqué que le rapport entre la contrainte de traction appliquée à un matériau et la déformation qui en résulte (un allongement relatif) est constant, tant que cette déformation reste petite et que la limite d'élasticité du matériau n'est pas atteinte. La loi d'élasticité est la loi de Hooke :

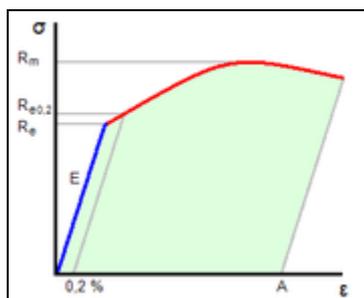


Figure II-3 : Diagramme contrainte-déformation $\sigma = E\varepsilon$.

où :

- σ est la contrainte (en unité de pression),
- E est le module de Young (en unité de pression),
- ε est l'allongement relatif (adimensionnel).

Le module de Young est la contrainte mécanique qui engendrerait un allongement de 100 % de la longueur initiale d'un matériau (il doublerait donc de longueur), si l'on pouvait

l'appliquer réellement : dans les faits, le matériau se déforme de façon permanente, ou se rompt, bien avant que cette valeur soit atteinte.

Un matériau dont le module de Young est très élevé est dit rigide. L'acier, l'iridium, le diamant, sont des matériaux très rigides, l'aluminium et le plomb le sont moins, les matières plastiques et organiques sont généralement peu rigides. Il ne faut cependant pas confondre élasticité et rigidité puisque la raideur d'une poutre par exemple dépend de son module de Young mais aussi du moment d'inertie de sa section.

II.2.3.3. Domaine d'élasticité

Dans ce chapitre nous étudierons plus en détail le comportement des matériaux dans le régime élastique. Ce régime concerne l'utilisation des structures dans la vie courante sans déformations permanentes (ponts, voitures, avions, trains, structures du génie civil, ...).

II.2.4. Comportement élastique des matériaux

Il correspond à de petits déplacements réversibles des atomes autour de leur position d'équilibre dans le réseau cristallin. Sous l'action d'une force, les atomes s'écartent. Une réaction due aux forces de liaison tendant à les rapprocher provoque la réaction.

Pour les matériaux métalliques et les polymères non étirés et non renforcés, les caractéristiques d'élasticité sont indépendantes de la direction et le comportement élastique est linéaire.

II.2.5. Comportement plastique

Lorsque la limite d'élasticité est dépassée, les atomes du réseau cristallin ont changé de place sous l'action d'un effort de cisaillement.

La prise en compte des défauts du cristal, notamment des dislocations, est indispensable pour comprendre le comportement plastique.

Lorsqu'une déformation plastique est provoquée, on constate que la résistance à la déformation augmente car :

- les dislocations interagissent entre elles
- de nouvelles dislocations prennent naissance, venant augmenter les interactions

Cette augmentation de la résistance à la déformation plastique est l'écrouissage.

Si on relâche l'effort qui a provoqué la plasticité, on constate un retour élastique : le domaine élastique s'étend jusqu'à la contrainte qui était appliquée précédemment, ce qui se traduit par une augmentation de la limite élastique.

II.2.6. Modèle mathématique

Soumis à une contrainte, le matériau se déforme de manière linéaire par rapport à cette contrainte pourvu que la déformation engendrée soit faible. Lorsque la contrainte est supprimée, le matériau revient dans son état standard de manière réversible. Ce comportement observé pour tous les matériaux est dit élastique. Si la déformation dépasse un certain seuil deux comportements sont observés matériaux fragiles. Le matériau rompt avant d'avoir quitté le régime élastique. La rupture dite fragile-matériaux ductiles Au-delà du régime élastique (marqué par la limite d'élasticité ou yield strength) apparaît le régime plastique. La figure 1 montre l'état des contraintes dans une déformation élastique plane [34].

II.2.7. Les équations gouvernantes dans un problème d'élasticité plane

Considérons un élément rectangulaire infiniment petit en état d'équilibre statique en 2D comme montré dans la figure II-4, l'équation d'équilibre est donnée par l'expression suivante :

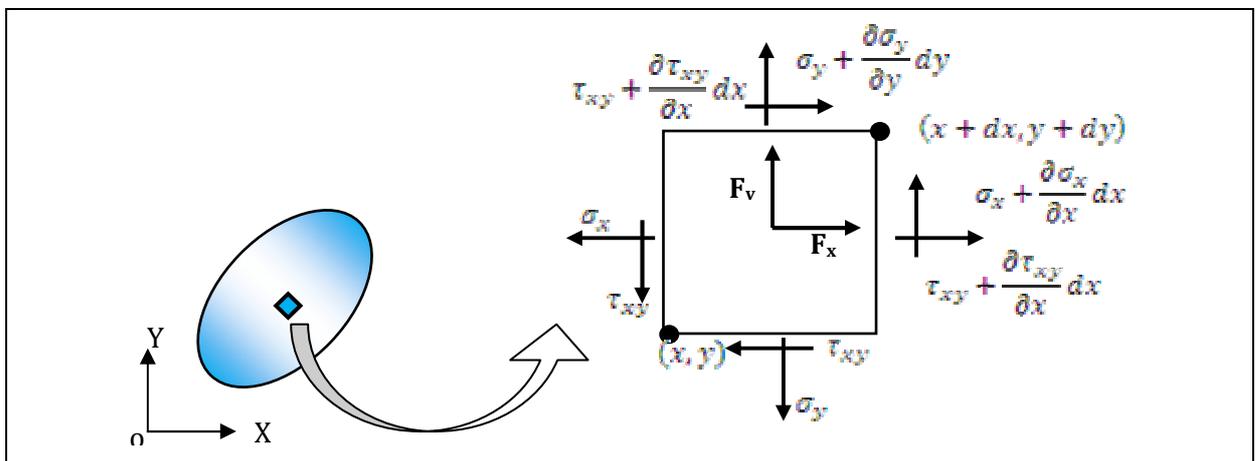


Figure II-4 : Etat de contrainte d'un élément en déformation plane.

où : σ_x et σ_y : sont les contraintes normales dans les directions X et Y respectivement
 τ_{xy} : est la contrainte de cisaillement dans le plan $x-y$

Si le matériau est homogène, isotrope, si la transformation est continue, infinitésimale, monotherme réversible, si le domaine ne subit aucune transformation chimique, ni de changement d'état, si le comportement est linéaire, alors nous avons les relations suivantes.

II.2.7.1. Equation d'équilibre

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + F_x = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + F_y = 0 \end{cases}$$

Dans le cas général la loi de comportement est de la forme : **[36]**

$$\begin{aligned} \bar{\sigma} &= \bar{\sigma}^0 + 2\mu\bar{\varepsilon} + \left(\lambda \text{tr}(\bar{\varepsilon}) - \beta(T - T^0) \right) \\ \bar{\varepsilon} &= \frac{1+\nu}{E} \left(\bar{\sigma} - \bar{\sigma}^0 \right) + \left[\alpha(T - T^0) \frac{\nu}{E} \text{tr}(\bar{\sigma} - \bar{\sigma}^0) \right] \end{aligned}$$

avec : $\bar{\sigma}$: Tenseur des contraintes dans la configuration initiale.
 T^0 : Température dans la configuration initiale.

et avec les relations

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{E}{2(1+\nu)} = G && \text{Premier coefficient de Lamé = Module de Coulomb} \\ \lambda &= \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} && \text{Deuxième coefficient de Lamé} \\ E &= \frac{\mu(3\lambda + 2\mu)}{\lambda + \mu} && \text{Module d'Young} \\ \nu &= \frac{\lambda}{2(\lambda + \mu)} && \text{Coefficient de Poisson} \\ \alpha &= \frac{\beta}{3\lambda + 2\mu} && \text{Coefficient de dilatation thermique linéaire} \end{aligned}$$

Dans le cas d'une transformation isotherme à partir d'un état initial naturel (sans contraintes initiales), les formules prennent les expressions suivantes :

$$\begin{aligned}\bar{\sigma} &= 2\mu\bar{\varepsilon} + \lambda \text{tr}(\bar{\varepsilon}) \\ \bar{\varepsilon} &= \frac{1+\nu}{E}\bar{\sigma} - \left[\frac{\nu}{E} \text{tr}\bar{\sigma} \right]\end{aligned}$$

En notation indicielle, on obtient, dans n'importe quelle base (isotropie du comportement):

$$\begin{aligned}\sigma_{ij} &= 2\mu\varepsilon_{ij} + \lambda\theta\delta_{ij} = \frac{E}{1+\nu}\varepsilon_{ij} + \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}\varepsilon_{kk}\delta_{ij} \\ \varepsilon_{ij} &= \frac{1+\nu}{E}\sigma_{ij} - \frac{\nu}{E}I_1\delta_{ij} = \frac{1}{2\mu}\sigma_{ij} - \frac{\lambda}{2\mu(2\mu+3\lambda)}\sigma_{kk}\delta_{ij}\end{aligned}$$

On peut facilement constater avec ces relations que les bases principales de l'état de déformation et de l'état de contrainte sont confondues.

La loi de comportement n'est caractérisée que par deux grandeurs indépendantes, par exemple les coefficients de Lamé ou le module d'Young et le coefficient de Poisson. Généralement on préfère employer ces deux dernières grandeurs que l'on peut facilement déterminer par un simple essai de traction [35].

Le tableau suivant donne certaines de ces valeurs pour une température de 20°C:

| Matériaux | Module d'Young (GPa) | Coefficient de Poisson | Masse Volumique (kg/dm ³) |
|-----------------------|----------------------|------------------------|---------------------------------------|
| Acier de construction | 210 | 0,285 | 7,8 |
| Acier Inox 18-12 | 203 | 0,29 | 7,9 |
| Fonte grise | 90 à 120 | 0,29 | 7,1 à 7,2 |
| Alliage TA6V | 105 | 0,25 | 7,8 |
| Aluminium | 71 | 0,34 | 2,6 |
| Zinc | 78 | 0,21 | 7,15 |
| Titane | 105 | 0,34 | 4,5 |
| Verre | 60 | 0,25 | 2,8 |
| Béton en compression | 10 à 13 | 0,15 | 2 à 2,4 |
| Caoutchouc | 0,2 | 0,5 | 1,8 |
| Bois (pin) | 7 | 0,2 | 0,4 |
| Marbre | 26 | 0,3 | 2,8 |
| Graphite | 250 à 350 | 0,3 à 0,4 | 1,75 à 1,92 |
| Elastomère | 0,2 | 0,5 | 1 |

(Valeurs données dans l'ouvrage de G. DUVAUT)

II.2.7.2. Matériau isotrope en élasticité linéaire

Le matériau est dit isotrope, si le comportement considéré (mécanique, électrique, magnétique) ne dépend pas de la direction de sollicitation. L'isotropie du matériau est une

hypothèse très forte. Le comportement du matériau dépend de sa microstructure. Or cette microstructure est formée au cours de l'élaboration du matériau. Ainsi un matériau peut révéler un comportement isotrope ou fortement anisotrope suivant l'élaboration qu'il a subit.

II.2.7.3. La loi de HOOKE complète pour un matériau isotrope

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xy} \end{bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1+\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1+\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1+\nu \end{bmatrix}$$

II.2.8. Critères de limite élastique

La loi de comportement que nous venons de définir admet malheureusement des limites. Dans pratiquement toutes les expériences, on constate en effet que, lorsque les efforts appliqués sont trop grands, le matériau perd ses qualités d'élasticité et qu'il subsiste des déformations permanentes appelées déformations plastiques. L'ingénieur est alors soumis à deux contradictions : assurer un prix de revient minimal, c'est à dire employer le moins de matière possible, et définir une structure performante et résistante, c'est à dire utilisant beaucoup de matière. Il est donc nécessaire pour lui de se trouver constamment à la frontière entre ces deux contraintes et pour cela il lui faut donc avoir les éléments qui définissent cette frontière.

II.2.9. Les différents critères

La détermination d'un critère est particulièrement délicate. Il n'existe malheureusement pas de critère universel qui intègre tous les résultats expérimentaux. Même si il était possible de déterminer un tel critère, il est à craindre que le coût d'établissement et le coût d'utilisation ne seraient pas admissibles industriellement.

En effet la détermination des différentes limites élastiques associées aux différents essais fait appel à des machines d'essai plus ou moins sophistiquées qui peuvent être onéreuses. Aussi on préfère utiliser des critères qui ne font appel qu'à un ou deux essais et qui sont plus simples à mettre en œuvre. On est alors parfaitement conscient que l'on perd de la précision, mais il faut relativiser cette perte vis à vis des incertitudes de mesures

expérimentales des limites élastiques, ou de détermination des grandeurs caractéristiques de la loi de comportement.

II.2.9.1. Le critère de Von Mises

Ce critère est basé sur le dernier constat concernant la compression isotrope et sur l'énergie de déformation. Comme il n'y a aucune limite, il faut que ce critère permette de quantifier une énergie de déformation qui ne dépende pas de la compression isotrope.

En se basant sur les résultats obtenus par l'expérience, à savoir que l'on modifie le volume sans modifier la forme, on peut montrer que le tenseur des contraintes, comme le tenseur des déformations, est purement sphérique. Les parties déviatoriques sont nulles.

L'idée associée au critère de Von Mises est donc de limiter l'énergie de déformation élastique déviatorique, c'est à dire celle obtenue à partir des tenseurs déviateurs.

On a vu que l'énergie de déformation avait l'expression infinitésimale suivante :

$$dW_{def} = \int_D \overline{\overline{\sigma}} \otimes \overline{\overline{d\varepsilon}} dv = \int_D \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij} dv$$

Avec une loi de comportement élastique linéaire on obtient :

$$W_{def} = \frac{1}{2} \int_D \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} dv = \frac{1}{2} \int_D \overline{\overline{\sigma}} \otimes \overline{\overline{\varepsilon}} dv$$

Avec la décomposition en partie sphérique et déviatorique, on obtient :

$$W_{def} = \frac{1}{2} \int_D tr(\overline{\overline{\sigma}}_S \otimes \overline{\overline{\varepsilon}}_S) dv + \frac{1}{2} \int_D tr(\overline{\overline{\sigma}}_D \otimes \overline{\overline{\varepsilon}}_D) dv = (W_{def})_S + (W_{def})_D$$

Pour le critère de Von Mises on a :

$$\left(\frac{W_{def}}{dv} \right)_D = \frac{1}{2} tr(\overline{\overline{\sigma}}_D \otimes \overline{\overline{\varepsilon}}_D) = \frac{1}{2} tr[(\sigma_{ij})_D (\varepsilon_{ij})_D] \leq K$$

En tenant compte des résultats donnés par l'essai de traction et en exprimant l'énergie de déformation déviatorique en fonction de l'état de contrainte, on obtient :

$$tr(\overline{\overline{\sigma}}_D^2) \leq \frac{2}{3} \sigma_e^2$$

En fonction des contraintes principales on a :

$$(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{III} - \sigma_I)^2 \leq 2\sigma_e^2$$

Selon la forme du tenseur des contraintes, le critère de Von Mises prendra des écritures différentes. Dans le cas général, il s'écrit de la manière suivante :

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2 + \sigma_{23}^2)}$$

La contrainte équivalente doit bien sur être inférieure à la contrainte d'écoulement plastique pour rester dans le domaine élastique du matériau.

Ce critère, qui vérifie particulièrement bien le cas de la compression hydrostatique, présente l'inconvénient d'être symétrique en traction et en compression. Il ne permet pas de prendre en compte une différence entre la limite élastique en traction et la limite élastique en compression. Son principal intérêt réside dans sa simplicité d'usage.

II.2.9.2. Le critère de Tresca

Ce critère est basé sur une limitation du cisaillement en un point. Il revient en fait à limiter le rayon du plus grand des cercles de Mohr et de ce fait il est particulièrement bien adapté à des sollicitations de cisaillement comme la torsion d'une poutre.

Son expression est simplement donné en contraintes principales ordonnées par la formule :

$$\frac{\sigma_I - \sigma_{III}}{2} \leq \tau_e$$

Comme pour le critère de Von Mises, on se trouve devant un critère simple à définir et à mettre en œuvre mais qui ne permet pas de prendre en compte la complexité des différents résultats d'essais. En particulier, comme pour le critère précédent, on constate qu'il n'y a aucune limitation à une sollicitation de traction isotrope, ce qui va à l'encontre des résultats expérimentaux.

Chapitre **III**

***SINGULARITES
GEOMETRIQUES***

SINGULARITES GEOMETRIQUES

III.1. METHODE DES ELEMENTS FINIS

III.1.1. Introduction

La méthode des éléments finis fait partie des outils de mathématiques appliquées. Il s'agit de mettre en place, un algorithme discret mathématique permettant de résoudre une équation aux dérivées partielles ou EDP sur un domaine compact avec conditions aux bornes et/ou dans l'intérieur du compact [36].

Il s'agit donc avant tout de la résolution d'un problème discrétisé, les solutions du problème vérifient des conditions d'existence plus faibles que celles des solutions du problème de départ.

Comme de nombreuses autres méthodes numériques, outre l'algorithme de résolution en soi, se posent les questions de qualité de la discrétisation :

- Existence de solutions,
- Unicité de la solution,
- Stabilité,
- Convergence, Et bien sûr: mesure d'erreur entre une solution discrète et une solution unique du problème initial.

III.1.2. Principe général

La méthode des éléments finis permet donc de résoudre de manière discrète une EDP dont on cherche une solution approchée "suffisamment" fiable.

Cette EDP porte sur une fonction u , définie sur un domaine. Elle comporte des conditions aux bords permettant d'assurer existence et unicité d'une solution.

La discrétisation passe par la définition d'un espace de fonctions tests approprié, Cela nécessite la définition d'un maillage du domaine en fragments quelconques : les éléments finis [37].

Usuellement les éléments finis sont de forme triangulaire ou rectangulaire.

III.1.3. La méthode des éléments finis pour la résolution d'un problème d'élasticité plane

Un problème d'élasticité est résolu si l'on connaît le vecteur déplacement en tout point du solide. Notre problème est donc défini par un nombre infini de paramètres. Un tel système est dit continu.

La méthode des éléments finis remplace le système continu par un modèle discret caractérisé par un nombre fini de paramètres [38].

Les principales étapes de la méthode des éléments finis sont

- 1- La géométrie est décomposée en domaines de forme géométrique simple (les éléments) reliés entre eux en des points appelés nœuds. L'élément utilisé sera le triangle à trois nœuds.
- 2- Le champ de déplacements dans chaque élément est défini en fonction des déplacements des nœuds de l'élément. On en déduit l'état de déformation et l'état de contrainte en tout point de l'élément ainsi que l'énergie de déformation de l'élément et sa matrice de rigidité.
- 3- La matrice de rigidité globale est construite à partir des matrices de rigidité élémentaires.
- 4- Après mise en place des conditions aux limites et des charges, on calcule les déplacements inconnus puis, dans chaque élément, les déformations et les contraintes.

Les déplacements nodaux sont les inconnues du problème. Cette méthode qui consiste à prendre les déplacements nodaux comme inconnues du problème s'appelle la **méthode des déplacements** [39].

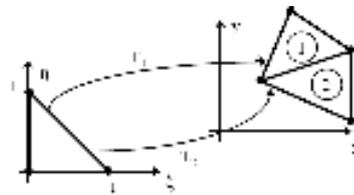
III.1.4. Quelques exemples d'éléments de maillage

III.1.4.1. Élément Fini de membrane

Élément de membrane triangulaire

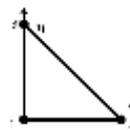


Éléments isoparamétriques

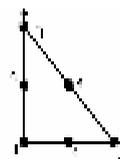


III.1.4.2. Éléments triangulaires de Lagrange

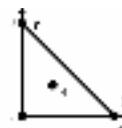
Élément de Lagrange à 3 nœuds



Élément de Lagrange à 6

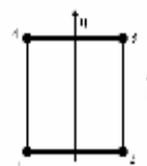


Élément de Hermite à 4 nœuds

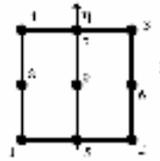


III.1.4.3. Éléments quadrangulaires de Lagrange :

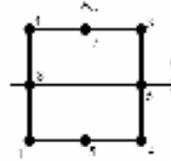
Élément de Lagrange à 4 nœuds :



Elément de Lagrange à 9 nœuds



Lagrange à 8 nœuds



III.1.5. Conclusion

La Méthode des Eléments Finis (MEF) est donc un outil bien maîtrisé actuellement, tant d'un point de vue recherche et développement que d'un point de vue utilisation dans l'industrie. C'est une méthode robuste qui a fait ses preuves, mais les défis d'aujourd'hui et de demain présentent de nouveaux enjeux et trouvent des limites à la MEF [40].

III.2. SINGULARITES GEOMETRIQUES

III.2.1. Introduction

Lorsqu'on roule tranquillement sur l'autoroute, le principal problème est de ne pas rater la bonne sortie. Avant de traverser un carrefour, c'est de pouvoir vérifier que le croisement n'est pas saturé. Ainsi, c'est autour des branchements qu'on se doit d'être le plus vigilant.

En mathématiques et plus particulièrement en géométrie, c'est un peu la même chose : quand on cherche à comprendre la structure d'objets ou de modèles mathématiques, il y a des endroits qui attirent l'attention, où il se passe des choses intéressantes, qu'on appelle des singularités,

III.2.2. Modélisation et influence des singularités

Dans ce chapitre nous allons montrer l'influence des singularités sur le comportement des tôles en utilisant le logiciel ANSYS qui permet de modéliser les différentes structures présentant des formes géométriques complexes. Les modèles géométriques appliqués constituent un ensemble de singularités ayant des formes géométriques de base.

Pour cela nous avons choisis différentes formes géométriques en supposant la valeur de la surface constante et voir quelle est la forme géométrique pour laquelle la structure résiste mieux en comparant la valeur de la contrainte de VON MISES résultante pour chaque cas étudié.

L'étude portera sur une plaque de longueur 1000 mm, de largeur 500 mm, et d'épaisseur 20 mm percée d'un trou circulaire de rayon « $R = 100$ mm » (voir figure 1) et soumise à une sollicitation en traction suivant l'axe X d'un côté et encastrée de l'autre côté. La plaque est en état de contraintes planes. Le rayon du trou est supposé grand devant les dimensions de la plaque. On ne peut pas donc négliger l'influence du trou sur l'état des contraintes

Les propriétés mécaniques de la plaque sont les suivantes :

- Matériau utilisé : acier standard
- Limité élastique : $2,5 \times 10^8$ Pa
- Coefficient de poisson : 0,3
- Module de Young : 2×10^{11} Pa
- Force appliquée : 100 Mpa

III.2.2.1. Plaque présentant un cercle au centre

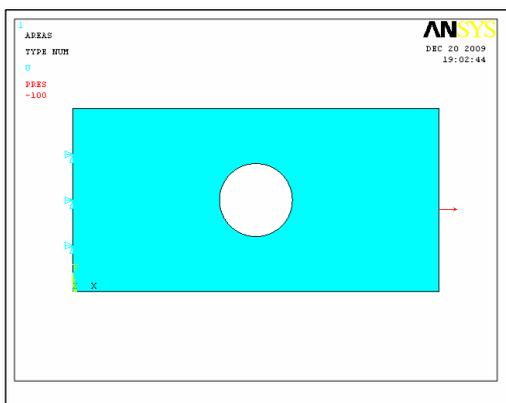


Figure III-1 : Plaque sous chargement.

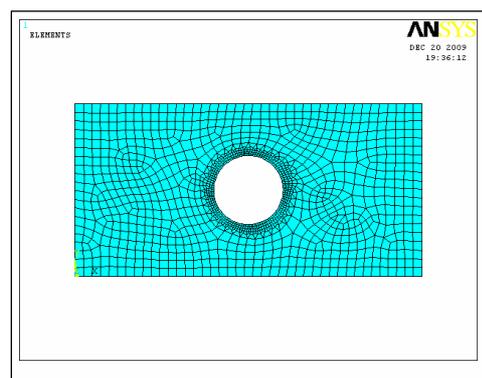


Figure III-2 : Maillage de la plaque.

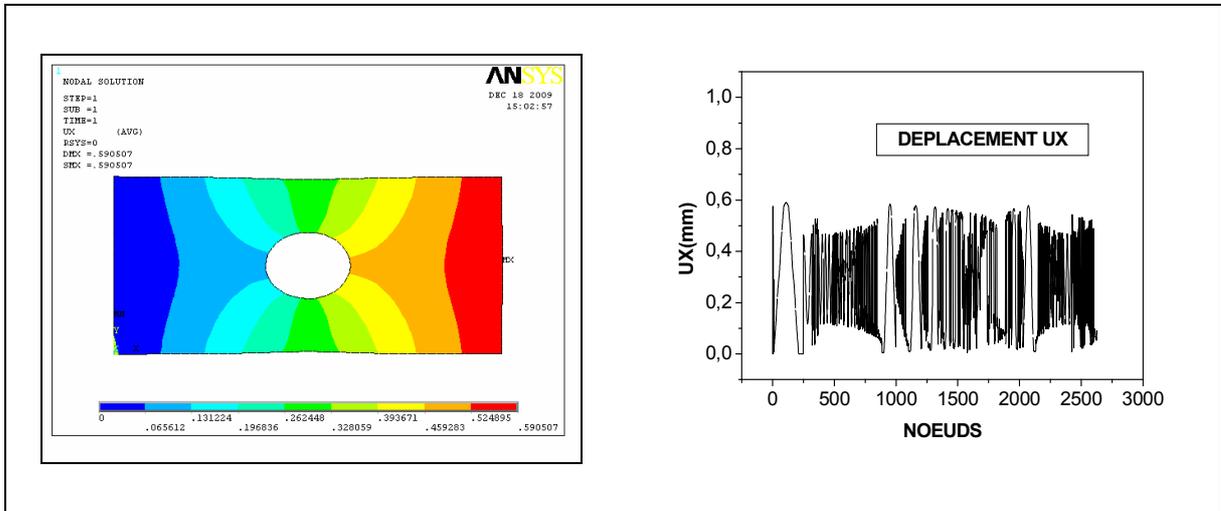


Figure III-3 : Déplacement de la structure suivant x.

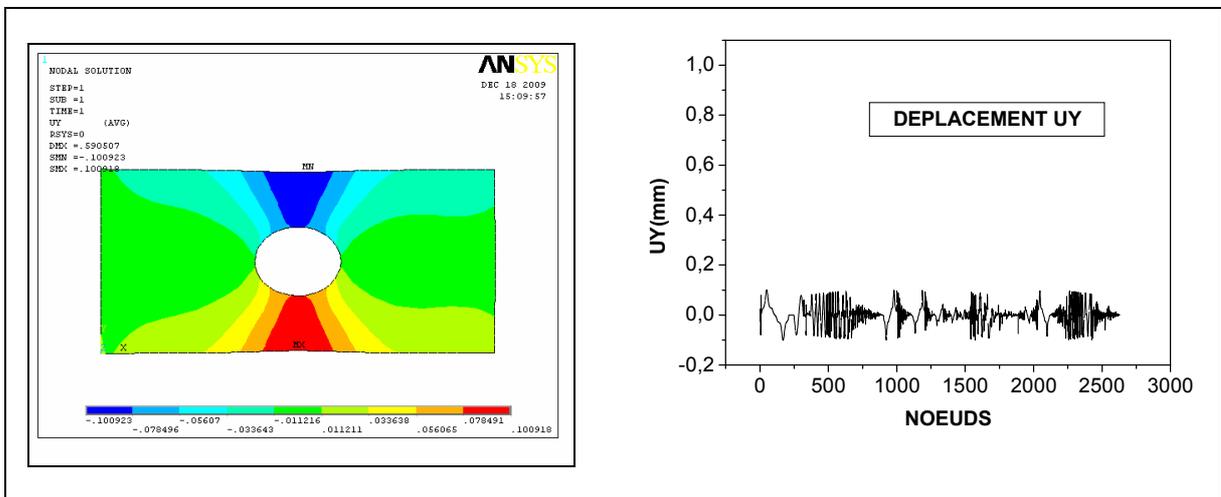


Figure III-4 : Déplacement de la structure suivant y.

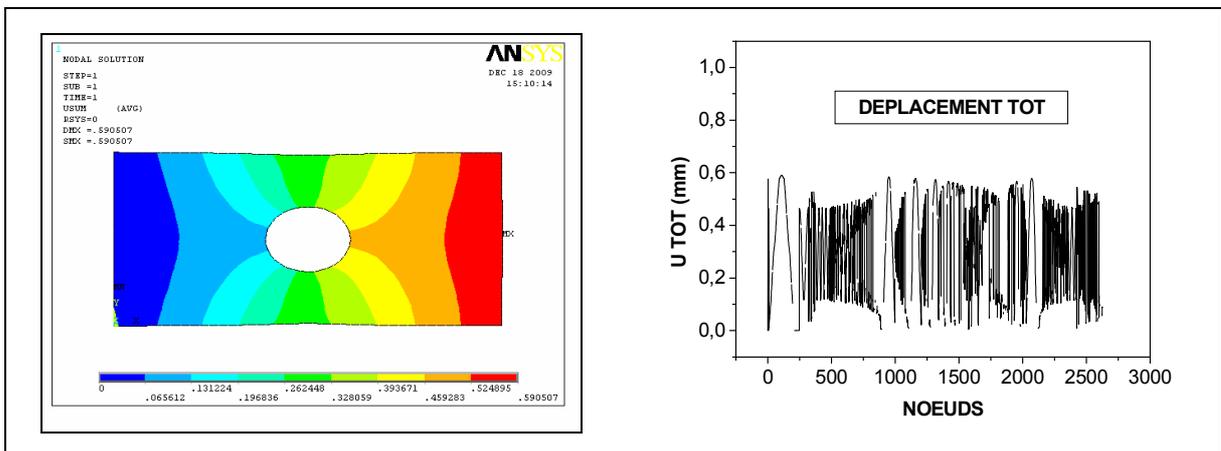


Figure III-5 : Déplacement total de la structure.

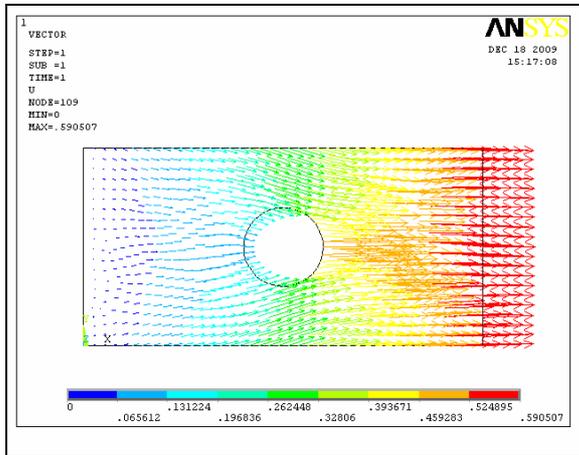


Figure III-6 : Vecteur déplacement de la structure.

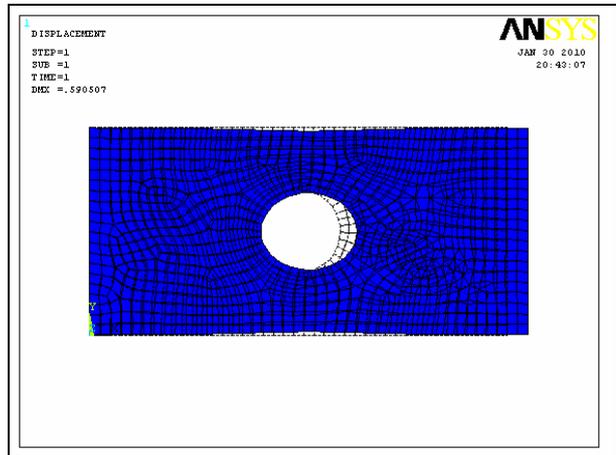


Figure III-7 : Déplacement de la structure.

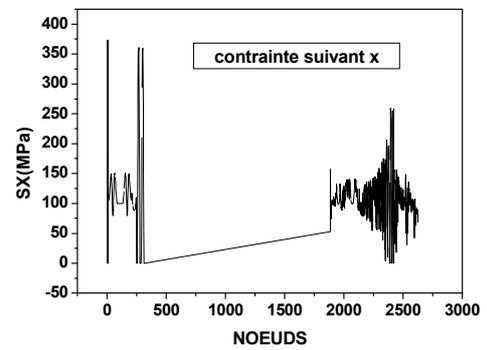
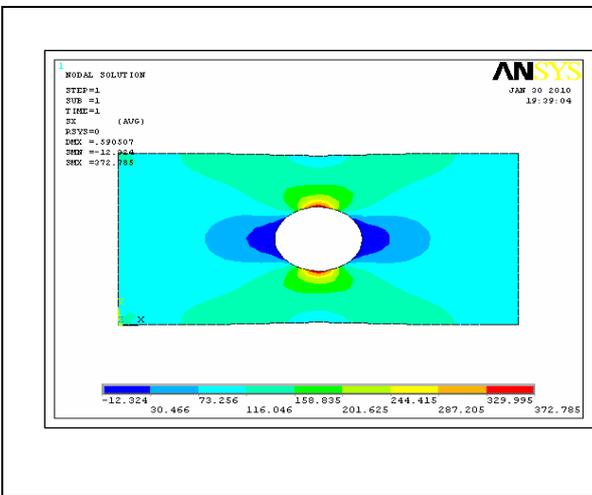


Figure III-8 : Contrainte suivant x.

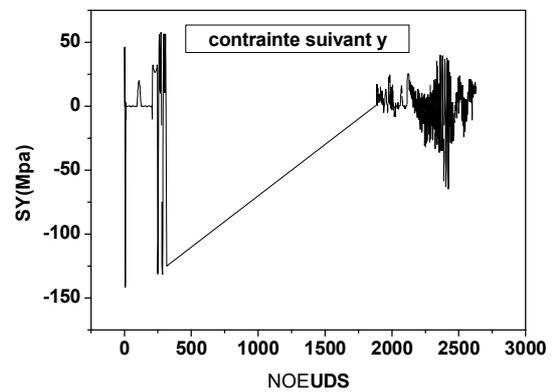
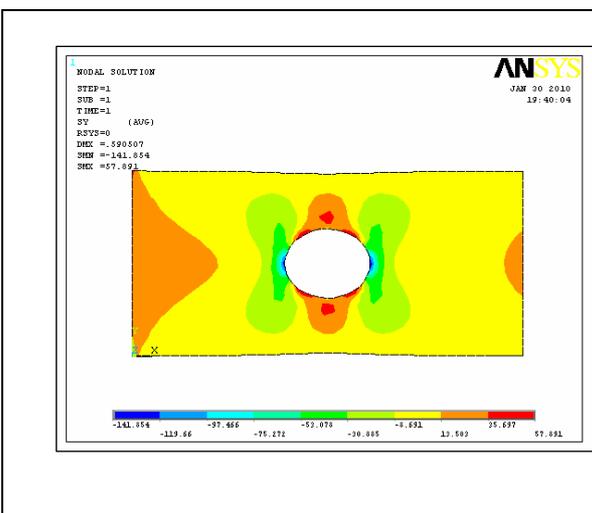


Figure III-9 : Contrainte suivant y.

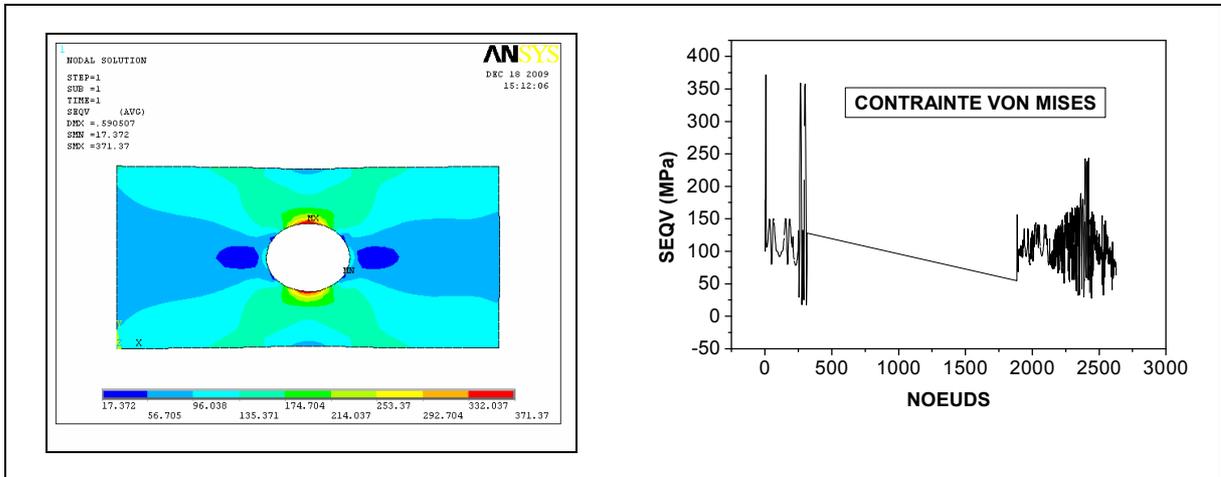


Figure III-10 : Contrainte de VON MISES avant raffinement.

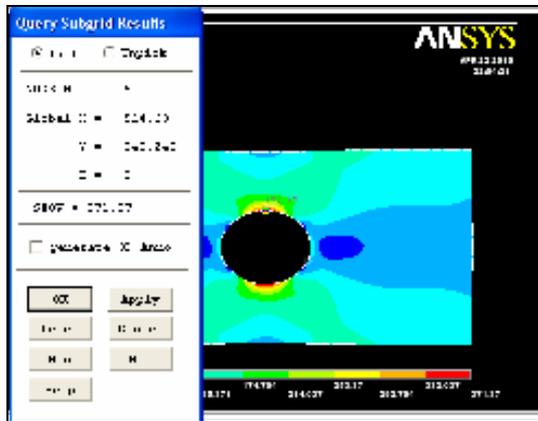


Figure III-11 : Localisation du nœud ayant la plus grande contrainte de VON MISES.

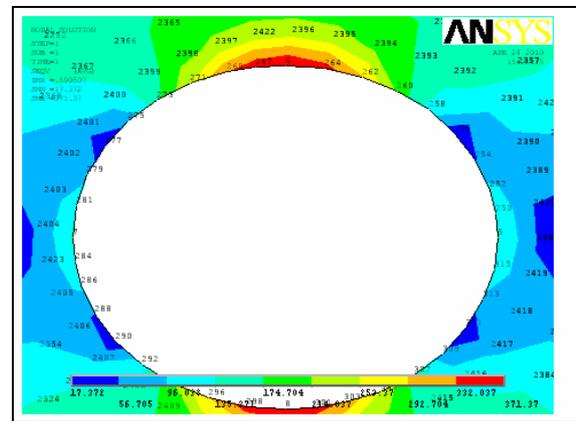


Figure III-12 : Numérotation des nœuds de la plaque.

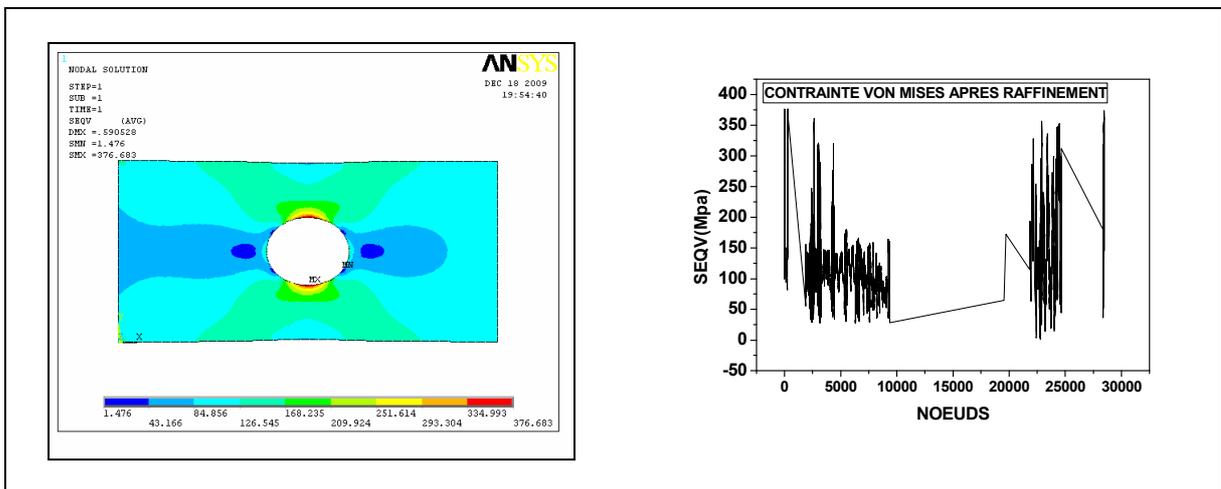


Figure III-13 : Contrainte de VON MISES après raffinement.

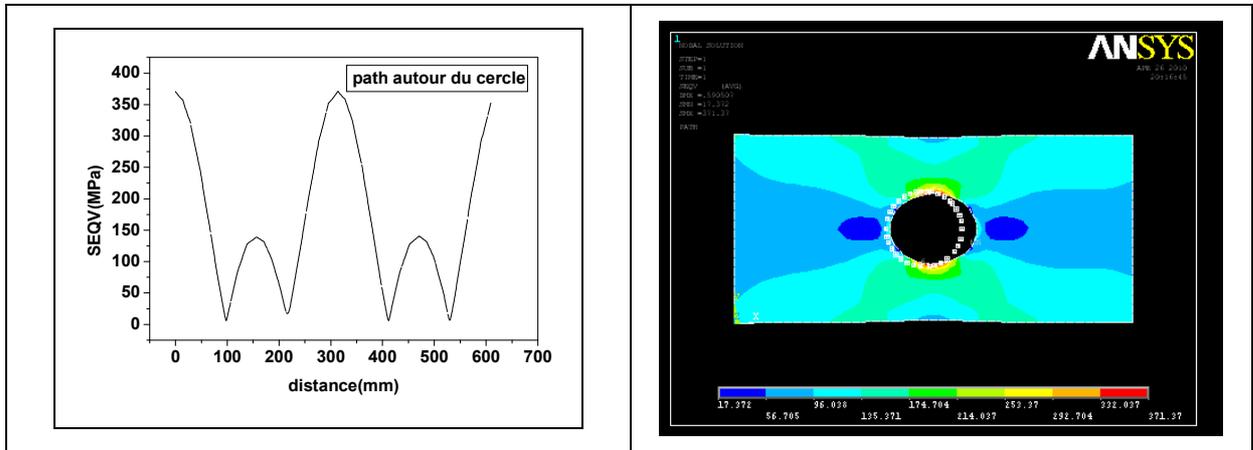


Figure III-14 : chemin suivi autour du cercle

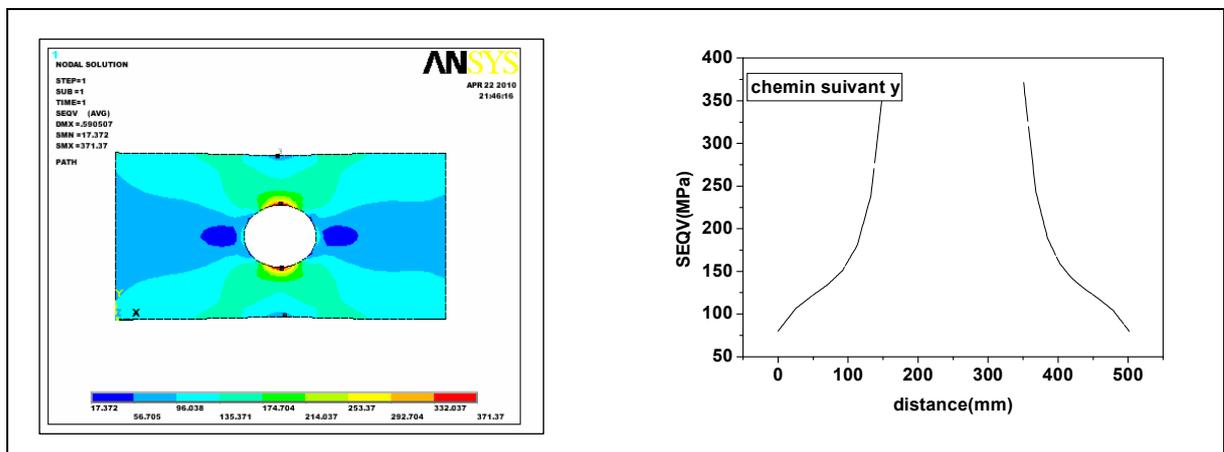


Figure III-16 : chemin suivant la direction y.

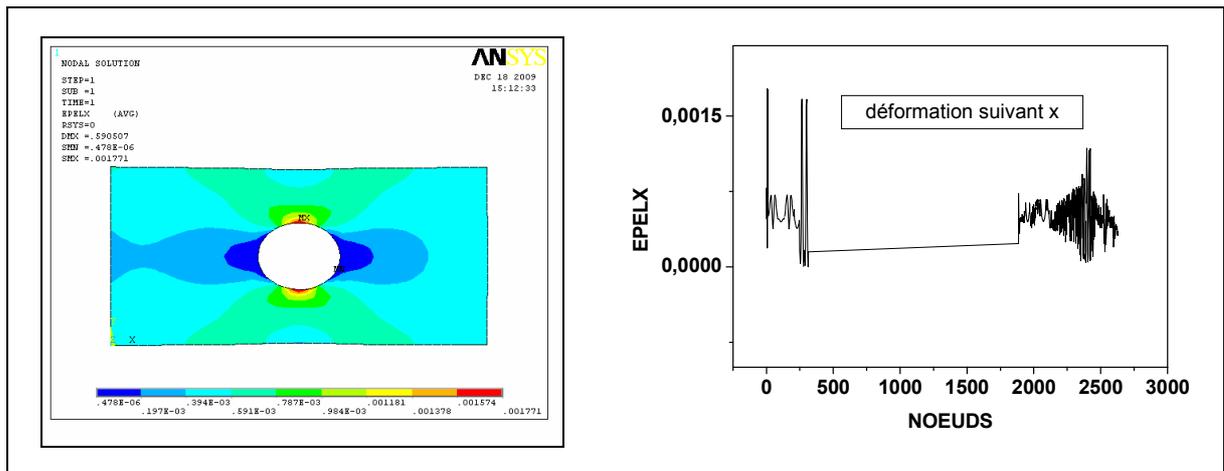


Figure III-17 : Déformation suivant x.

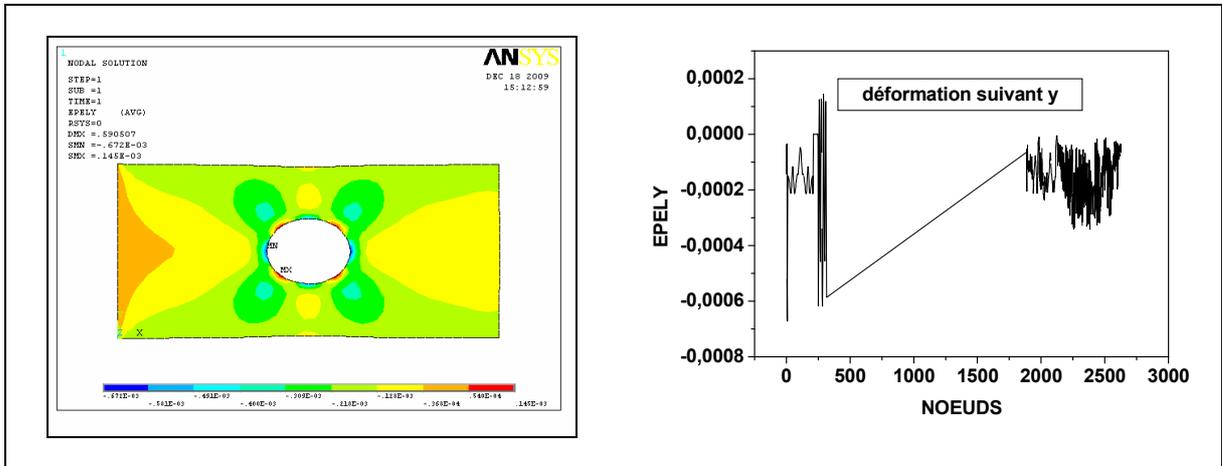


Figure III-18 : Déformation suivant y.

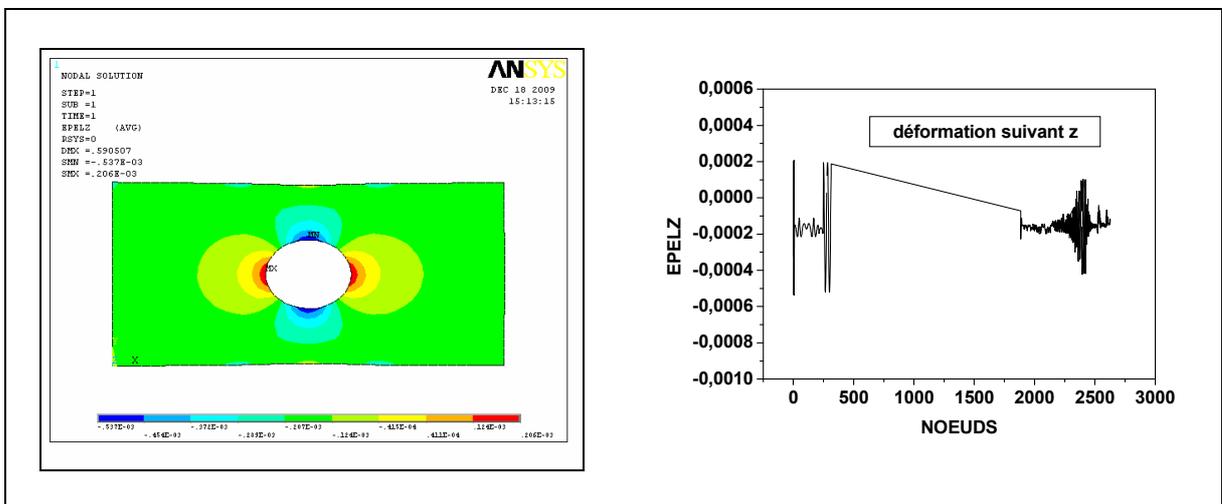


Figure III-19 : Déformation suivant z.

III.2.2.2. Plaque présentant quatre (04) cercles répartis uniformément sur la plaque

La surface totale est égale à celle du cercle du premier cas et la charge est la même.

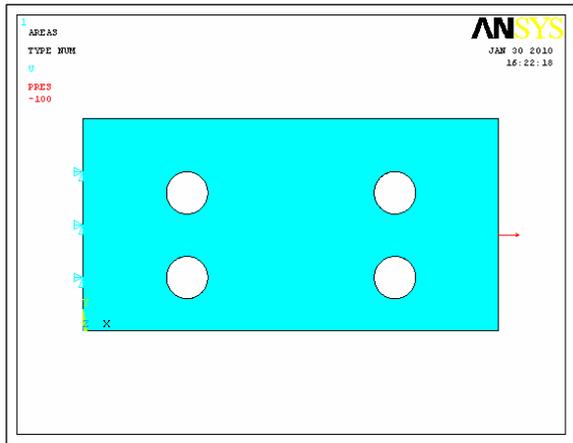


Figure III-20 : Plaque sous chargement.

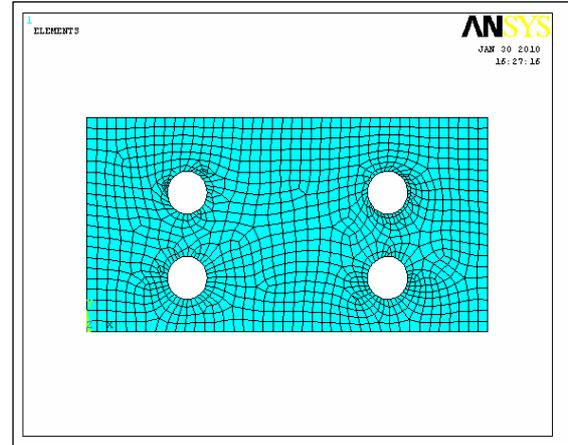


Figure III-21 : Maillage de la plaque.

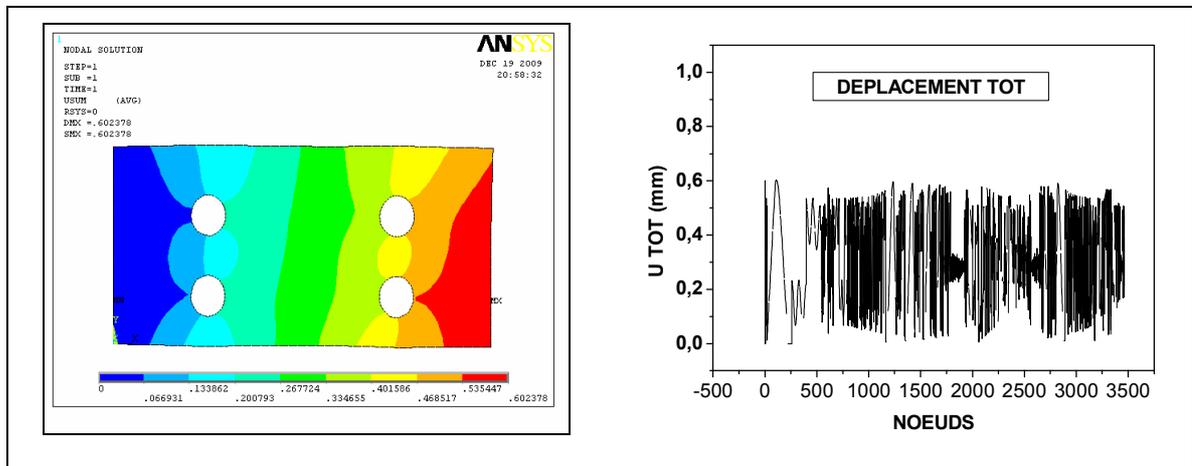


Figure III-22 : Déplacement total de la structure.

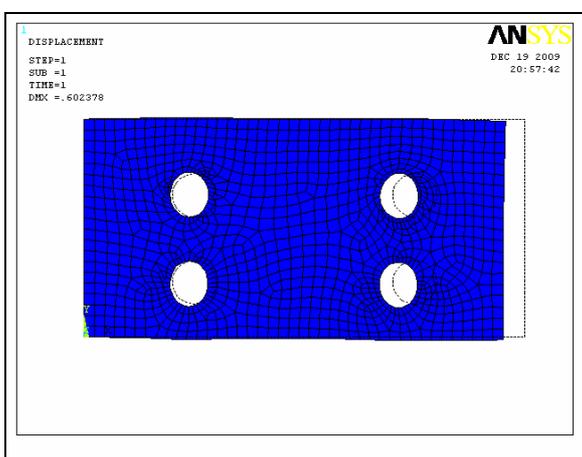


Figure III-23 : Déplacement de la structure.

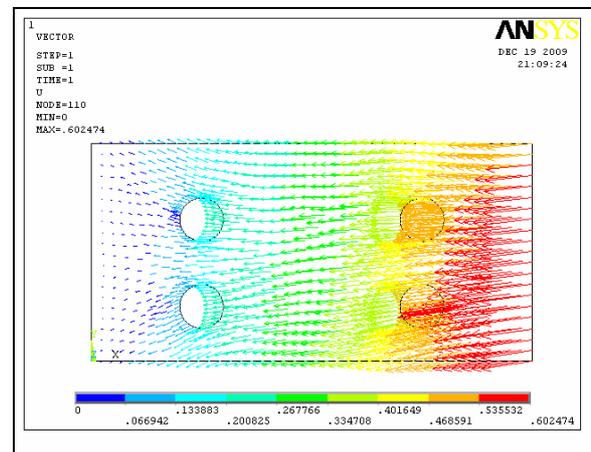


Figure III-24 : Vecteur déplacement de la structure.

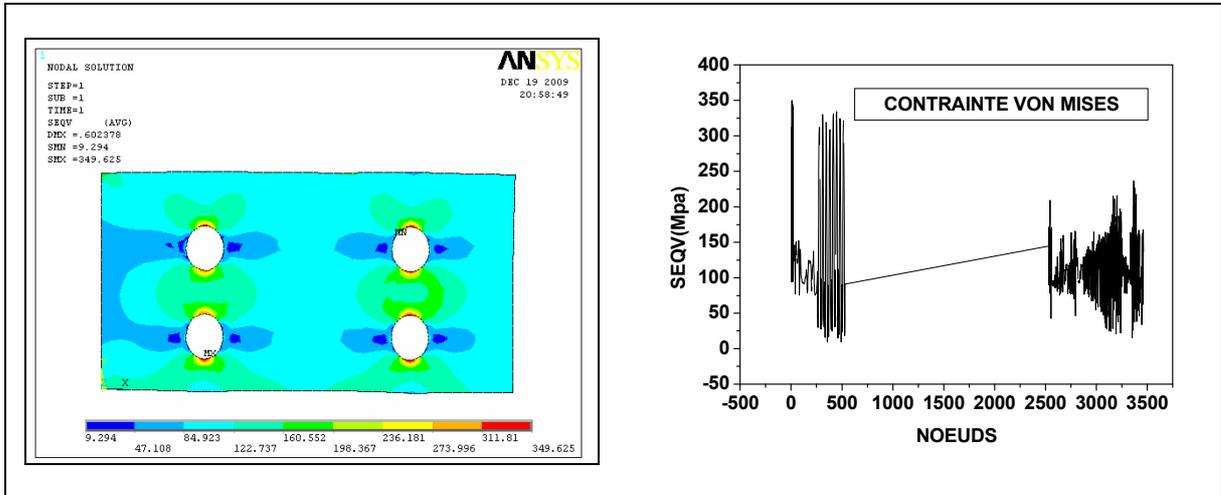


Figure III-25 : Contrainte de VON MISES avant raffinement.

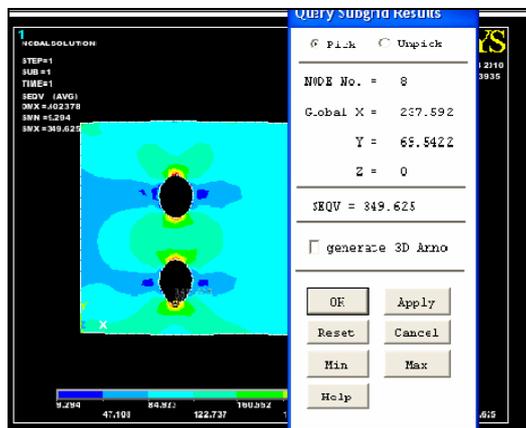


Figure III-26 : Localisation du nœud ayant la plus grande contrainte de VON MISES.

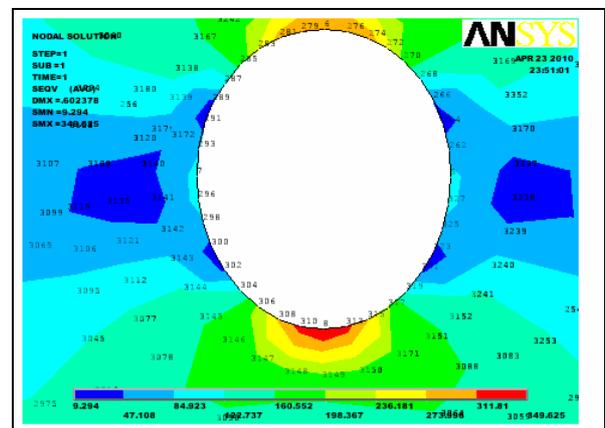


Figure III-27 : Numérotation des nœuds de la plaque.

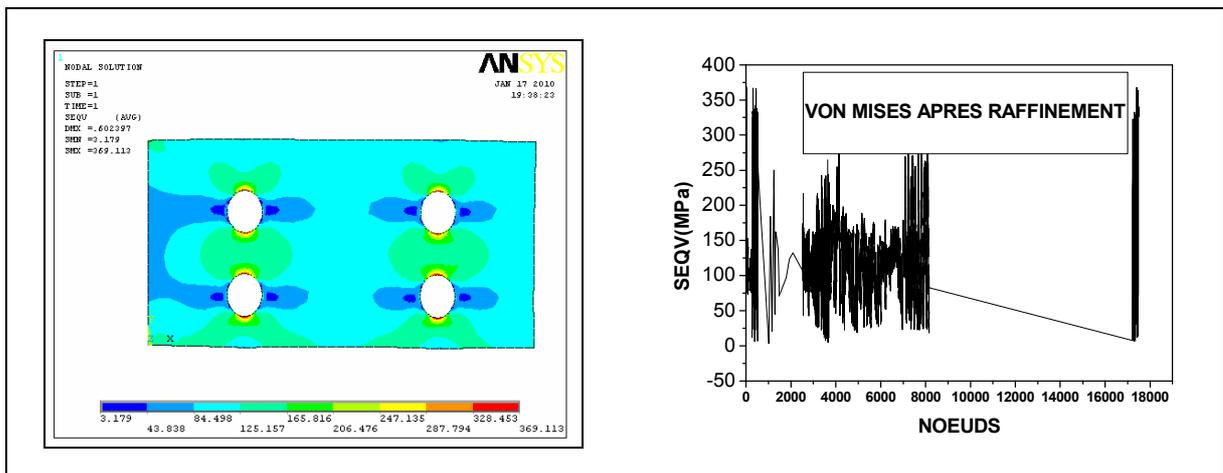


Figure III-28 : Contrainte de VON MISES après raffinement.

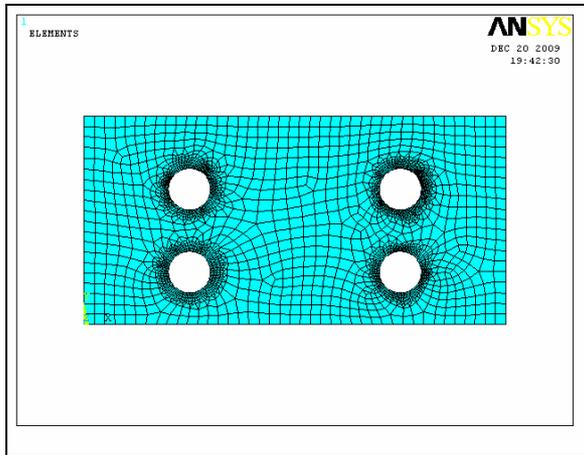


Figure III-29 : Raffinement du maillage autour des cercles.

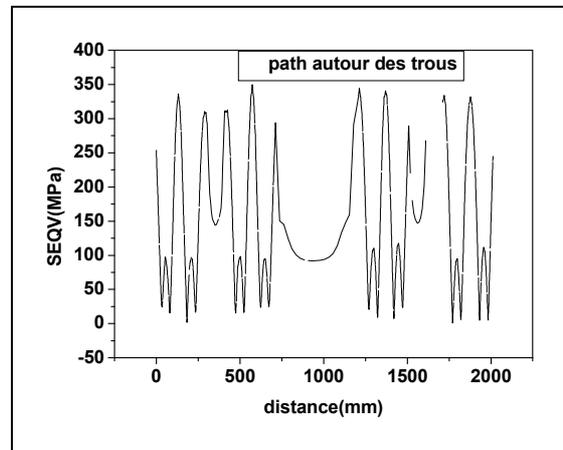


Figure III-30 : chemin suivi autour des cercles.

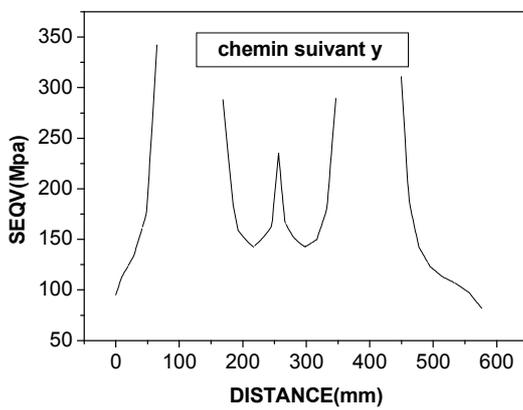


Figure III-31 : chemin suivant y.

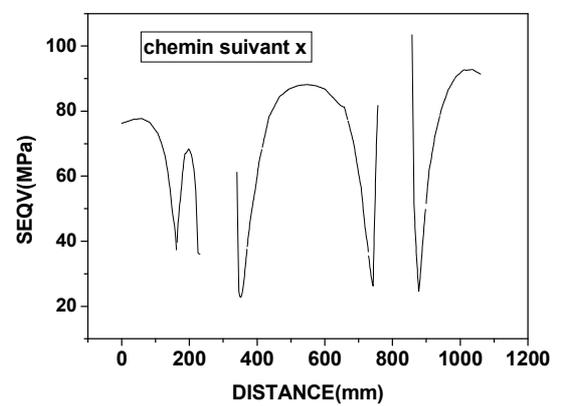


Figure III-32 : chemin suivant x.

III.2.2.3. Plaque présentant un triangle au centre

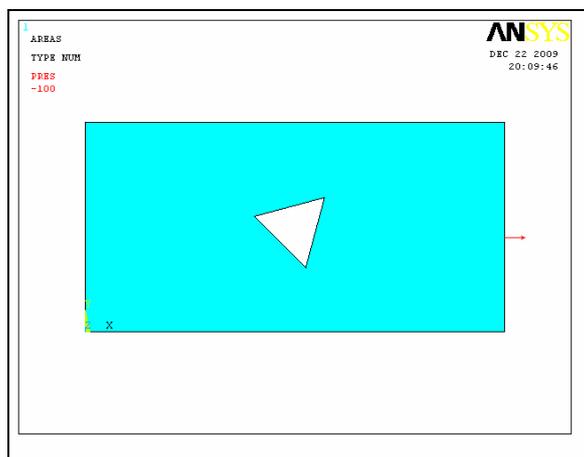


Figure III-33 : Plaque sous chargement.

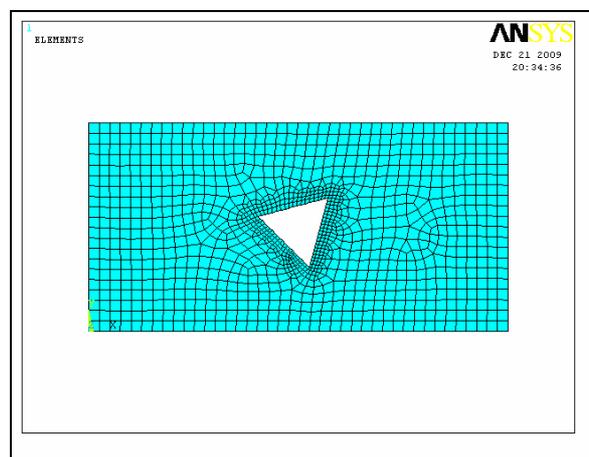


Figure III-34 : Maillage de la plaque.

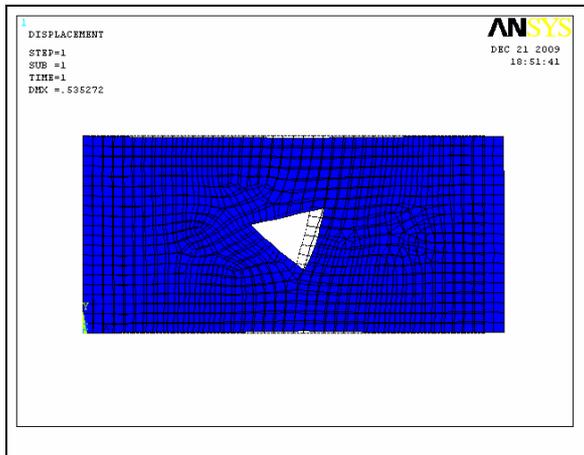


Figure III-35 : Déplacement de la structure.

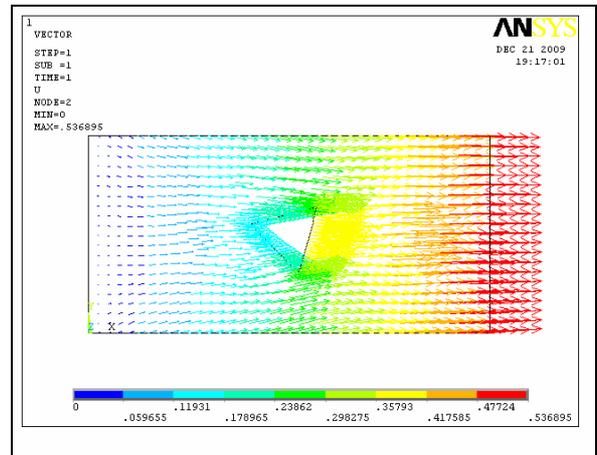


Figure III-36 : Vecteur déplacement de la structure

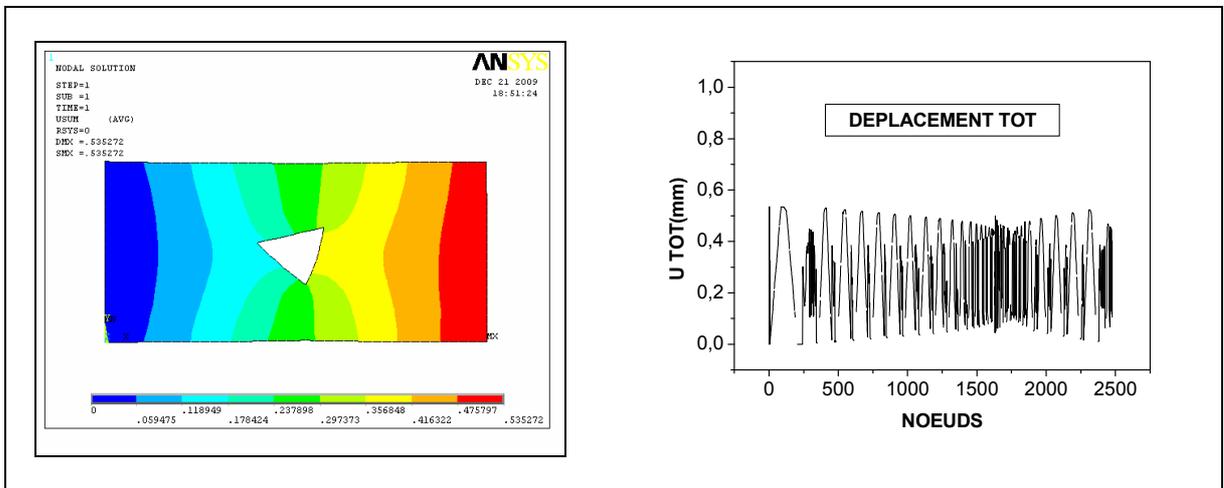


Figure III-37 : Déplacement total de la structure.

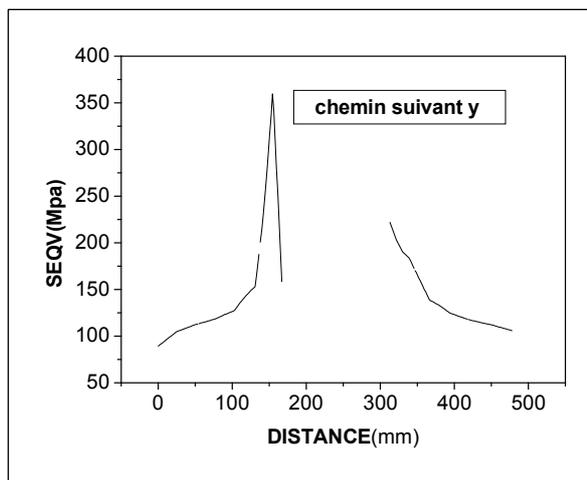


Figure III-40 : chemin suivant y.

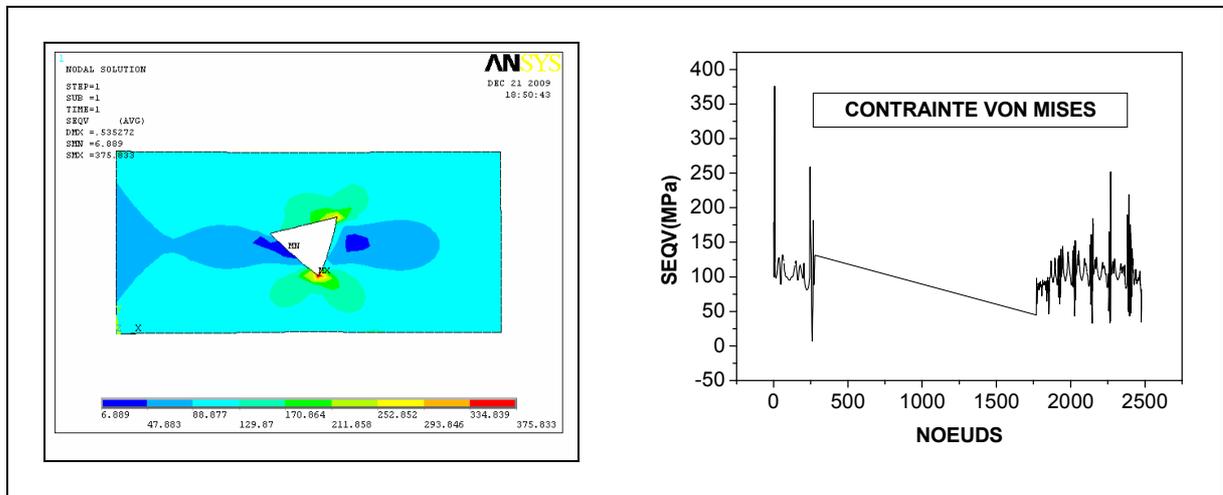


Figure III-38 : Contrainte de VON MISES avant raffinement.

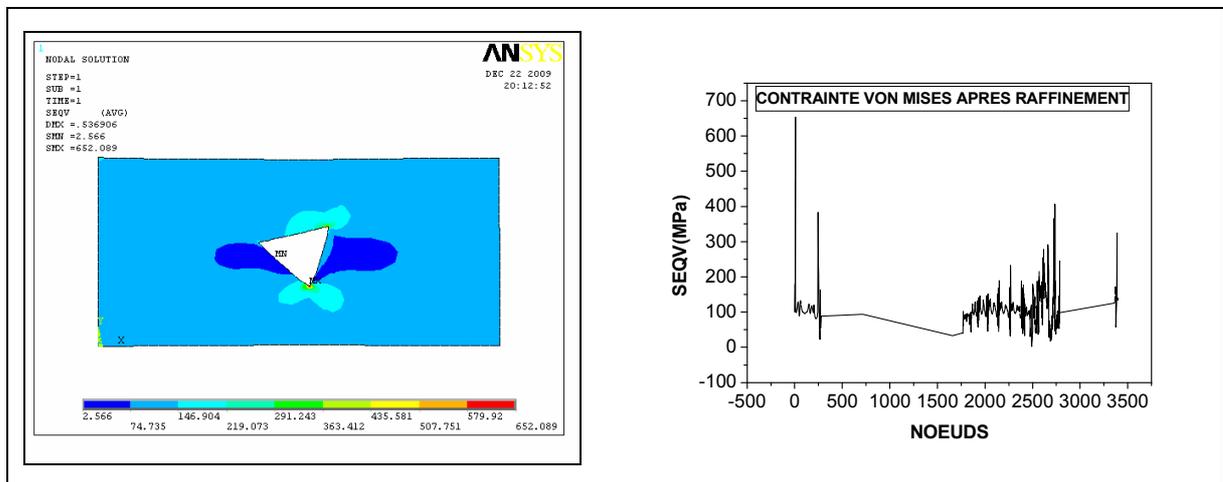


Figure III-39 : Contrainte de VON MISES après raffinement.

III.2.3. Histogrammes et graphes des contraintes et déplacements des trois cas de plaques étudiées

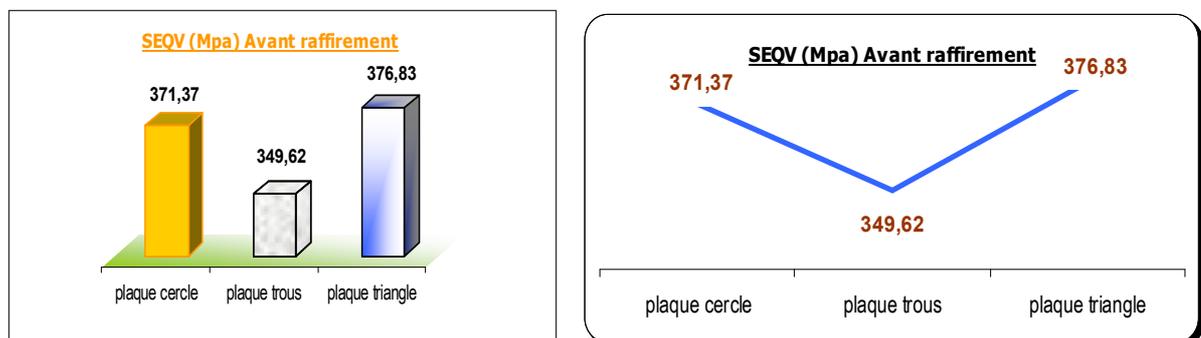


Figure III-40 : Evolution de la contrainte de Von Mises avant raffinement

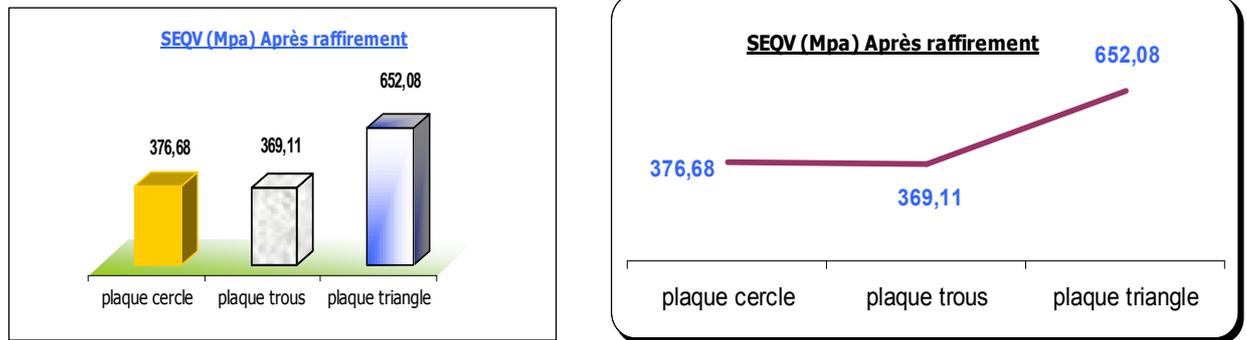


Figure III-41 : Evolution de la contrainte de Von Mises après raffinement

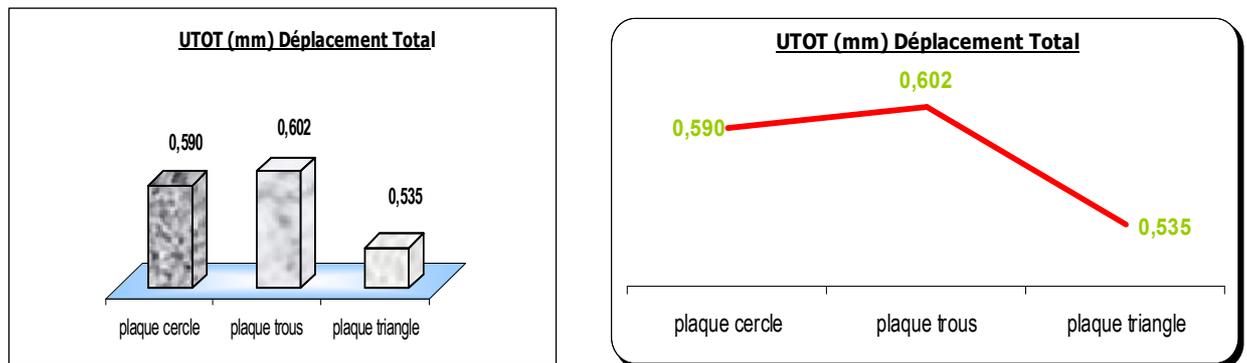


Figure III-42 : Evolution du déplacement total

III.3. CONCLUSION

En conclusion de ce chapitre nous pouvons affirmer que l'affinage du maillage et la forme géométrique de la singularité ont une influence directe sur les résultats.

On constate que la contrainte de Von Mises SEQV est beaucoup plus grande pour les formes triangulaires que pour les formes circulaires et le plus grand déplacement est constaté sur la plaque ayant le plus grand nombre de singularités. Ceci est montré sur les histogrammes ci-dessus.

Cette analyse nous a permis de montrer l'influence des différentes singularités et de localiser les zones qui peuvent constituer un risque (en terme de fissure, dégradation etc...). Ceci aide en particulier à mettre en place un modèle de prédiction des défauts et défaillances afin d'y remédier en temps utile.

Chapitre **IV**

***RESULTATS
ET DISCUSSIONS***

RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1. LES MODELES ETUDIES

Les résultats présentés dans ce chapitre concernent deux applications différentes qui sont le capot d'un tracteur 6806 et le châssis d'une pelle 9210. Pour le capot, on a considéré deux états de chargement (pression et compression) et pour le châssis, le chargement est appliqué suivant la direction verticale (poids de la pelle), en faisant séparément un calcul détaillé sur les singularités géométriques de la plaque supérieure du châssis.

IV.2. CAPOT GARDE BOUE

Définition : Le capot garde boue est pièce incurvée placée au-dessus des roues du tracteur pour éviter les projections d'eau, de boue etc.

La figure IV-1 montre le modèle géométrique sous CATIA importé dans la suite vers ANSYS pour analyse.

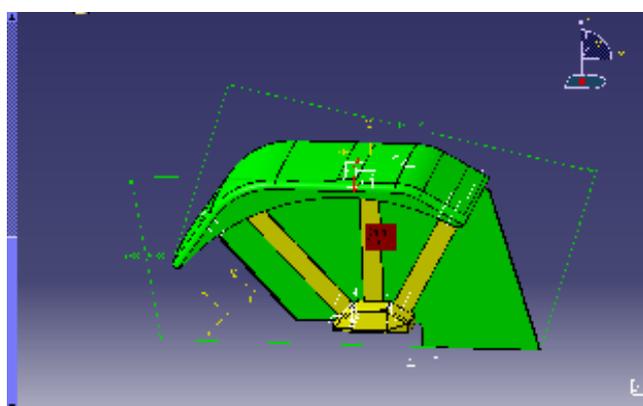


Figure IV-1 : Capot garde boue d'un tracteur sous CATIA

Le tableau suivant présente les caractéristiques du capot garde boue.

| Description | Paramètres d'analyse |
|--------------------------|--|
| Type de modèle | Catia V5 |
| Système d'unités | Métrique (m, kg, N, °C, s, V, A, Pa) |
| Matériau | Acier doux RSt1403 selon la norme DIN 1623 acier doux pour emboutissage et pliage à froid |
| Limite élastique | $Re = 2,5e+8$ Pa |
| Resistance à la traction | $Rt = 0,27e+8$ Pa |
| Masse | 41,27 kg |
| Volume | $5,2573e-003$ m ³ |
| Longueur suivant X | 1,24 m |
| Longueur suivant Y | 0,454 m |
| Longueur suivant Z | 0,7852 m |
| pression | 2000 Pa=0.02MPa |
| Masse | 41,27 kg |
| Module de young | $2.0 e+11$ Pa |
| Coefficient de poisson | 0.266 |

Tableau IV-1 : Caractéristiques du capot

IV.2.1. Capot en chargement vertical ($P = 2\ 000\text{Pa}$)

Les résultats présentés ci-dessus ont été calculés suivant les données présentées dans le tableau IV-1.

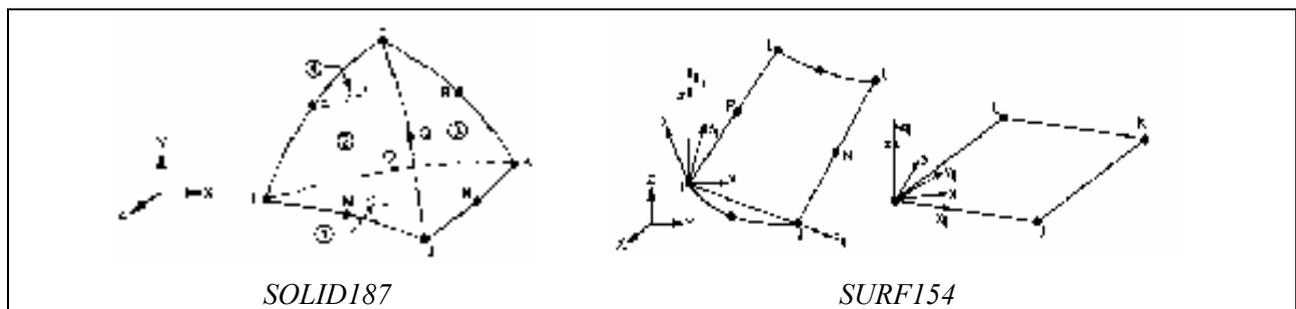


Figure IV-2 : Types d'éléments utilisés pour le maillage du capot

Le capot garde boue est considéré en état de charge statique. Les figures IV-3 et IV-4 montrent respectivement le capot sollicité par une pression sur toute la surface supérieure et son maillage. Les figures IV-5 (a et b), IV-6 (a et b) et IV-7 (a et b) montrent les déplacements nodaux de la structure suivant les directions x, y et z respectivement, on constate que le déplacement max suivant la direction x se trouve au nœud 489 ayant pour valeur $0,13586 \times 10^{-02}$ m ; suivant la direction y, se situe au nœud 11602 avec une valeur de $-0,61162 \times 10^{-02}$ m. Par contre suivant la

direction z c'est le nœud 490 avec une valeur de $-0,71792 \times 10^{-02}$ m. On remarque que le déplacement est plus important suivant la direction de chargement (l'axe Z).

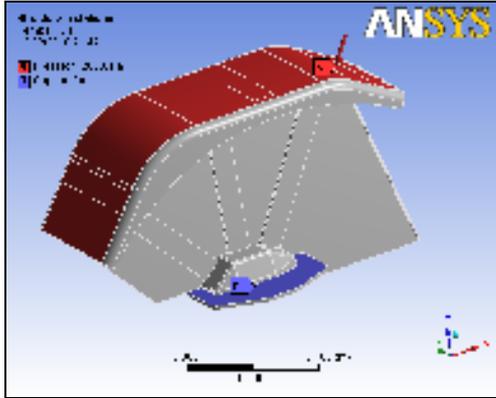


Figure IV-3 : Capot sous chargement



Figure IV-4 : Maillage du capot

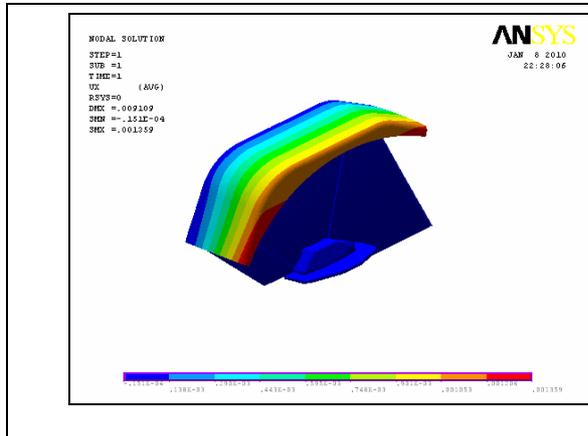


Figure IV-5a : Déplacement suivant x

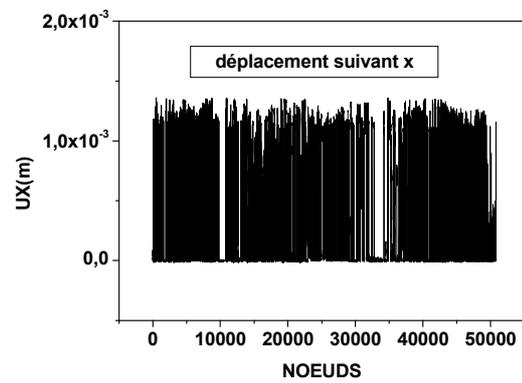


Figure IV-5b : Déplacement nodal suivant x

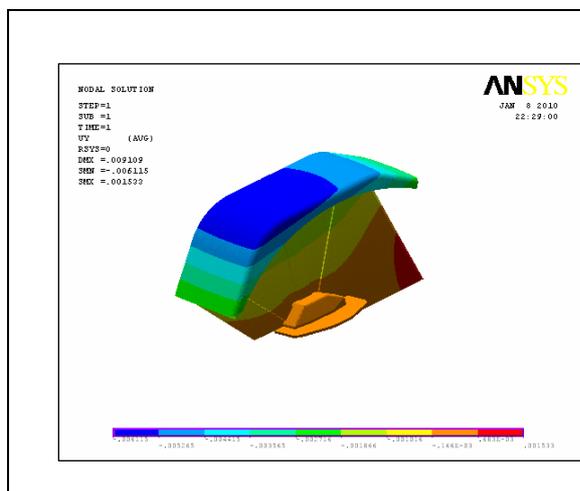


Figure IV-6a. Déplacement suivant y

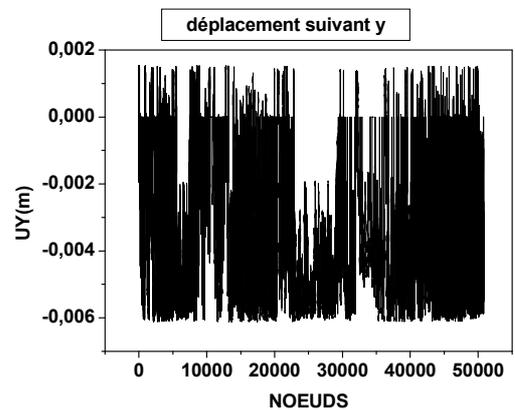


Figure IV-6b. Déplacement nodal suivant y

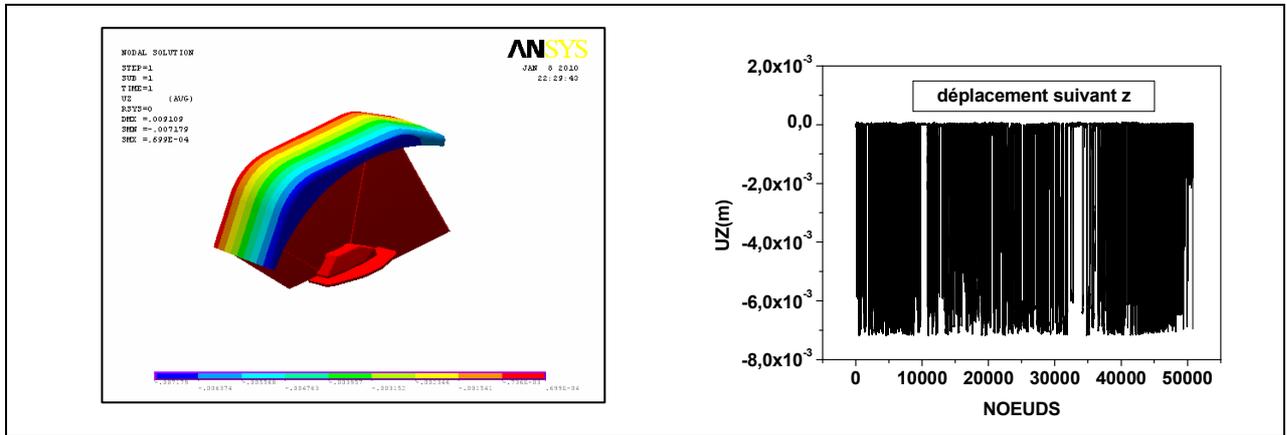


Figure IV-7a. Déplacement suivant z

Figure IV-7b. Déplacement nodal suivant z

Les figures IV.8(a et b), IV.9(a et b) et IV.10(a et b) expriment les contraintes nodales de la structure suivant les trois axes, les résultats enregistrés montrent que les contraintes SX, SY et SZ se trouvent aux nœuds 442,193 et 151 et ayant pour valeurs respectives $0.51417E+08$ Pa, $0.63821E+08$ Pa, et $0.54449E+08$ Pa.

La figure IV.11 (a, b) montre l'état de contrainte décrit par le critère de Von Mises. La valeur maximale de $0.12260E+09$ Pa est atteinte au nœud 1091.

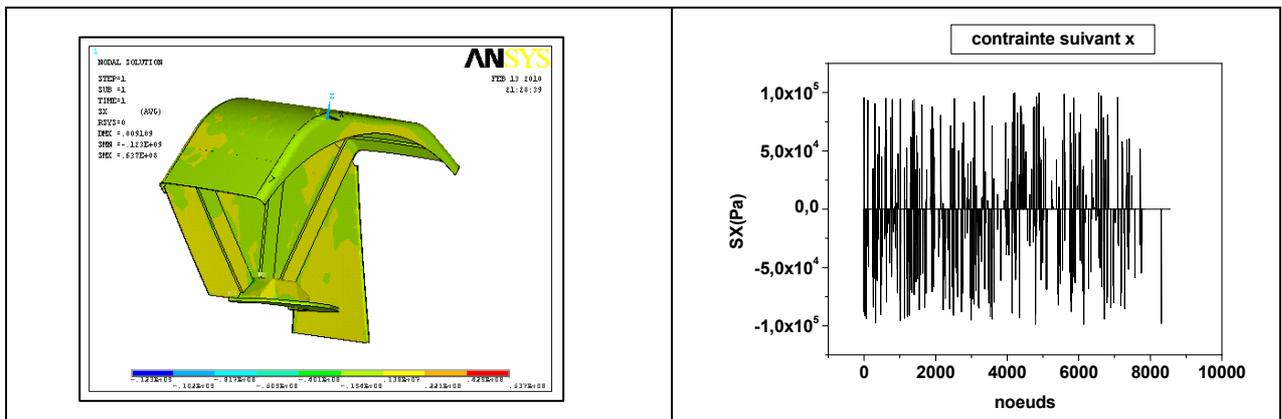


Figure IV-8a. Contrainte suivant x

Figure IV-6b. Contrainte nodal suivant x

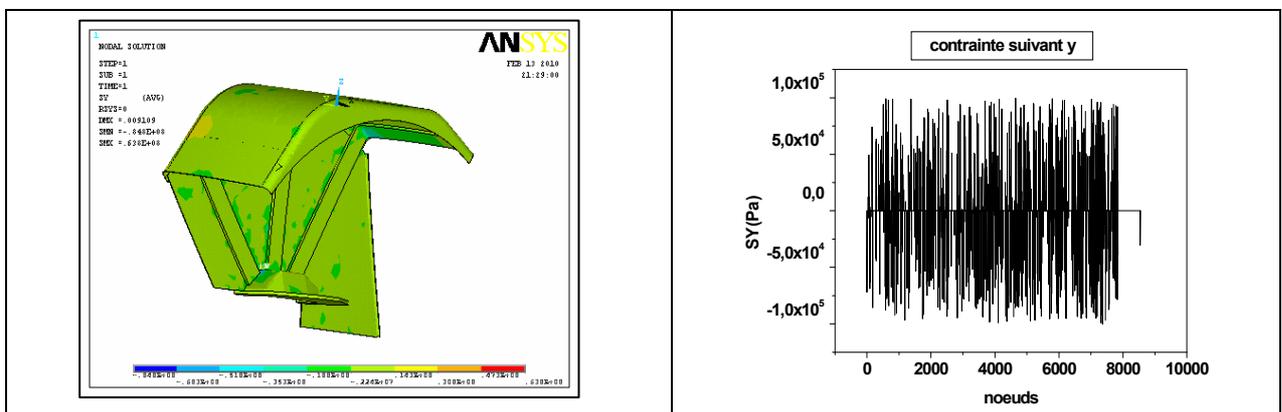


Figure IV-9a. Contrainte suivant y

Figure IV-9b. Contrainte nodal suivant y

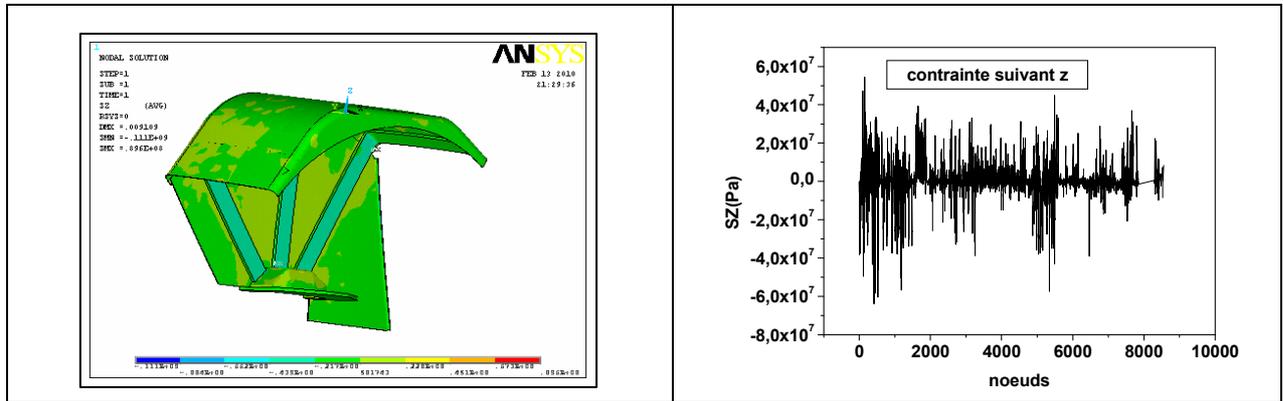


Figure IV-10a. Contrainte suivant z

Figure IV-10b. Contrainte nodal suivant z

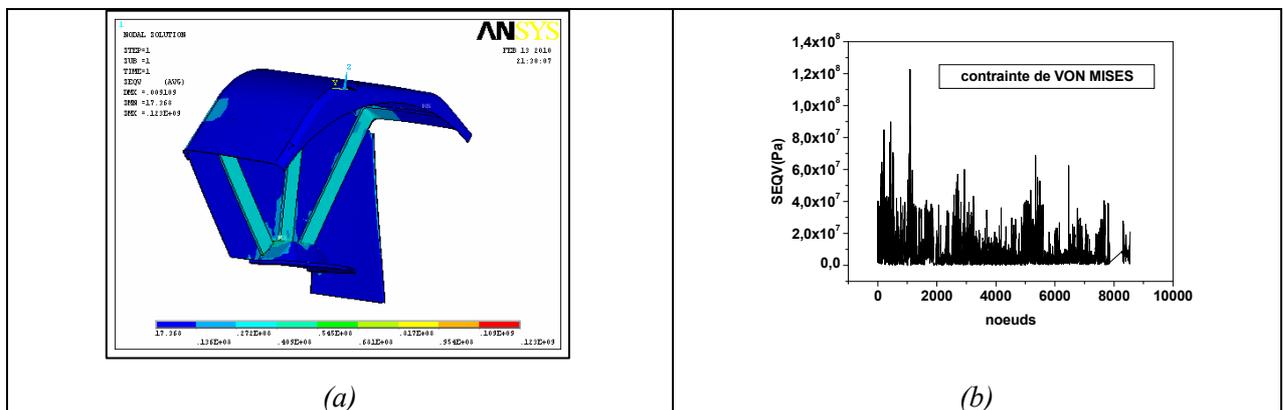


Figure IV-11. Contrainte de VON MISES

Les figures IV.12(a et b), IV.13(a et b) et IV.14(a et b) montrent respectivement les déformations nodales de la structure suivant les trois directions.

On constate que la plus grande déformation obtenue suivant la direction x se situe au nœud 442 de valeur $0.25577E-03$, suivant y elle se situe au nœud 193 avec une valeur de $0.30497E-03$ et suivant z c'est le nœud 193 avec la valeur de $0.27910E-03$.

La figure IV.15 (a, b) montre l'état de déformation décrit par le critère de Von Mises. La déformation maximale est atteinte au nœud 1091 avec une valeur de $0.6799E-03$, ce qui est logique comparativement à la figure IV.11 (a et b).

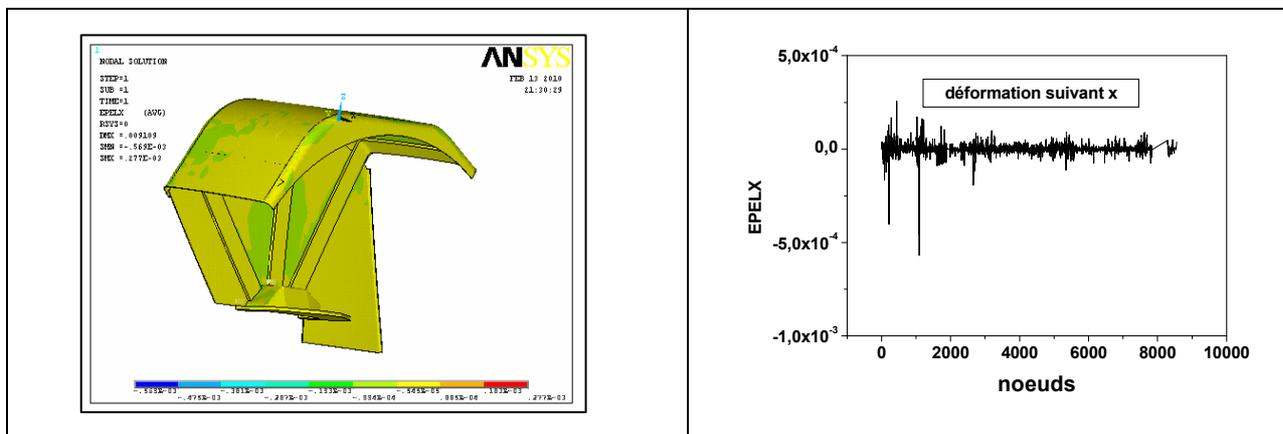


Figure IV-12a. Déformation suivant x

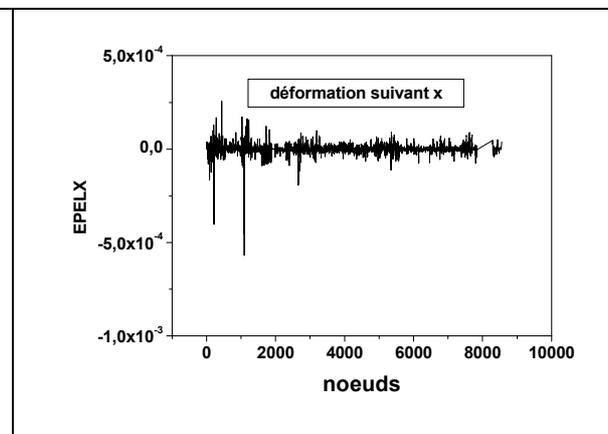


Figure IV-12b. Déformation nodale suivant x

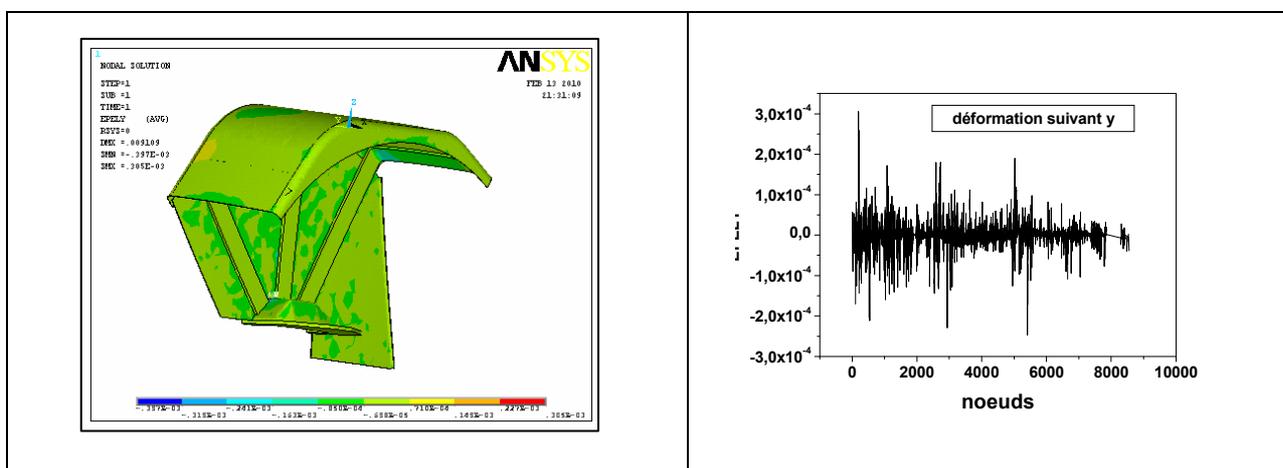


Figure IV-13a. Déformation suivant y

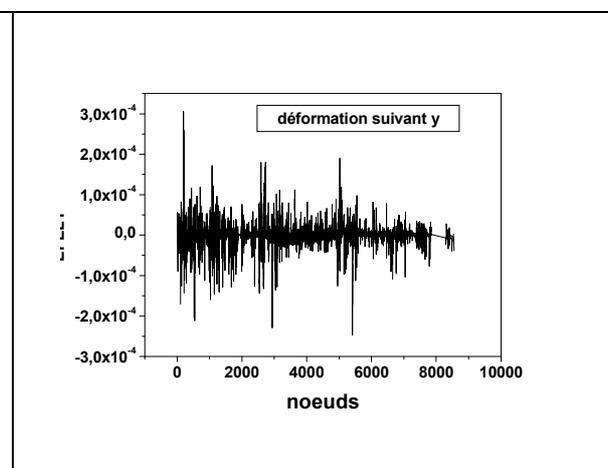


Figure IV-13b. Déformation nodale suivant y

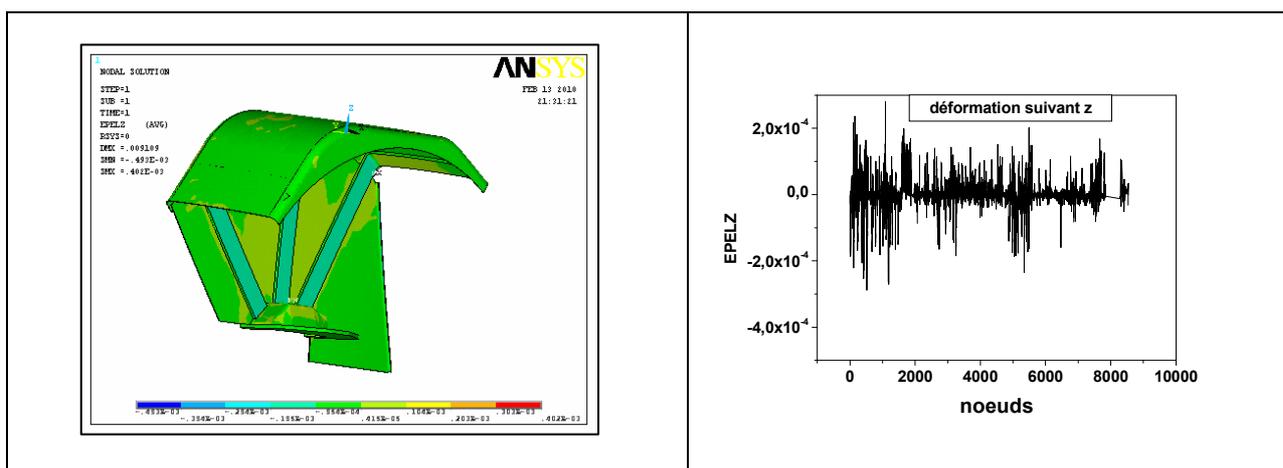


Figure IV-14a. Déformation suivant z

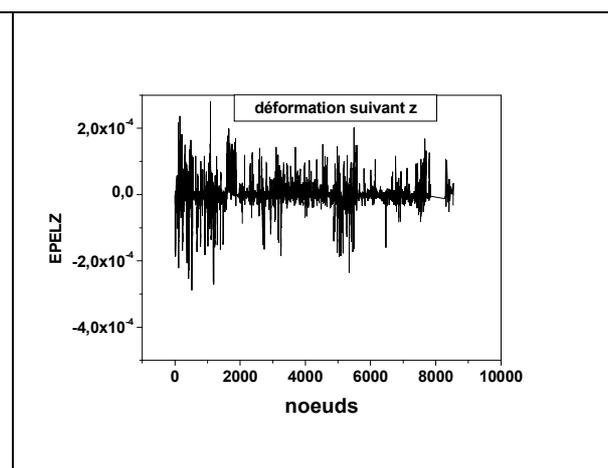


Figure IV-14b. Déformation nodale suivant z

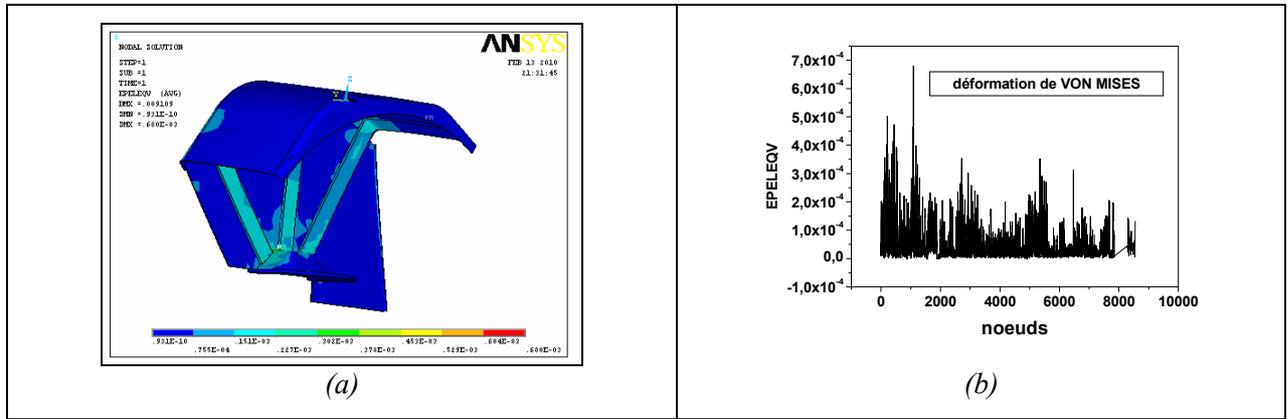


Figure IV-15. Déformation de VON MISES

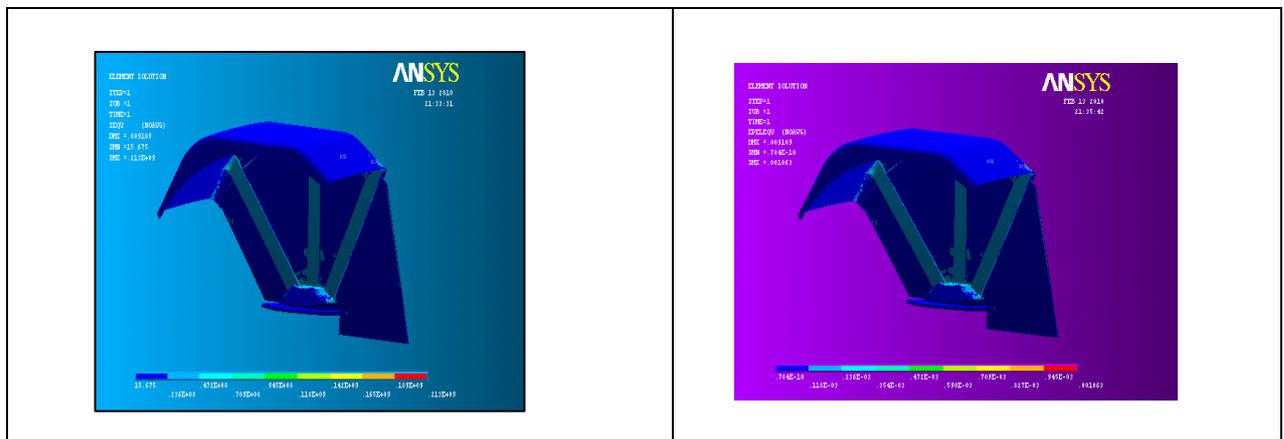


Figure IV-16. Contrainte de VON MISES (solution éléments)

Figure IV-17. Déformation de VON MISES (solution éléments)

IV.2.2. Capot en chargement en compression (F= 1500 N)

Les résultats concernent un deuxième type de chargement. Les figures IV.18 et IV.19 montrent respectivement l'état de chargement en compression et modèle maillé. Les figures IV.20 (a et b), IV.21(a et b) et IV.22 (a et b) expriment les déplacements nodaux de la structure suivant les directions x, y et z, le déplacement max suivant la direction x (direction de chargement) se trouve au nœud 1276 de valeur 0.36697E-02 m, suivant la direction y c'est au nœud 489 ayant pour valeur -0.20167E-02m. Dans la direction z c'est le nœud 399 de valeur 0.25753E-02m. La figure IV.23(a, b et c) montre le déplacement total de la structure se situant au nœud 10911 avec une valeur de 0.44180E-02m. La figure IV.23(c) spécifie les coordonnées de ce nœud dans la structure.

On constate l'importance du déplacement suivant l'axe X ceci explique la compatibilité des résultats avec les conditions initiales de chargement en état de compression.

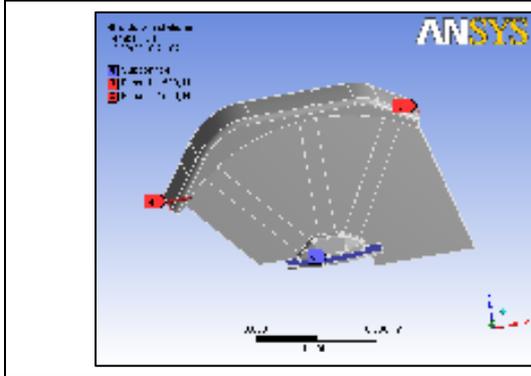


Figure IV-18. Capot sous chargement



Figure IV-19. Maillage du capot

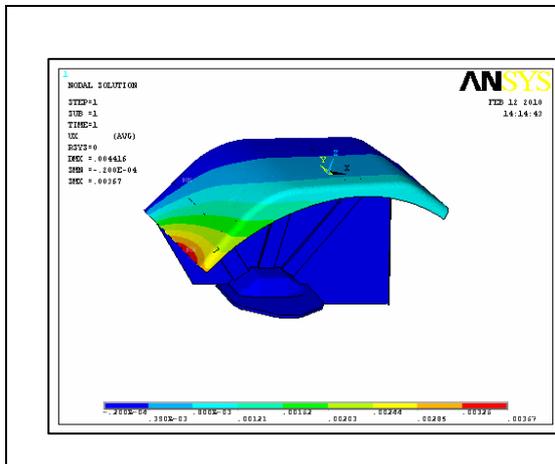


Figure IV-20a. Déplacement suivant x

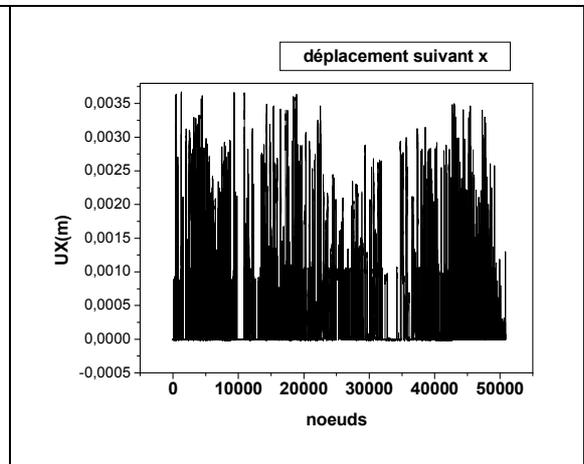


Figure IV-20b. Déplacement nodal suivant x

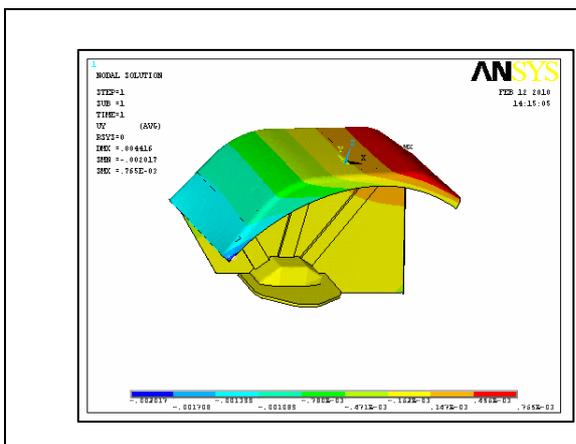


Figure IV-21a. Déplacement suivant y

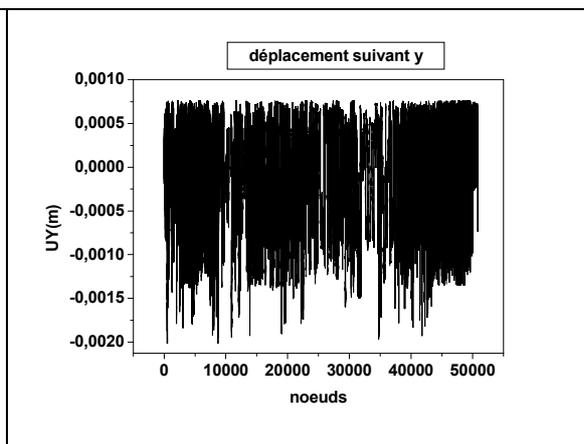


Figure IV-21b. Déplacement nodal suivant y

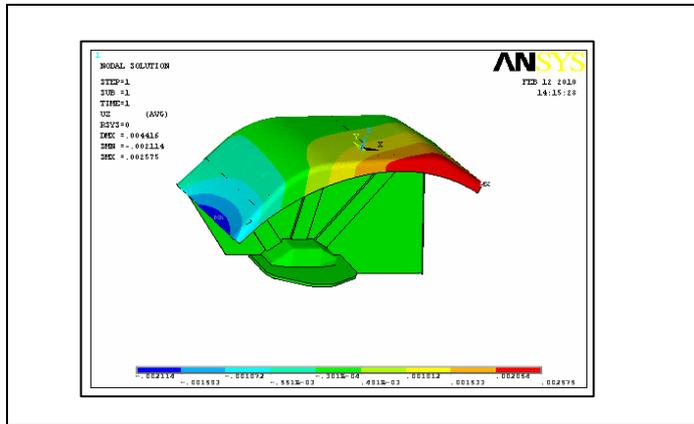


Figure IV-22a. Déplacement suivant z

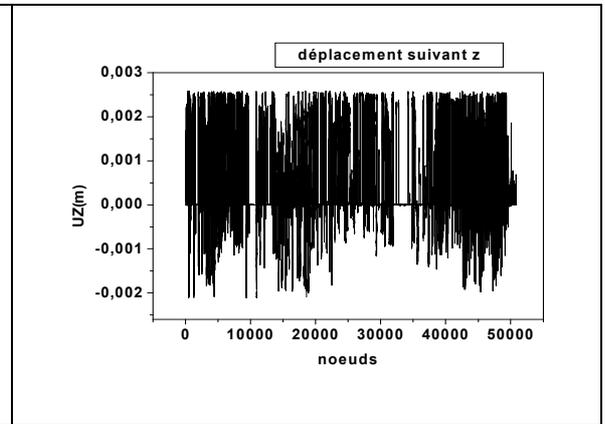


Figure IV-22b. Déplacement nodal suivant z

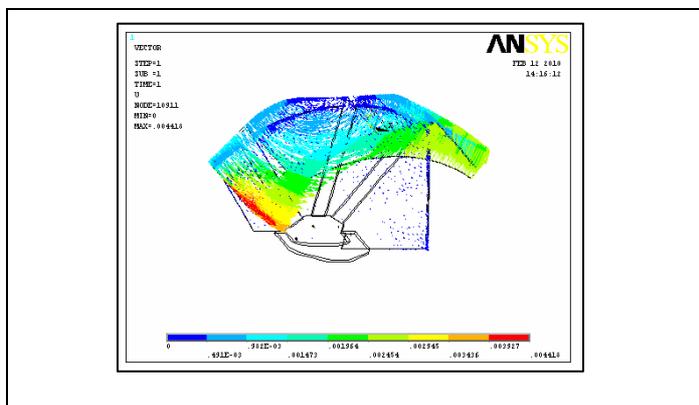


Figure IV-23a. Déplacement total

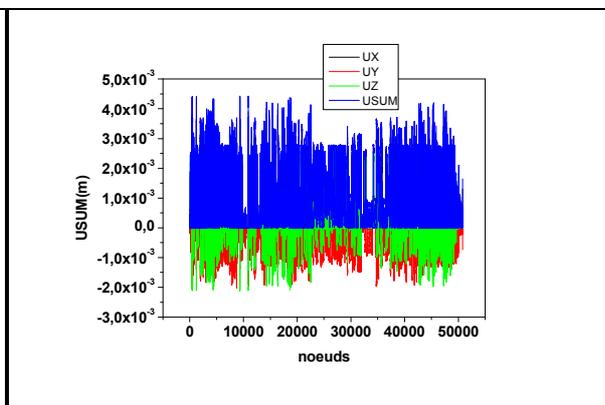


Figure IV-23b. Déplacement nodal

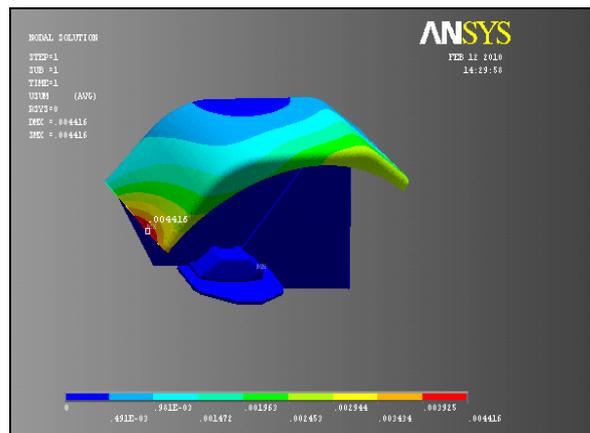


Figure IV-23c. Localisation du nœud ayant le plus grand déplacement

Les figures IV. 24 (a et b), IV. 25(a et b) et IV. 26(a et b) montrent l'état des contraintes suivant x, y et z, on peut voir que la valeur maximale est localisée au nœud 1267 et a la valeur

0.90558E+08 Pa suivant la direction x (S_x). La figure IV.27 (a, b) donne la contrainte de Von Mises d'une valeur de 0.18037E+09 Pa, atteinte au nœud 5221.

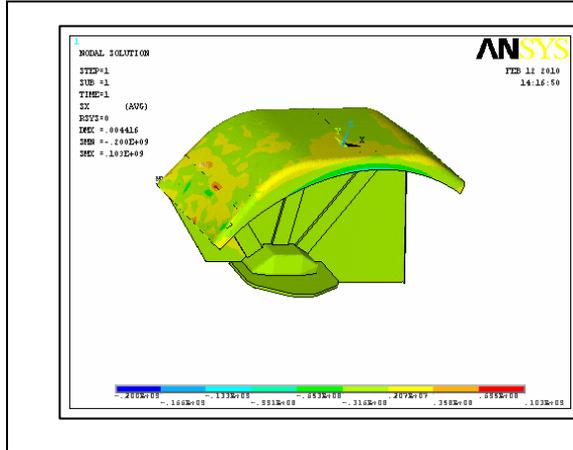


Figure IV-24a. Contrainte suivant x

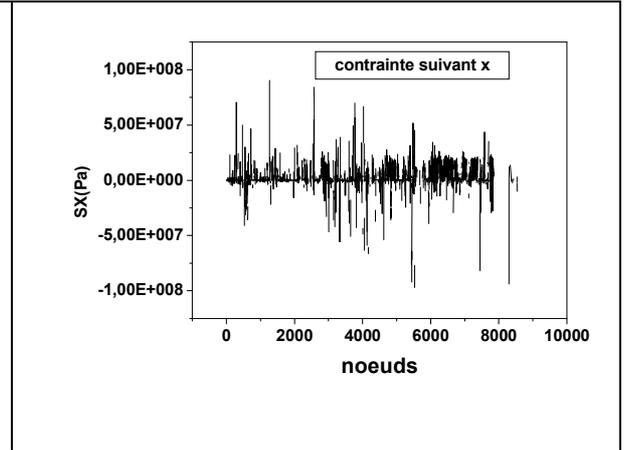


Figure IV-24b. Contrainte nodal suivant x

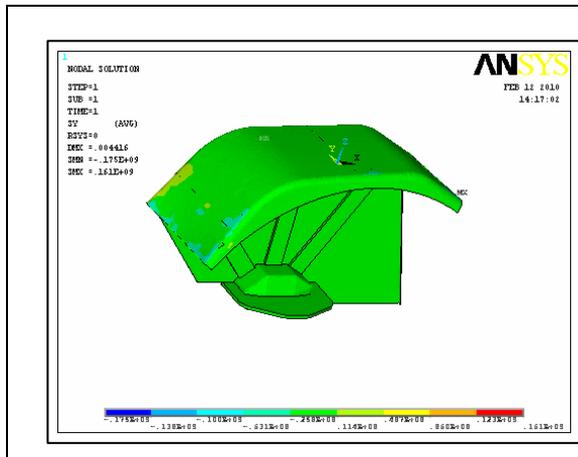


Figure IV-25a. Contrainte suivant y

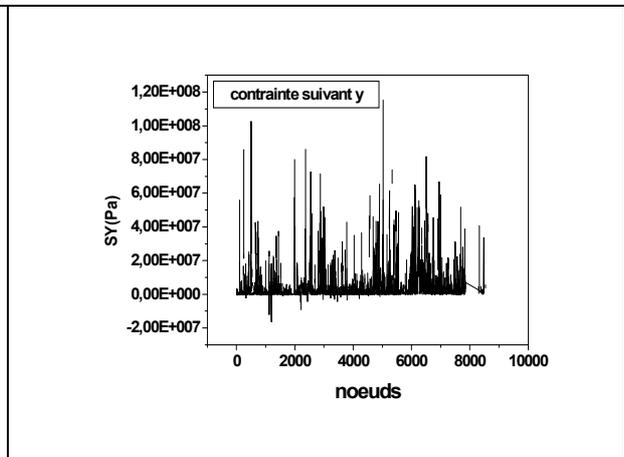


Figure IV-25b. Contrainte nodal suivant y

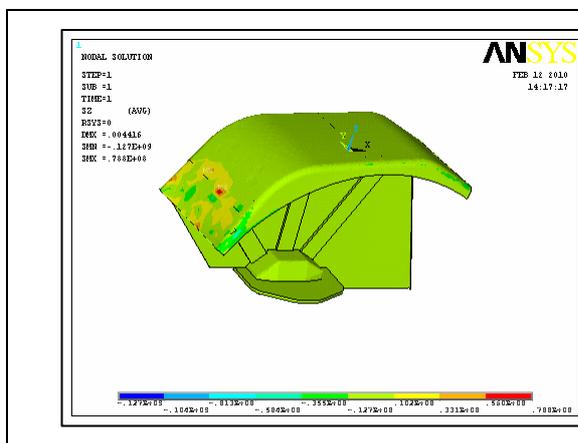


Figure IV-26a. Contrainte suivant z

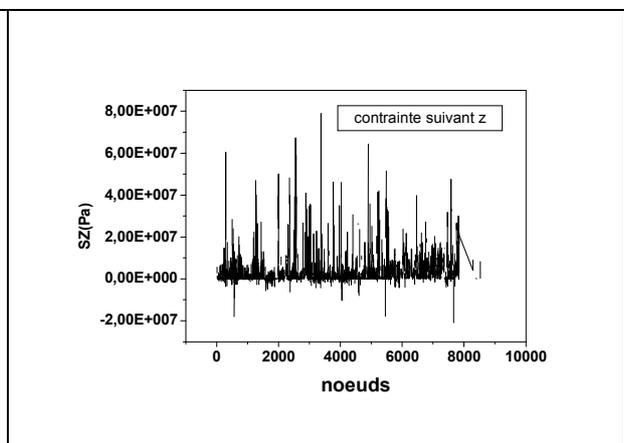


Figure IV-26b. Contrainte nodal suivant z

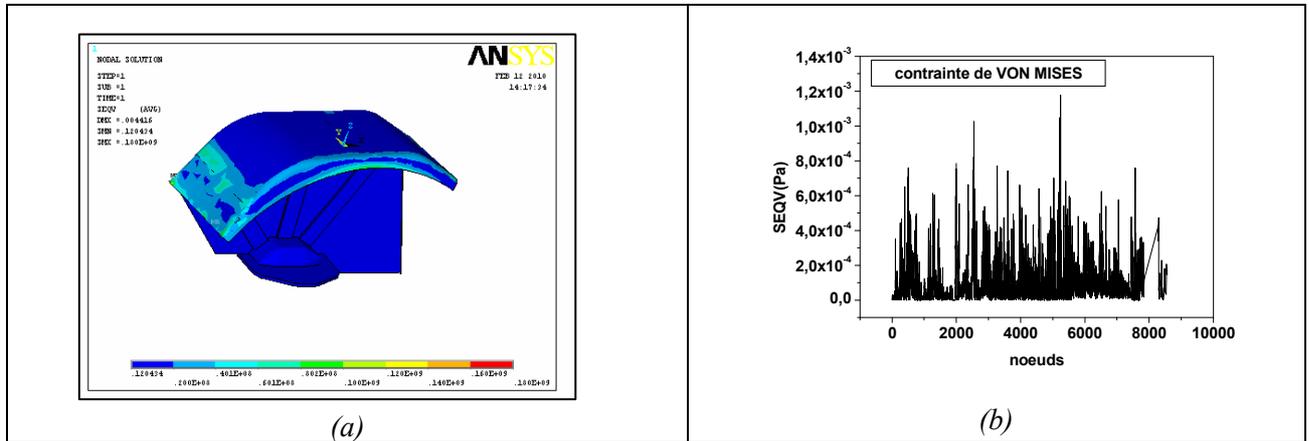


Figure IV-27. Contrainte de VON MISES

De manière analogue, les déformations de la structure, sont données aux figures IV.28(a et b), IV.29(a et b) et IV.30(a et b). Le maximum est enregistré au nœud 5028 (suivant la direction y) d'une valeur de 0.53360E-03. La figure IV-31a, b montre la plus grande déformation suivant Von Mises. Elle est de 0.11771-02, atteinte au nœud 5242.

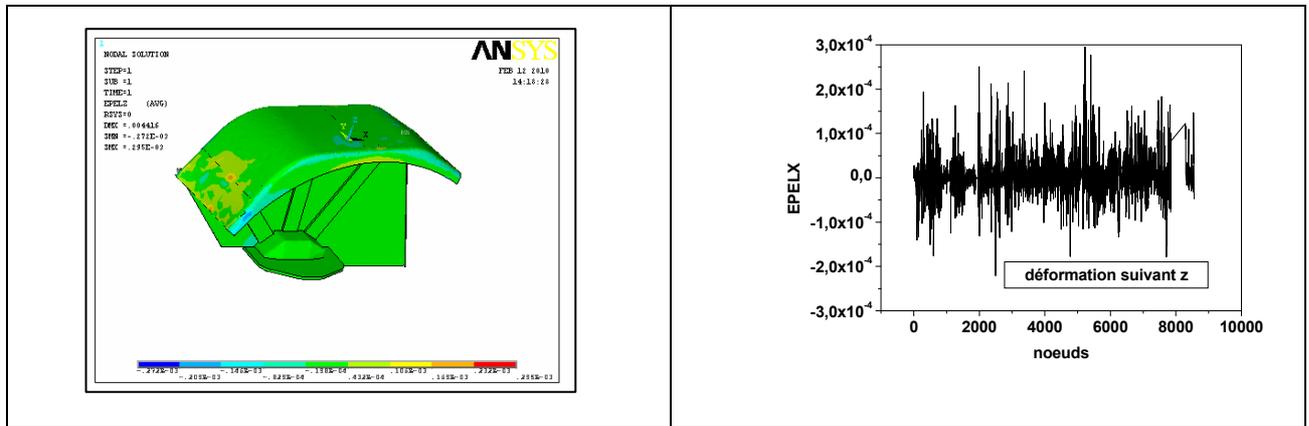


Figure IV-28a. Déformation suivant x

Figure IV-28b. Déformation nodal suivant x

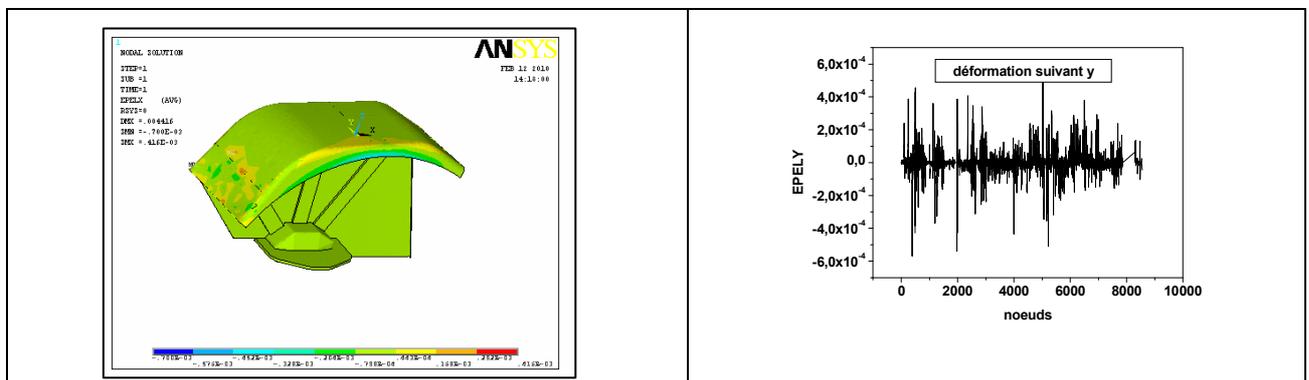


Figure IV-29a. Déformation suivant y

Figure IV-29b. Déformation nodal suivant y

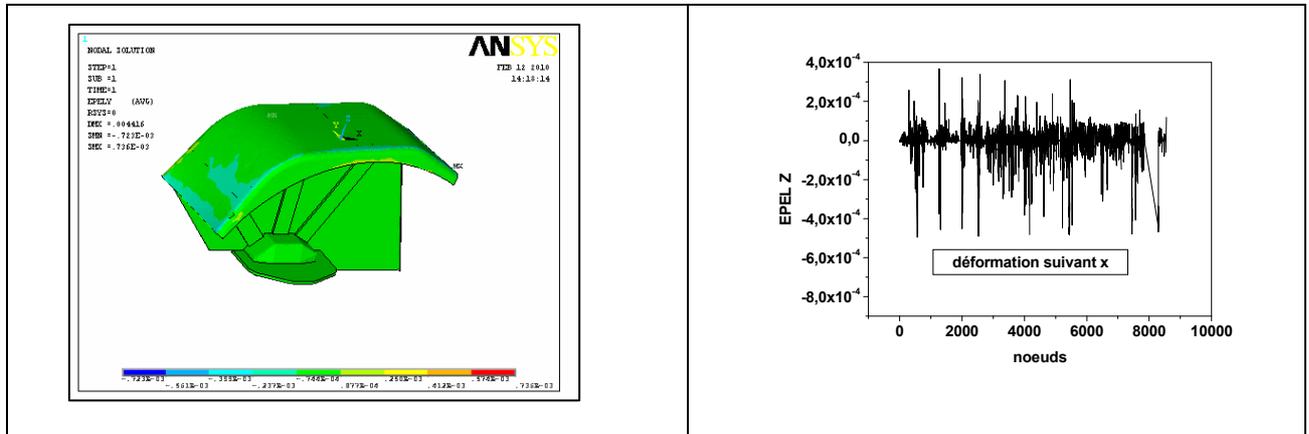
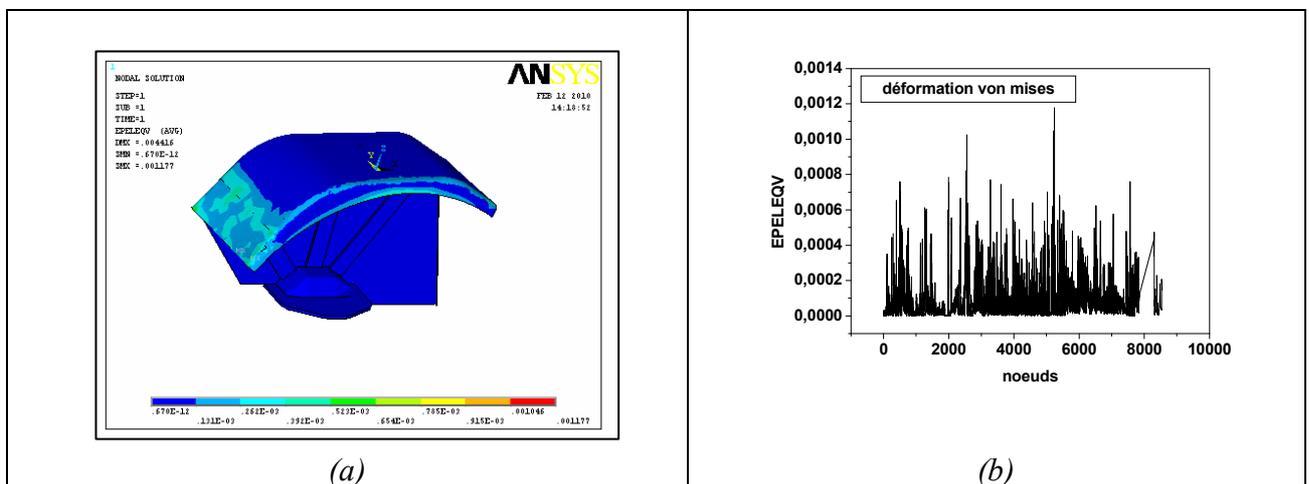


Figure IV-30a. Déformation suivant z

Figure IV-30b. Déformation nodal suivant z



(a)

(b)

Figure IV-31. Déformation de VON MISES

IV.3. CHASSIS PELLE

Définition : La pelle hydraulique est constituée d'un châssis porteur à chenilles ou à pneus, Le châssis automobile est la structure qui supporte et rigidifie tous les éléments constituant un véhicule terrestre. les ingénieurs ont cherché à reporter la rigidité apportée par le châssis sur la carrosserie. Grâce aux procédés d'emboutissage, de soudure, voir de collage, pour donner des formes spécifiques aux tôles qui la composent ainsi qu'une bonne rigidité à l'assemblage. Ces différentes techniques ont permis d'alléger sensiblement l'ensemble, puis, plus tard, d'optimiser le comportement de la structure du véhicule en cas de choc.

La figure IV-32 montre le modèle géométrique sous SolidWorks importé vers Ansys pour analyse.

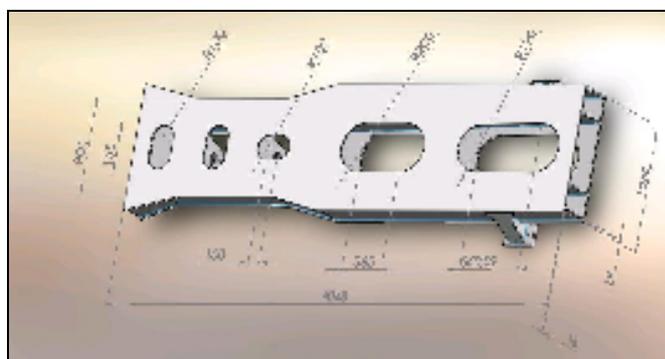


Figure IV-32. Châssis d'une pelle sous Solid Works

Le tableau suivant présente les caractéristiques du châssis.

| Structural | |
|---------------------------------|--|
| Matériau | Acier St 52-3 selon la norme DIN acier doux pour emboutissage et pliage |
| Module de Young | 2.0e+011 Pa |
| Coefficient de Poisson | 0,3 |
| Masse volumique | 7850, kg/m ³ |
| Dilatation thermique | 1,2e-005 1/°C |
| Limite élastique en traction | 2,5e+008 Pa |
| Limite élastique en compression | 2,5e+008 Pa |
| Résistance en traction | 4,6e+008 Pa |
| Résistance en compression | 0, Pa |

Tableau IV-2. Caractéristiques du châssis.

IV.3.1. Châssis en état de chargement vertical (pression $P=3064 \text{ Pa}$)

Les résultats présentés ci-dessous ont été calculés suivant les données présentées dans le tableau IV-2. Quatre types d'éléments ont été utilisés pour le maillage du châssis vu la complexité de la géométrie.

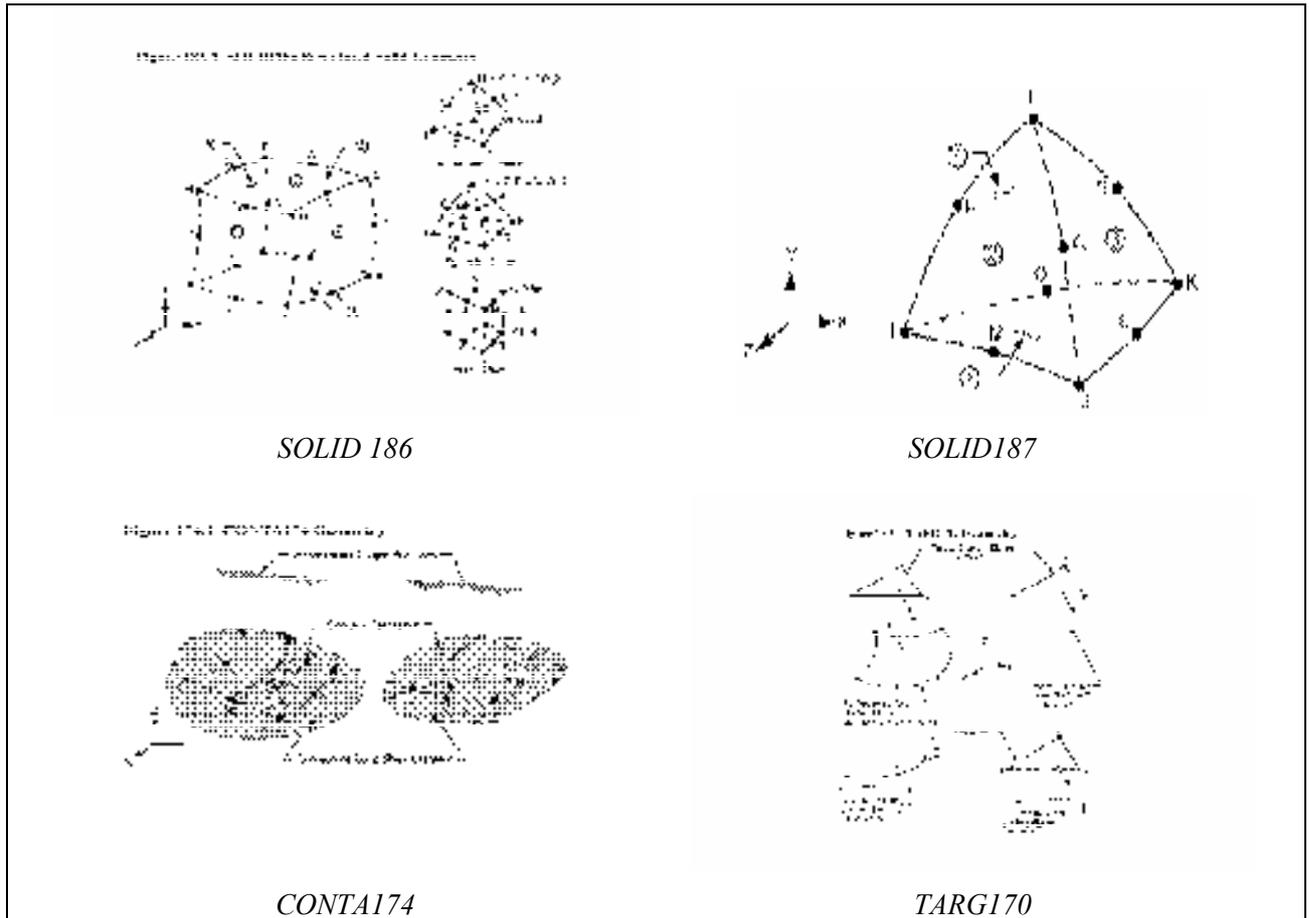


Figure IV-33. Types d'éléments utilisés pour le maillage.

Les résultats suivant concernent le châssis d'une pelle en état statique de chargement. Les figures IV.34 et IV.35 montrent respectivement le châssis sollicité par une pression sur toute la surface extérieure et la déformée totale.

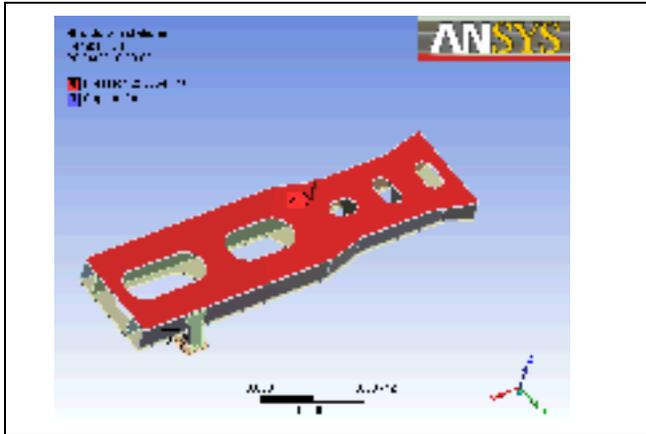


Figure IV-34: Châssis sous chargement

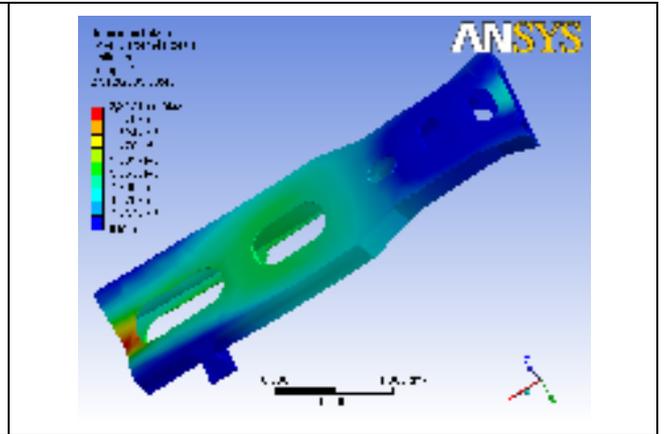


Figure IV-35: Déformée totale

Les figures IV.36 et IV.37 indiquent le modèle maillé et le vecteur déplacement total de la structure.



Figure IV-36: Maillage de la structure

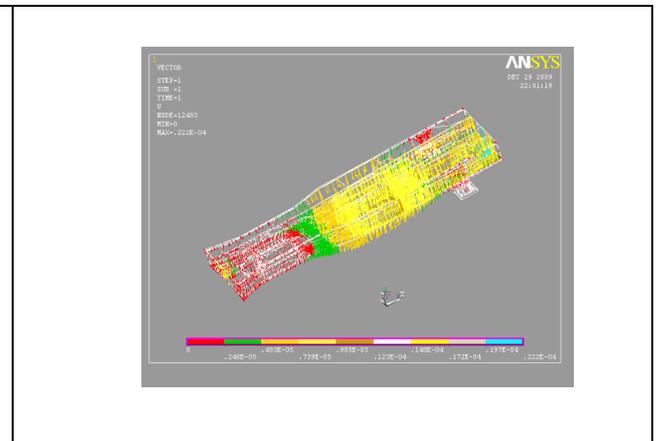


Figure IV- 37: Vecteur déplacement de la structure

Les figures IV.38 (a et b), IV.39 (a et b) et IV.40 (a et b) montrent les déplacements nœuds de la structure suivant les directions x, y et z respectivement, le déplacement total est montré à la figure IV.41 (a et b).

La figure IV.42 indique le numéro de nœud et ses coordonnées, on constate que le déplacement max suivant la direction x se trouve au nœud 3256 et a la valeur $0.791E-06$ m, pour la direction y il se trouve au niveau du nœud 3450 avec la valeur $0.159E-05$ m par contre suivant la direction z (direction du chargement) le nœud 12091 portant le plus grand déplacement a la valeur $0.222E-04$ m,

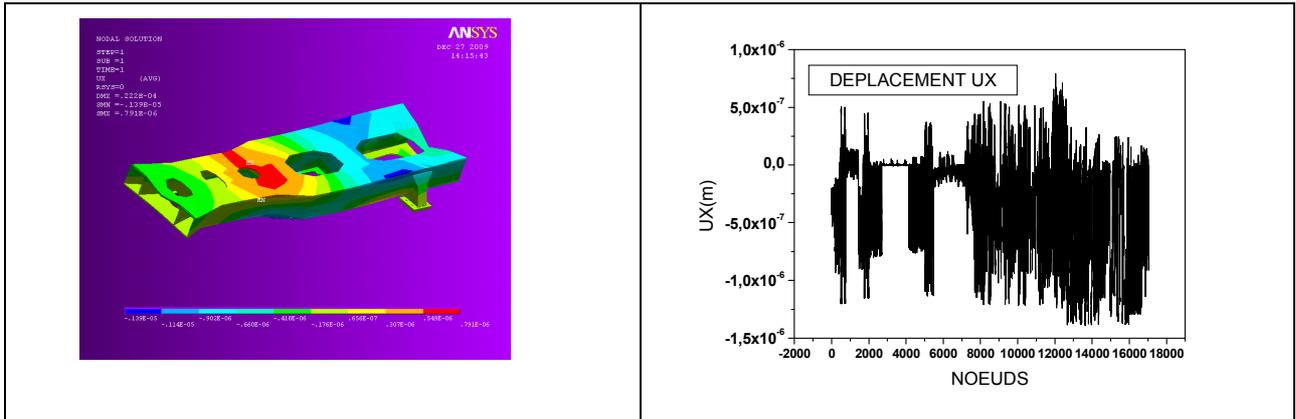


Figure IV-38a. Déplacement suivant x

Figure IV-38b. Déplacement nodal suivant x

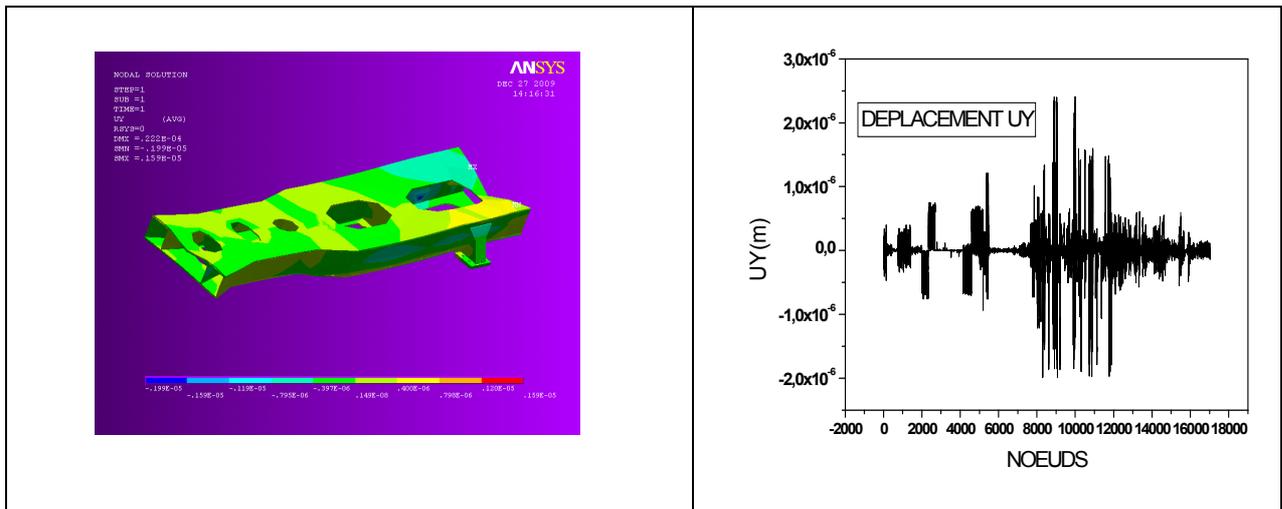


Figure IV-39a. Déplacement suivant y

Figure IV-39b. Déplacement nodal suivant y

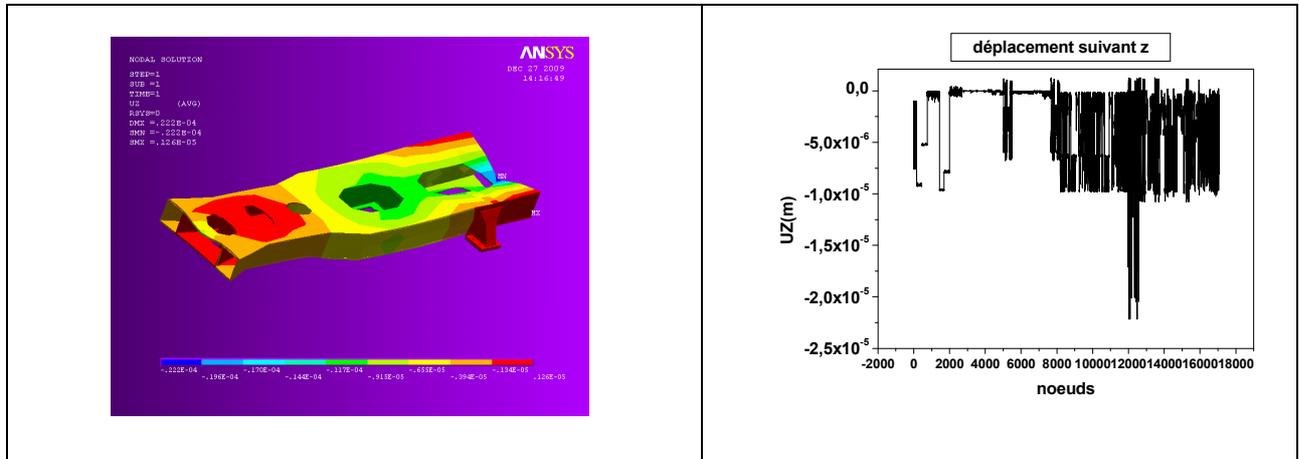


Figure IV-40a. Déplacement suivant z

Figure IV-40b. Déplacement suivant z

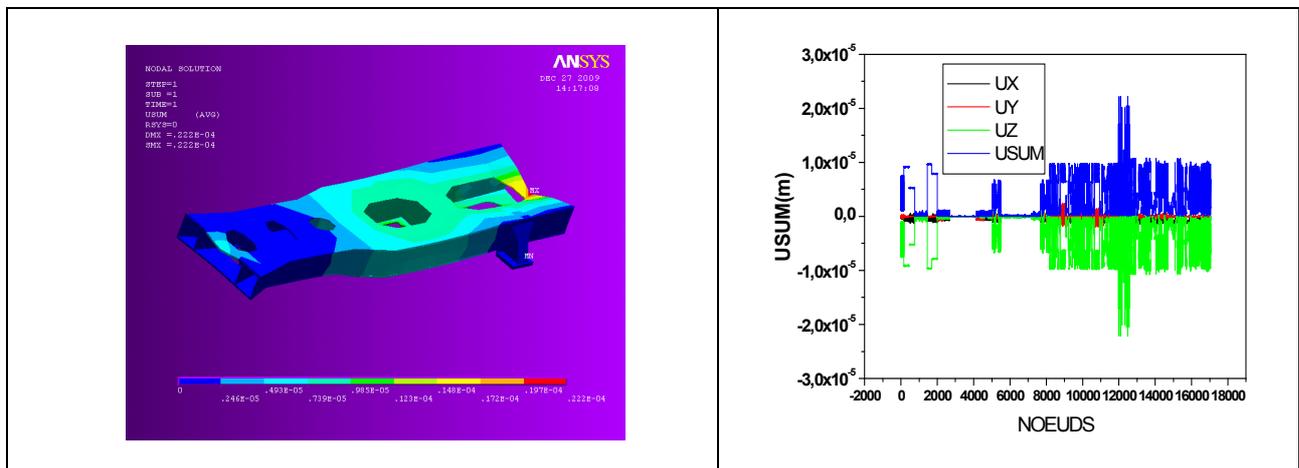


Figure IV-41a. Déplacement total de la structure

Figure IV-41b. Déplacement nodal total

La figure IV.42 indique le numéro de nœud et ses coordonnées, on constate que le déplacement max suivant la direction x se trouve au nœud 3256 et a la valeur 0.791E-06 m, pour la direction y il se trouve au niveau du nœud 3450 avec la valeur 0.159E-05 m par contre suivant la direction z (direction du chargement) le nœud 12091 portant le plus grand déplacement a la valeur 0.222E-04 m,

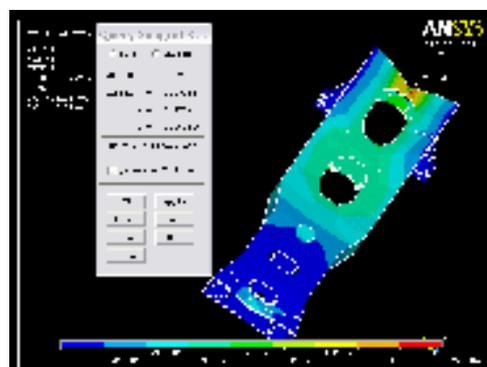


Figure IV-42. Localisation des coordonnées du nœud ayant le plus grand déplacement

Les figures IV.43 (a et b), IV.44 (a et b) et IV.45 (a et b) expriment les contraintes nodales de la structure suivant les trois axes, les résultats enregistrés montrent que la contrainte max suivant la direction x se trouve au nœud 7892 ayant la valeur $0.56713E+06$ Pa, suivant la direction y la plus grande contrainte est constatée au niveau du nœud 4326 à la valeur $0.13050E+07$ Pa ; cependant le nœud portant la contrainte max suivant la direction z est le nœud 7892 Pa et a la valeur $0.12157E+07$ Pa

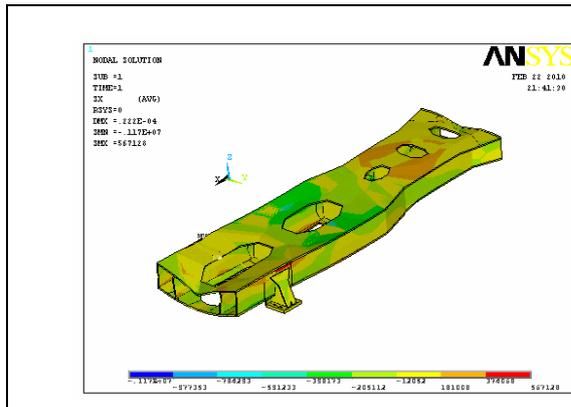


Figure IV-43a. Contrainte suivant x

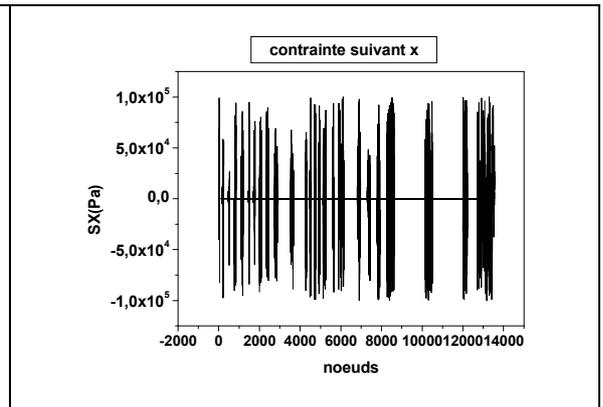


Figure IV-43b. Contrainte nodale suivant x

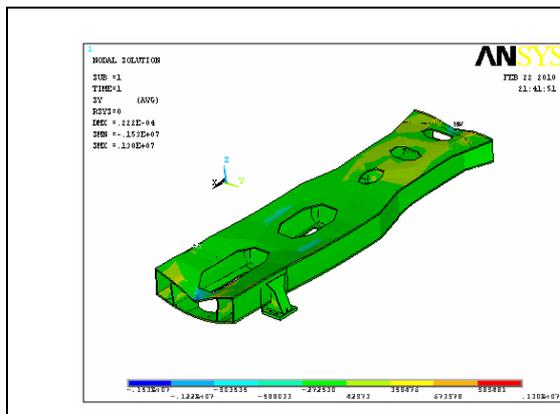


Figure IV-44a. Contrainte suivant y

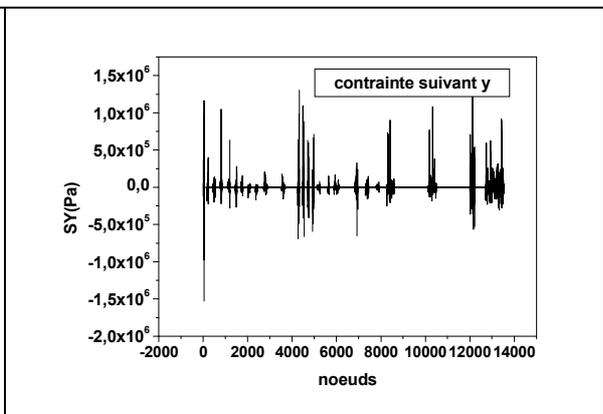


Figure IV-44b. Contrainte nodale suivant y

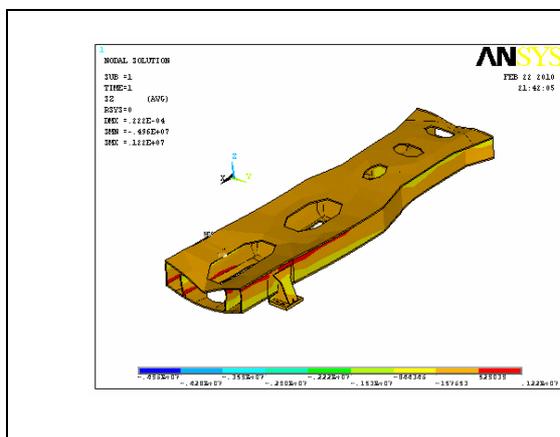


Figure IV-45a. Contrainte suivant z

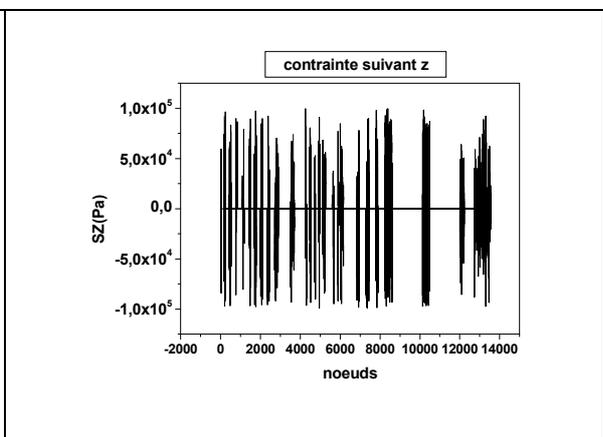


Figure IV-45b. Contrainte nodale suivant z

Les figures IV.46 (a, b et c) montrent l'état de contraintes globale et la localisation du nœud ayant la plus grande valeur de la contrainte de Von Mises. Cette contrainte se trouve au nœud 834 et a la valeur $0.46634E+07$ Pa.

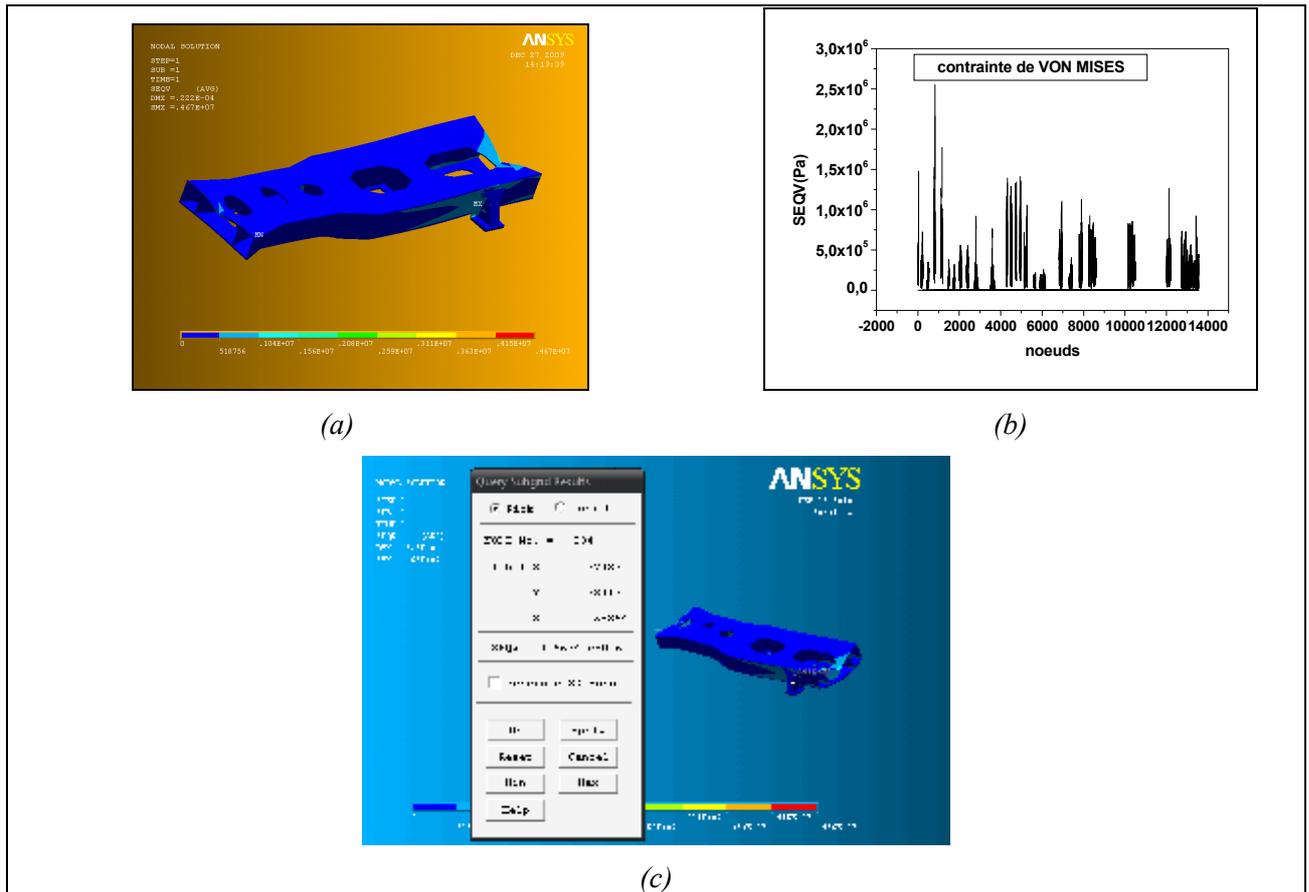


Figure IV-46. Localisation du nœud ayant la plus grande contrainte de Von Mises

La figure IV. 47(a et b), IV. 48(a et b), IV. 49(a et b), montrent les déformations suivant les trois directions, on constate que la déformation la plus élevée se trouve au niveau du nœud 834 à la valeur $-0.22214E-04$, la figure IV. 50(a et b) montre la déformation de Von mises qui se trouve au nœud 1178 à la valeur $0.2334E-04$

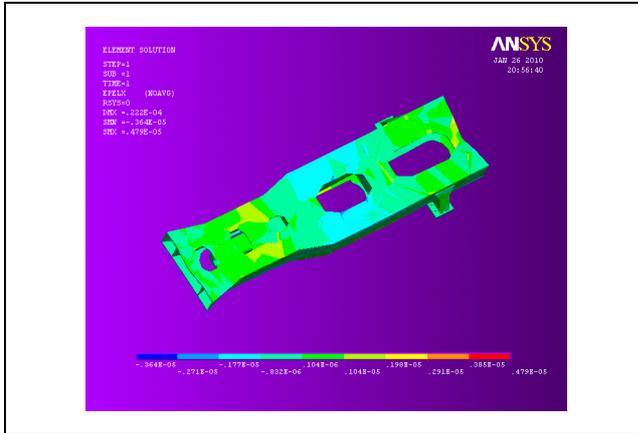


Figure IV- 47a. Déformation suivant x

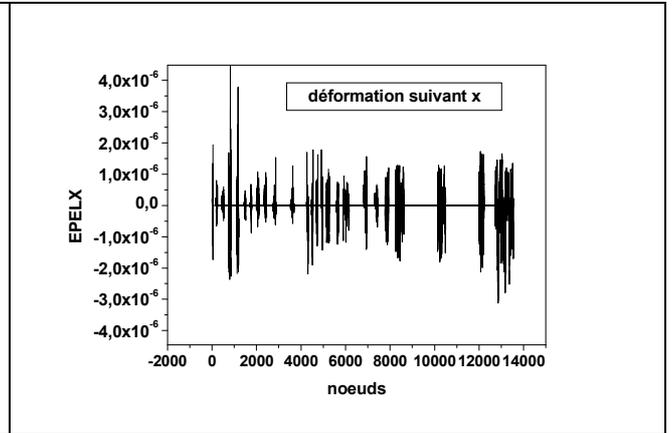


Figure IV-47b. Déformation nodale suivant x

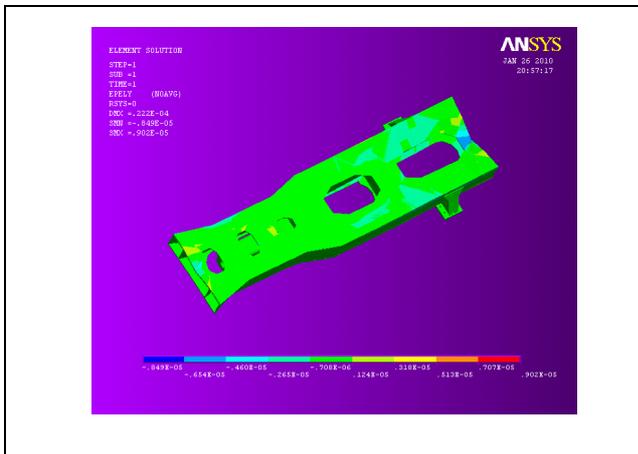


Figure IV-48a. Déformation suivant y

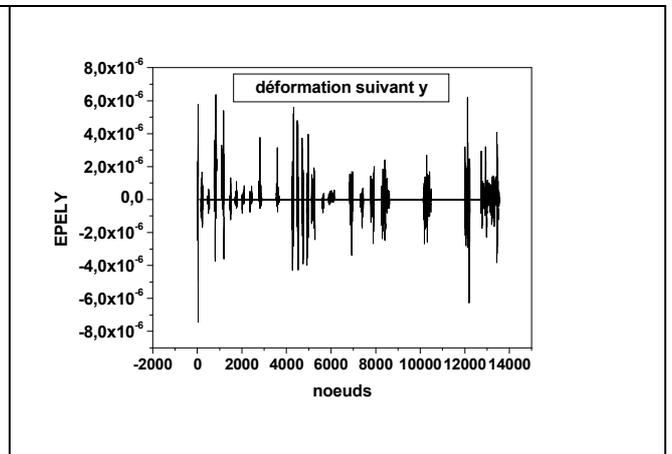


Figure IV-48b. Déformation nodale suivant y



Figure IV-49a. Déformation suivant z

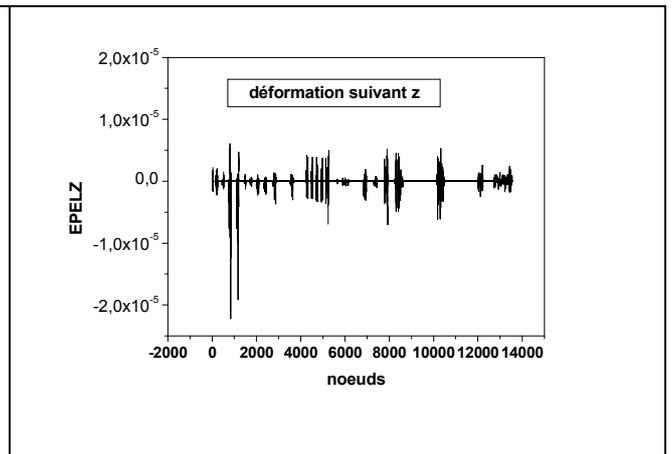


Figure IV-49b. Déformation nodale suivant z

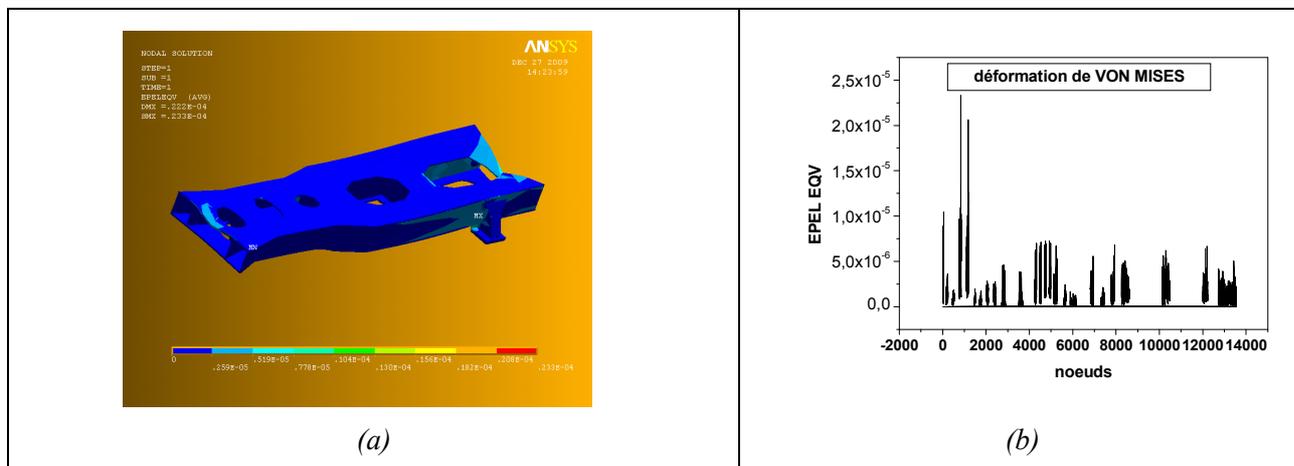


Figure IV-50. Déformation de VON MISES

IV.3.2. Etude de la plaque supérieure du châssis avec différentes singularités géométriques (solicitation en traction $F=50\text{KN}$)

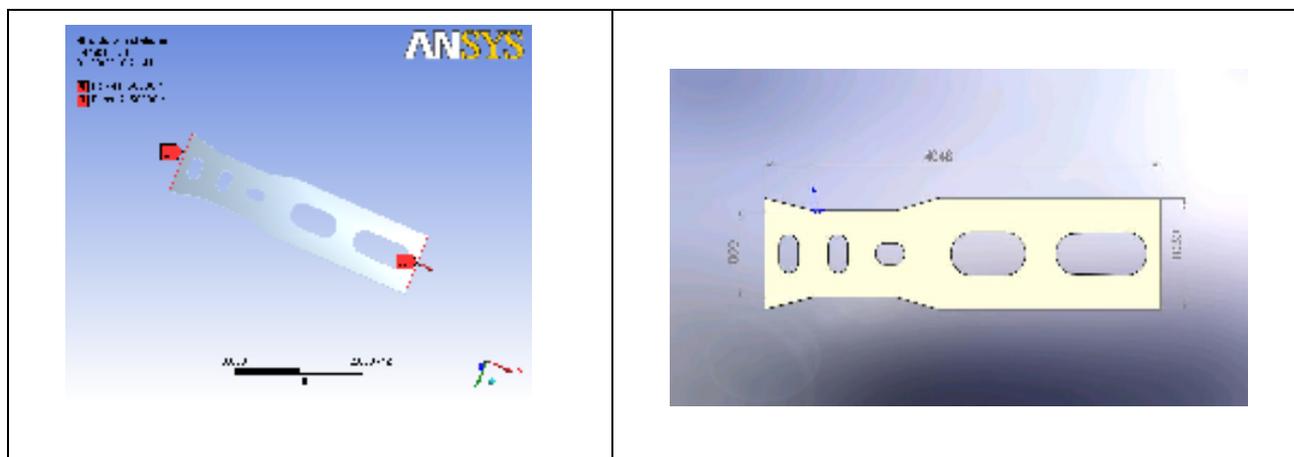


Figure IV-51. Modèle géométrique 1 (plaque en traction)

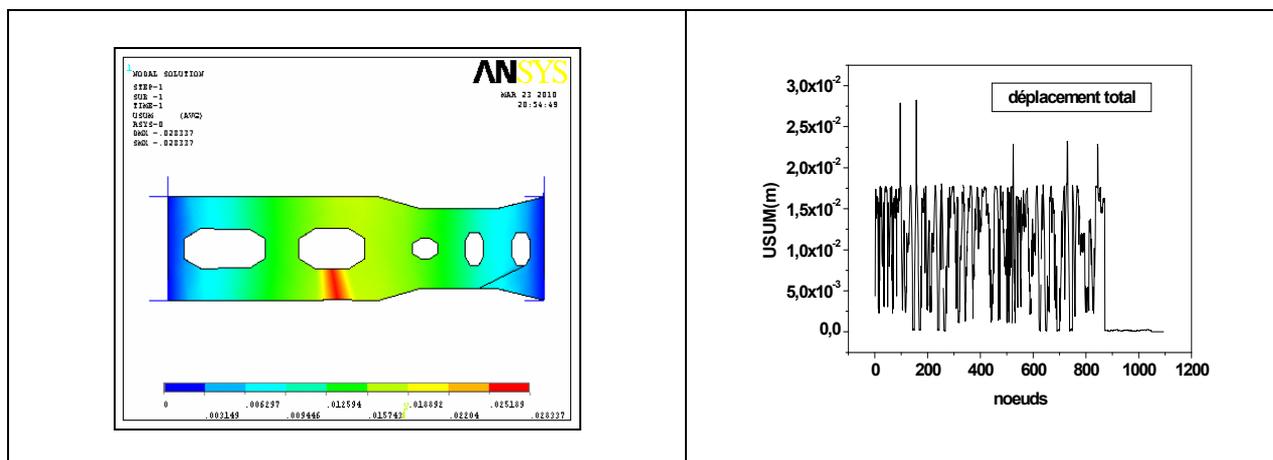


Figure IV-52. Déplacement total de la plaque

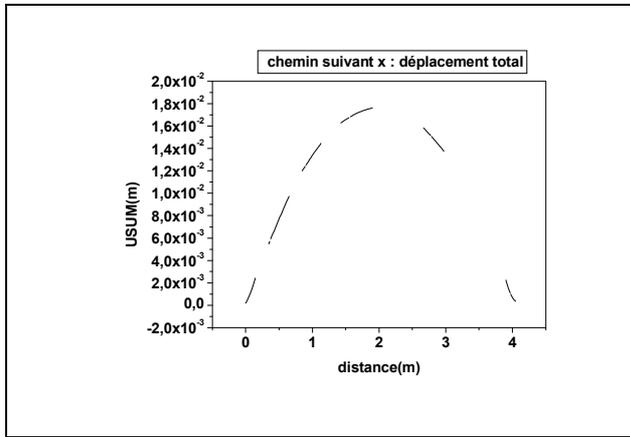


Figure IV-53.a. Chemin des nœuds suivant x

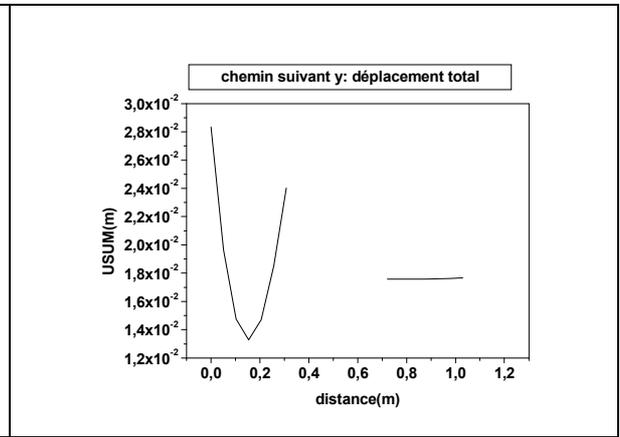


Figure IV-53.b. Chemin des nœuds suivant y

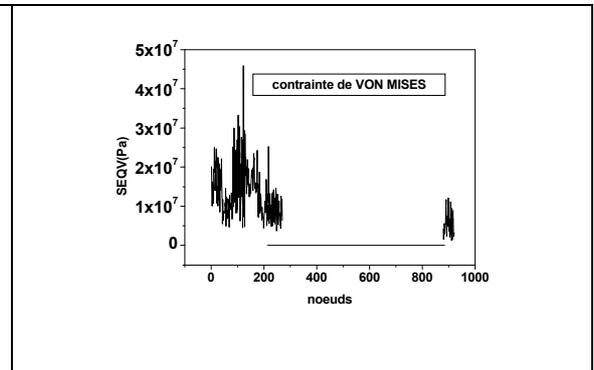
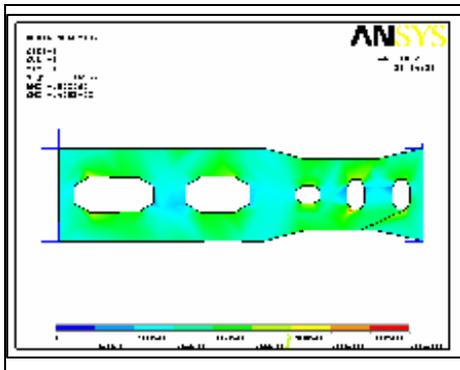


Figure IV-54. Contrainte de Von Mises

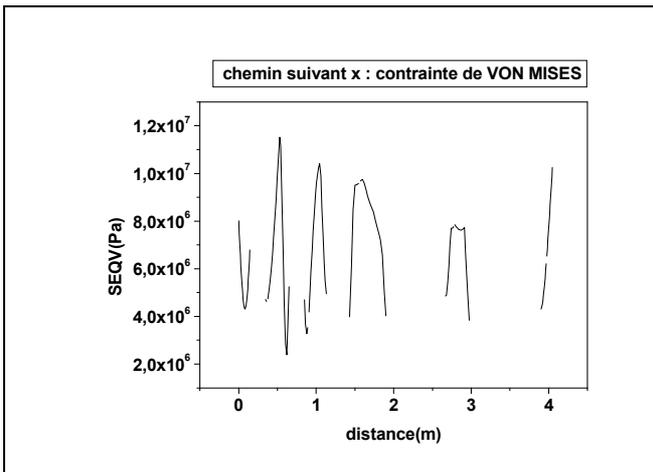


Figure IV-55.a. Chemin de la contrainte suivant x

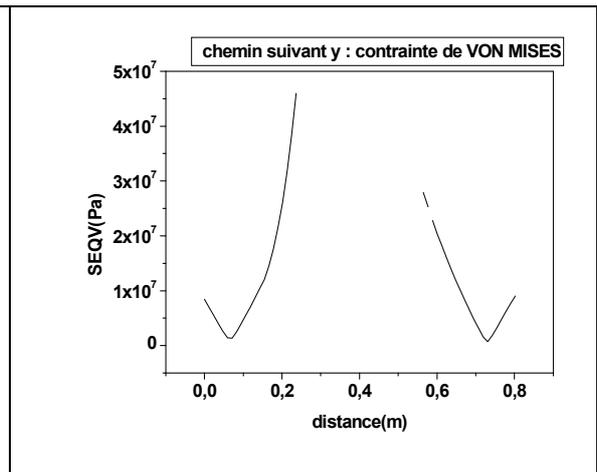


Figure IV-55 b. Chemin de la contrainte suivant y

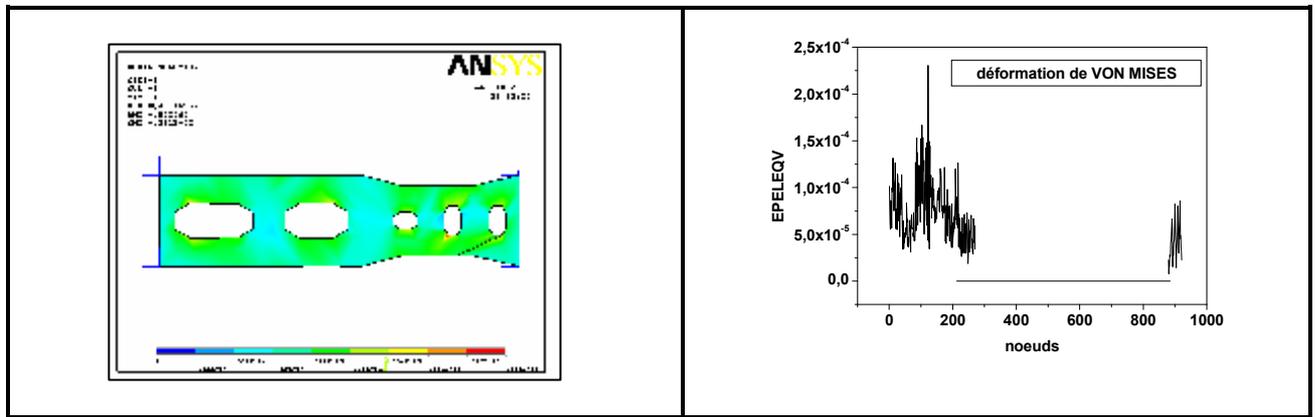


Figure IV-56. Déformation de Von Mises

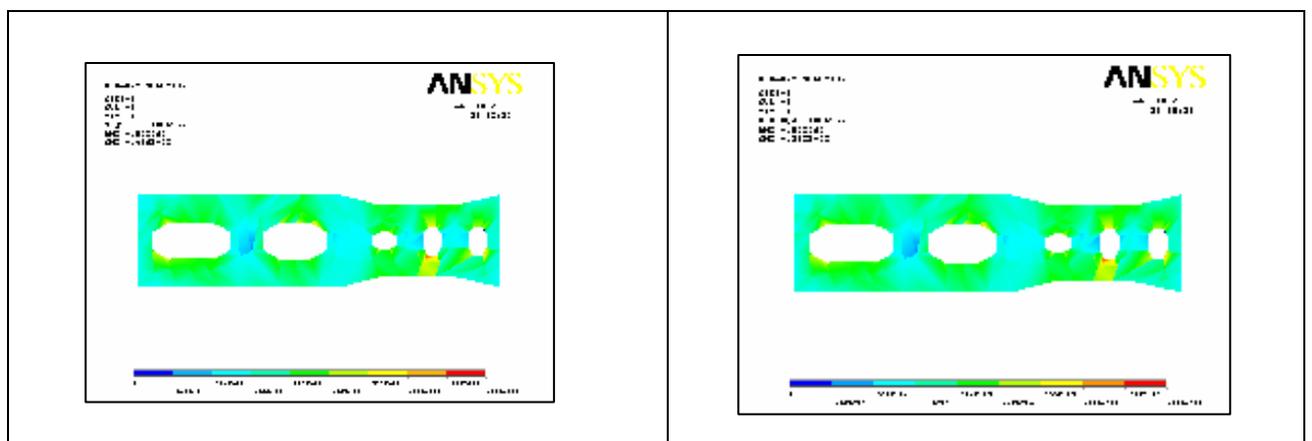


Figure IV-57.a. Contrainte de Von mises
(solution éléments)

Figure IV-57 b. Déformation Von Mises
(solution éléments)

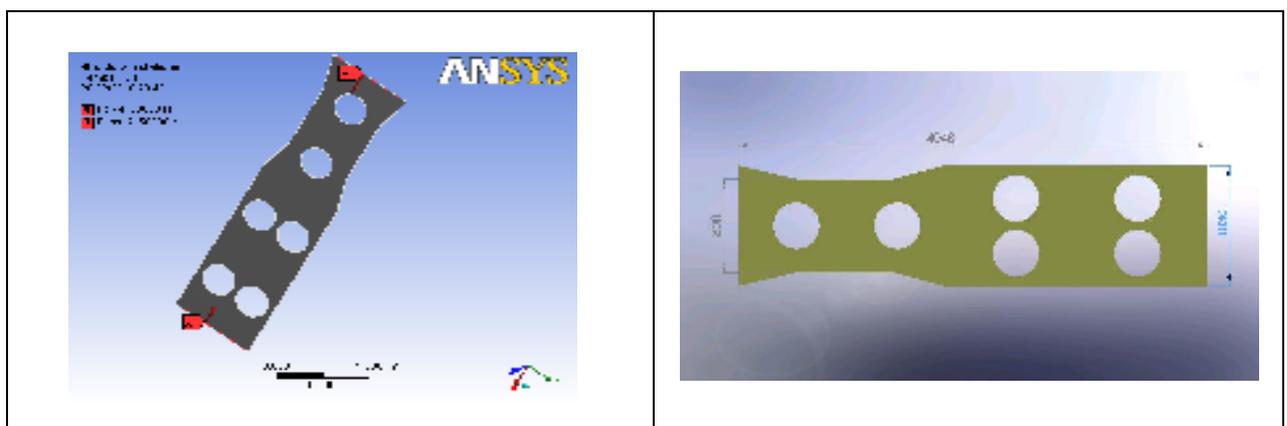


Figure IV-58. Modèle géométrique 2 (plaque en traction)

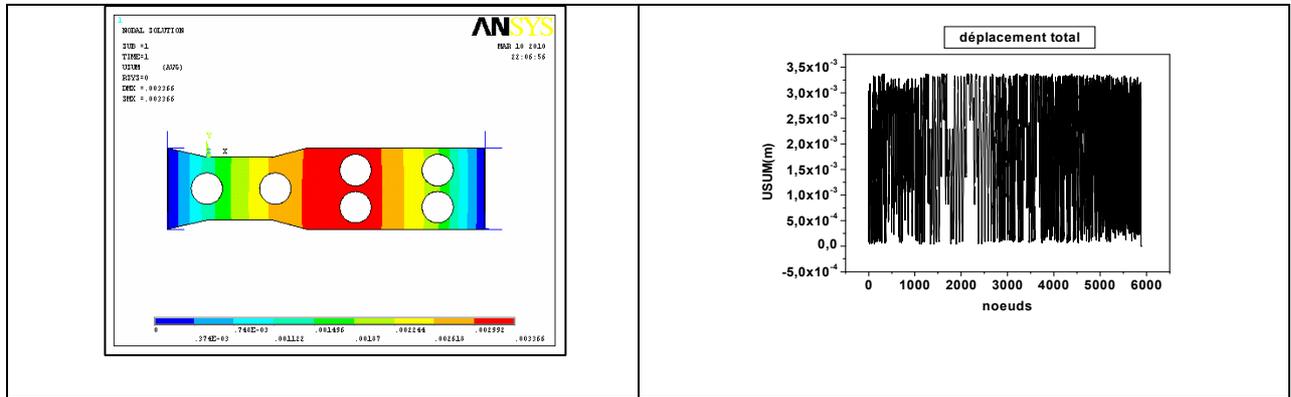


Figure IV-59. Déplacement total de la plaque

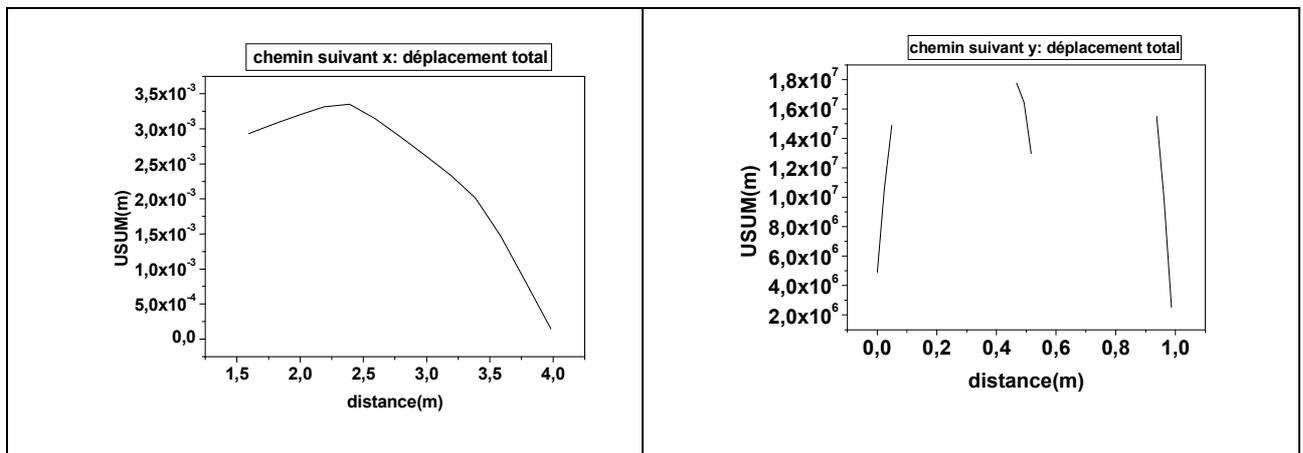


Figure IV-60.a. Chemin des nœuds suivant x

Figure IV-60. b. Chemin des nœuds suivant y

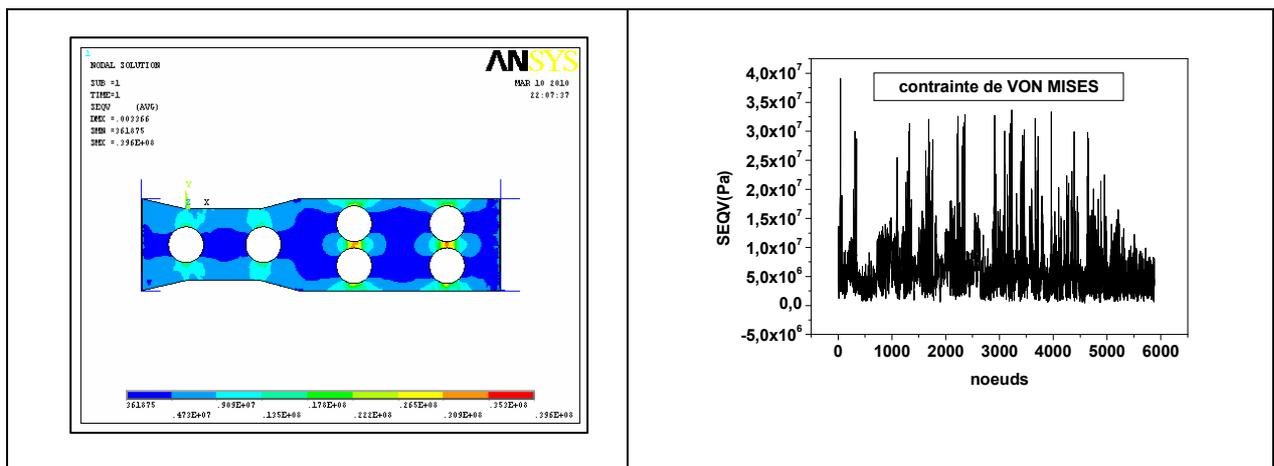


Figure IV-61. Contrainte de Von Mises

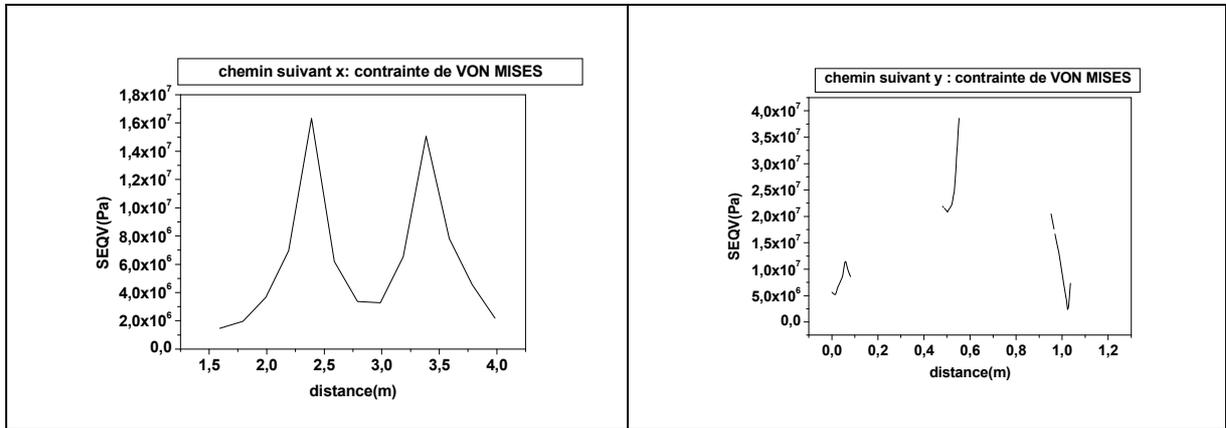


Figure IV-62.a. Chemin de la contrainte suivant x

Figure IV-62. b. Chemin de la contrainte suivant y

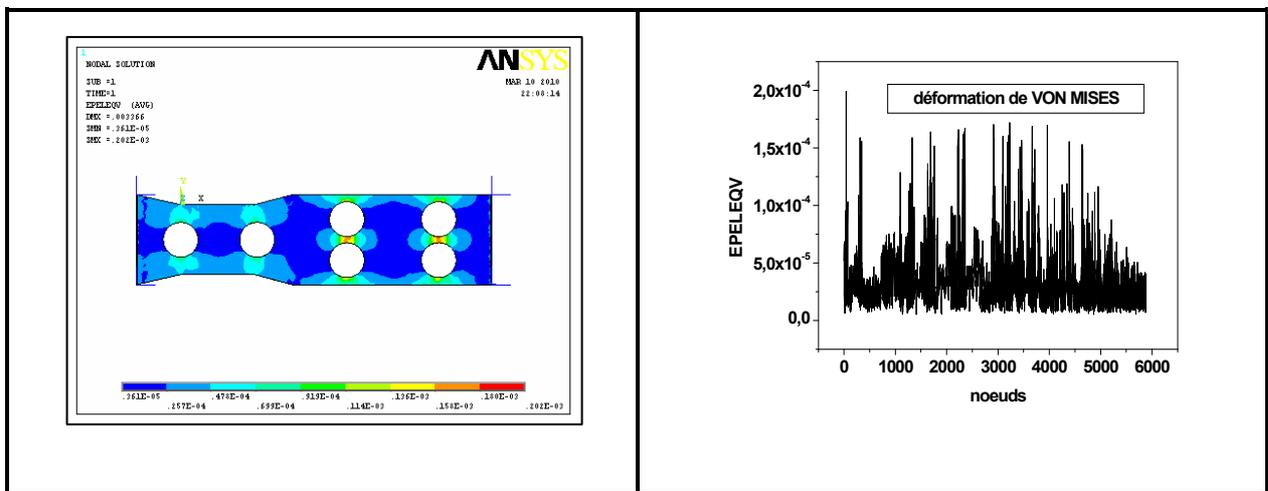


Figure IV-63. Déformation de Von Mises

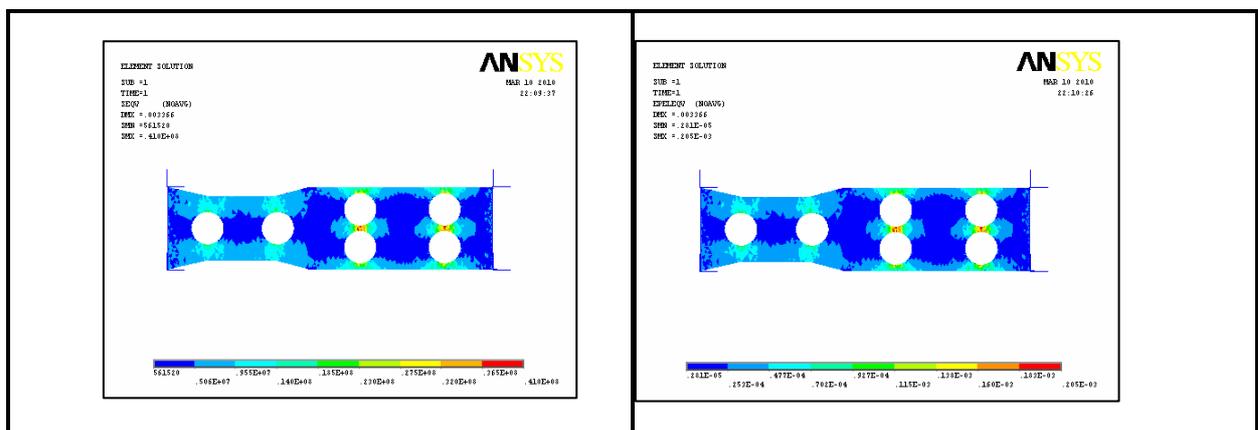


Figure IV-64.a. Contrainte de Von mises
(solution éléments)

Figure IV-64.b. Déformation Von Mises
(solution éléments)

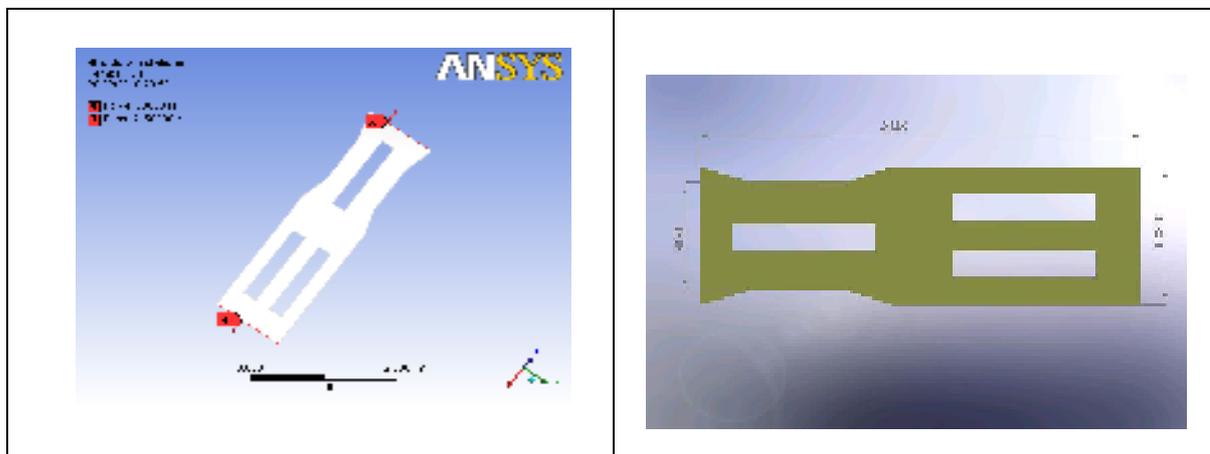


Figure IV-65. Modèle géométrique 3 (plaque en traction)

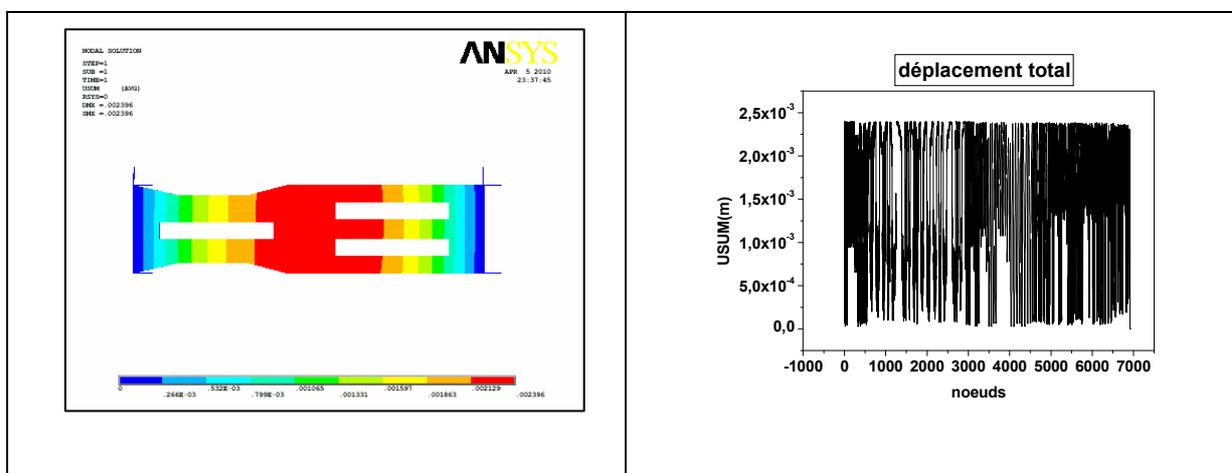


Figure IV-66. Déplacement total de la plaque

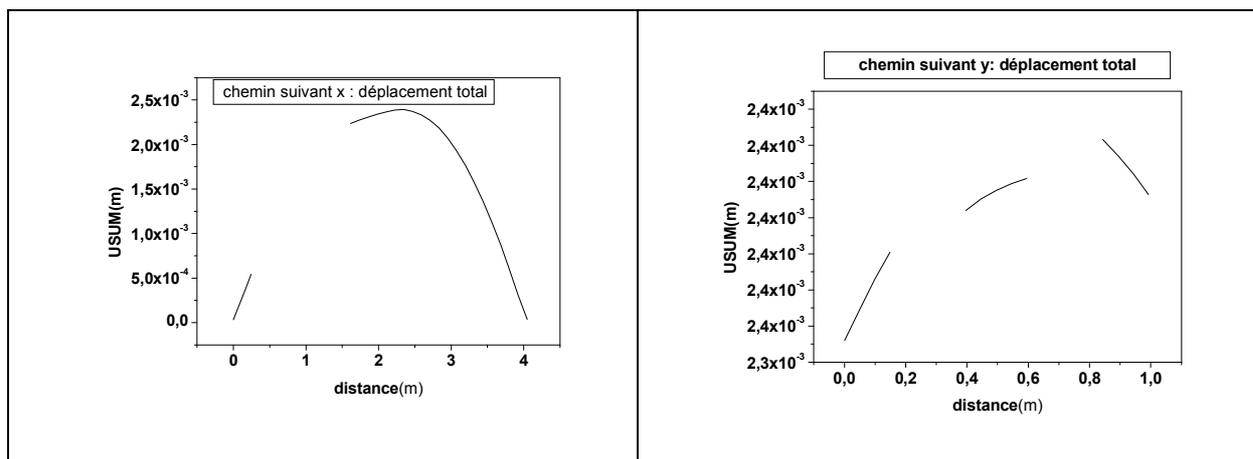


Figure IV-67.a. Chemin des nœuds suivant x

Figure IV-67.b. Chemin des nœuds suivant y

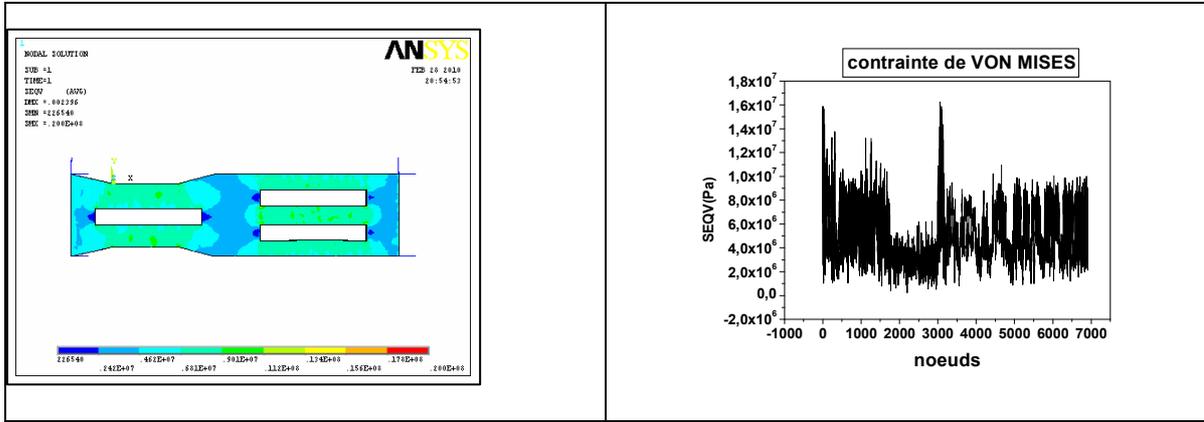


Figure IV-68. Contrainte de Von Mises

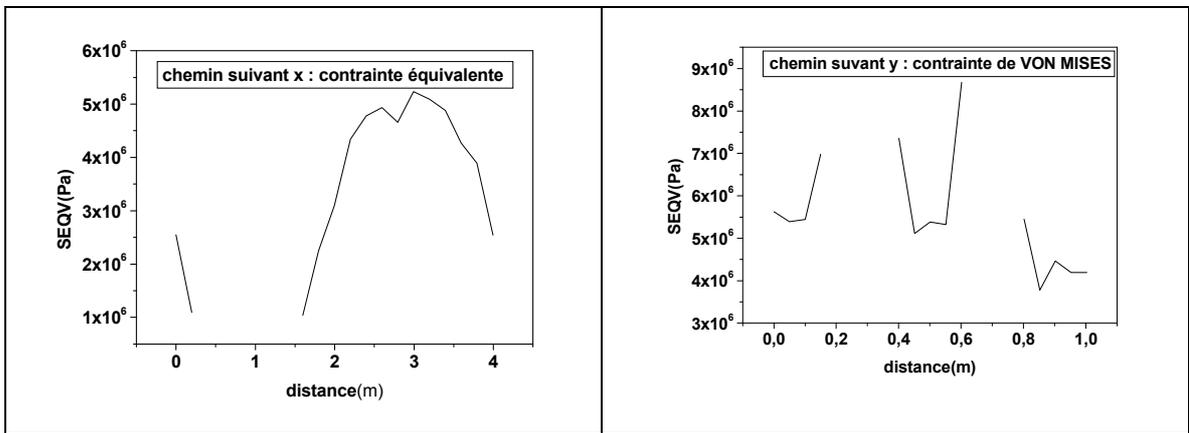


Figure IV-68.a. Chemin de la contrainte suivant x

Figure IV-69.b. Chemin de la contrainte suivant y

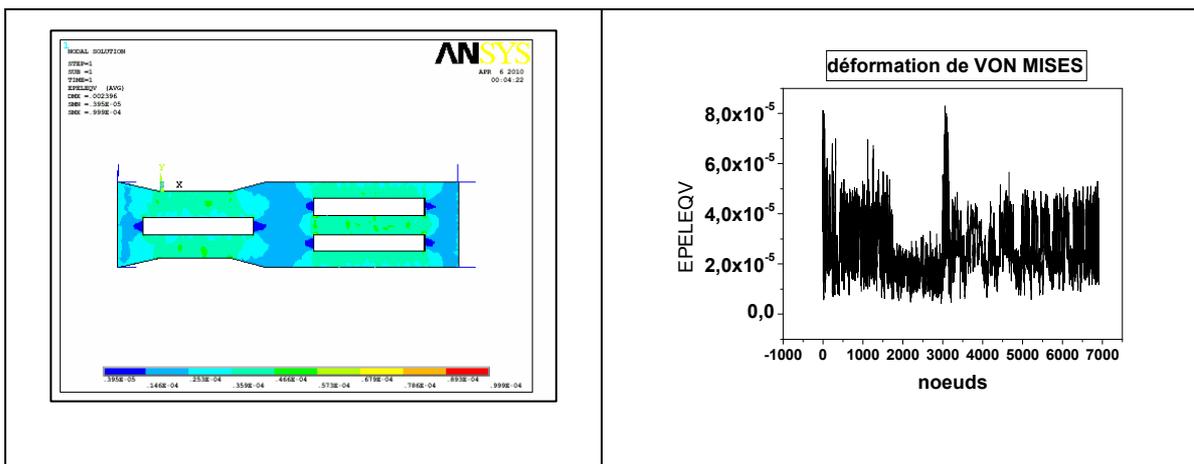


Figure IV-70. Déformation de Von Mises

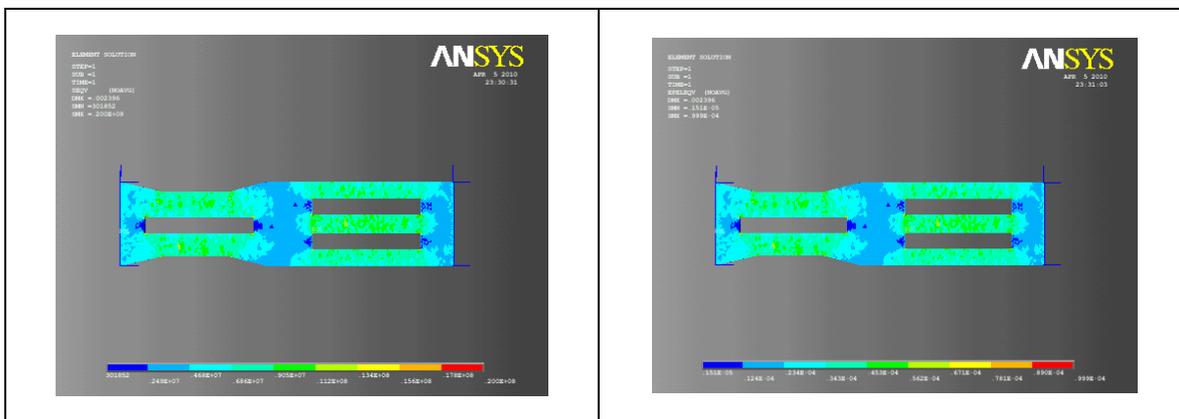


Figure IV-71.a. Contrainte de Von mises (solution éléments)

Figure IV-71.b. Déformation Von Mises (solution éléments)

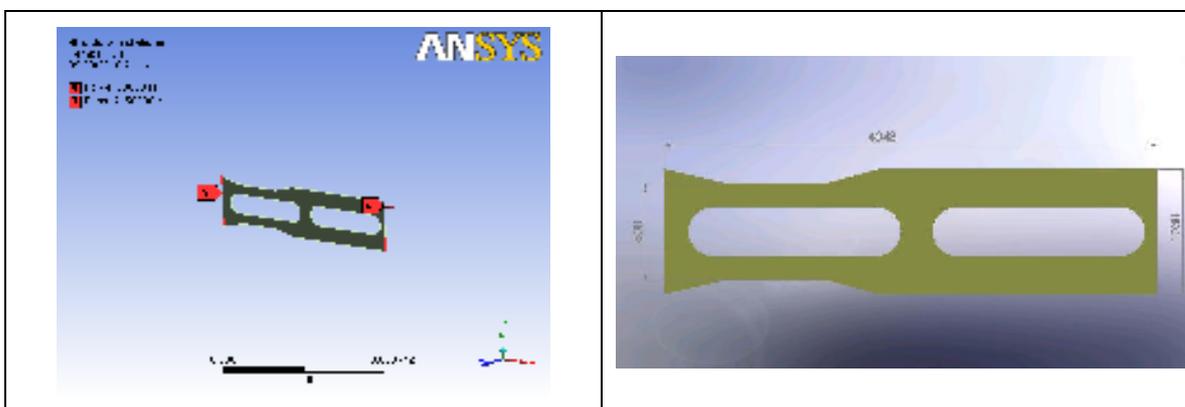


Figure IV-72. Modèle géométrique 4 (plaque en traction)

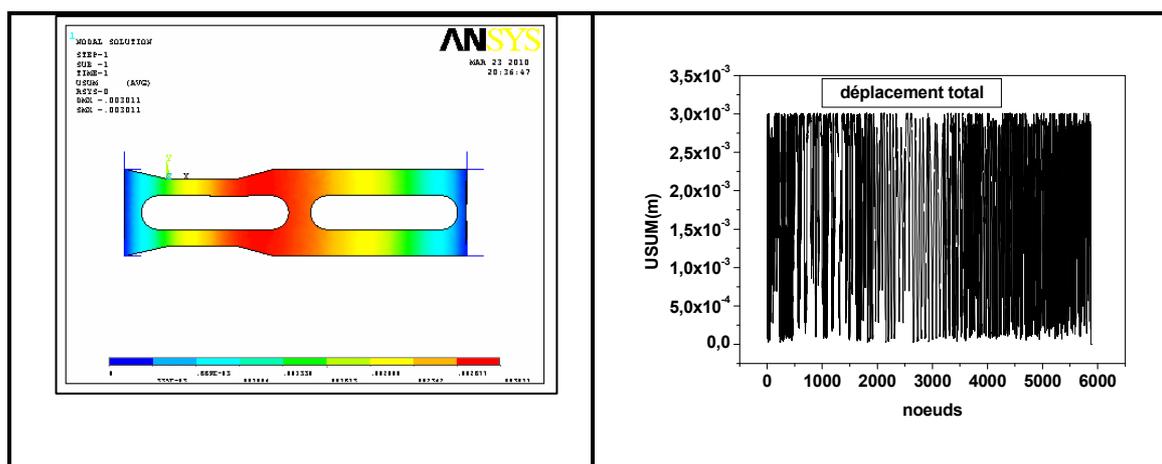


Figure IV-73. Déplacement total de la plaque

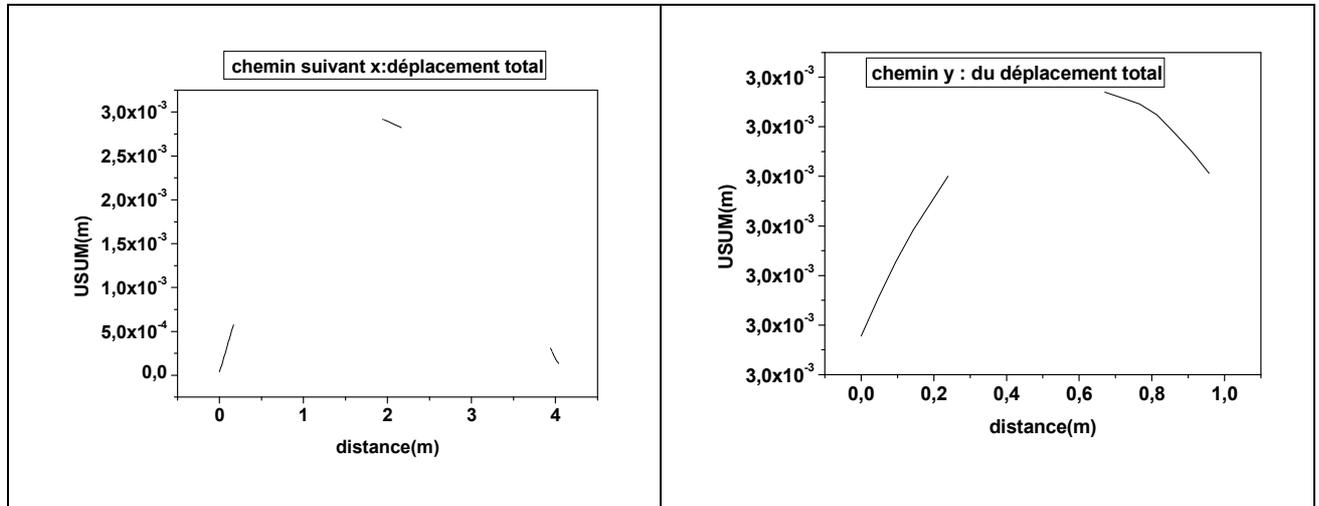


Figure IV-74.a. Chemin des nœuds suivant x

Figure IV-74.b. Chemin des nœuds suivant y

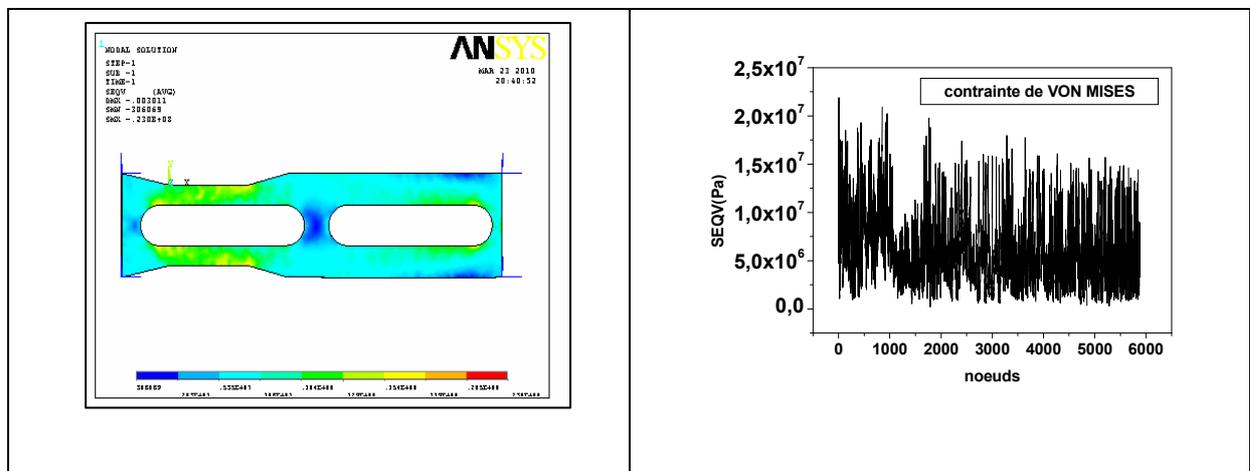


Figure IV-75. Contrainte de Von Mises

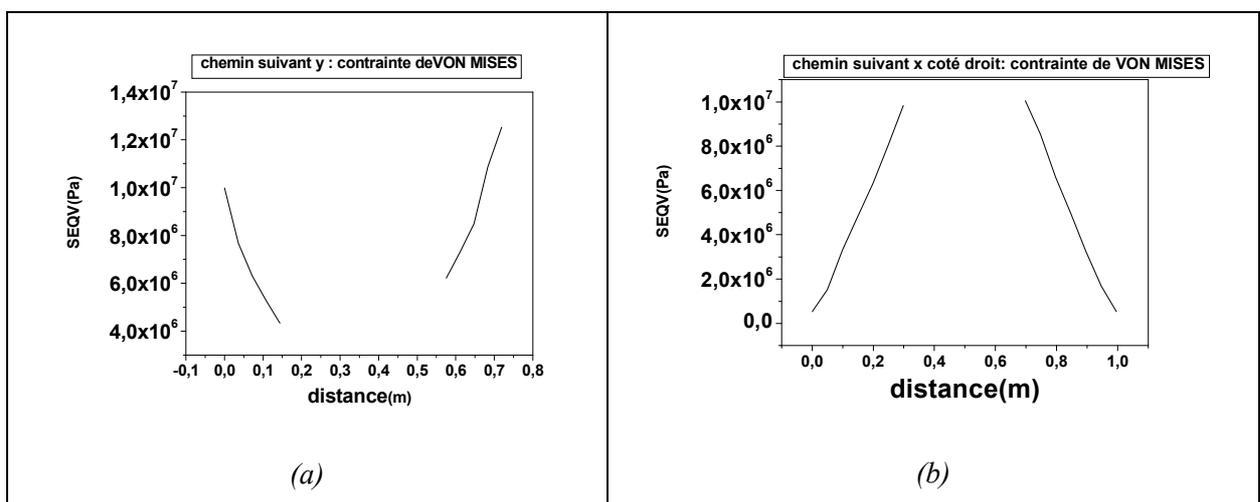


Figure IV-76. Chemin de la contrainte suivant y (a) à gauche de la plaque (b) à droite de la plaque

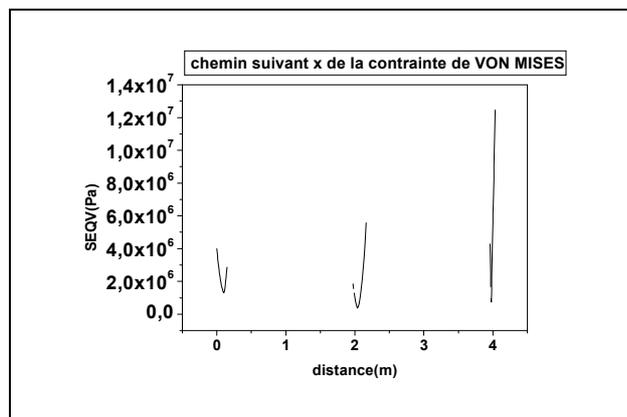


Figure IV-77. Chemin de la contrainte suivant x

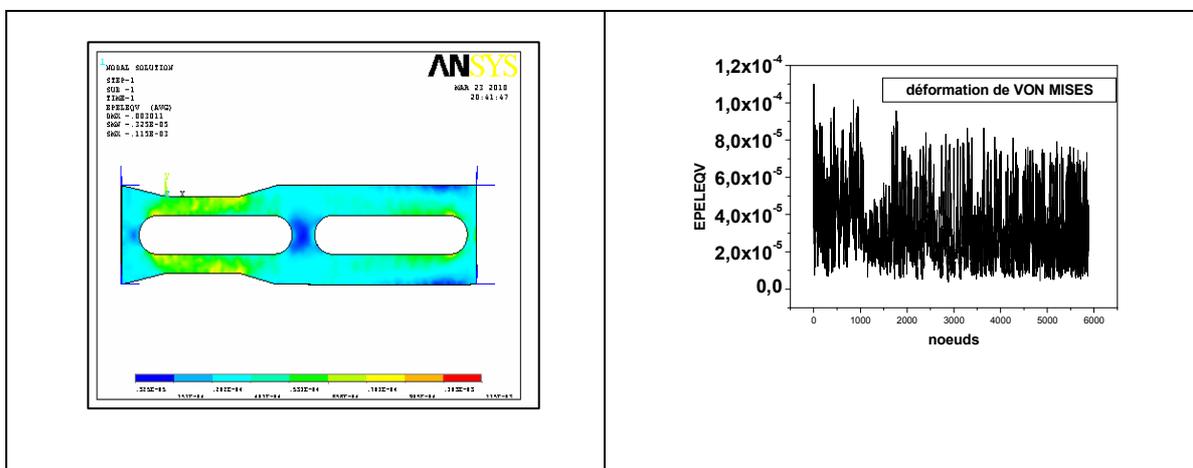


Figure IV-78. Déformation de Von Mises

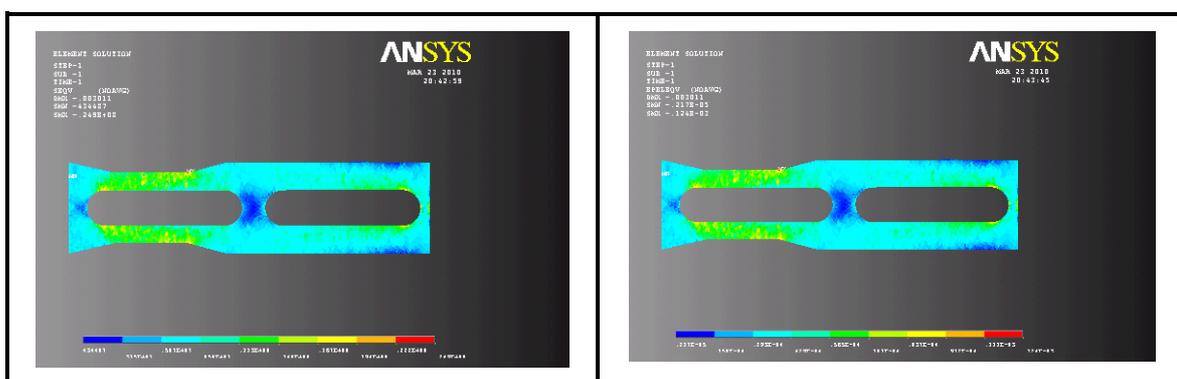
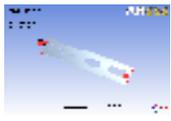
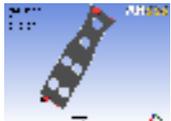
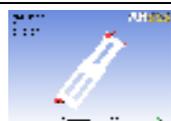


Figure IV-79.a. Contrainte de Von mises (solution éléments)

Figure IV-79 b. Déformation Von Mises (solution éléments)

Tableau IV-3 : Comparaison des plaques avec différentes singularités

| | Types de plaques | | Déplacement total de la structure USUM (m) | Contrainte équivalente SEQV(MPa) | Déformation équivalente EPELEQV (ε) |
|----------------------|----------------------------------|---|--|----------------------------------|-------------------------------------|
| 1 ^{er} cas | Plaque supérieure du châssis |  | 0,0283 | 45,9 | 0,233 |
| 2 ^{eme} cas | Plaque comportant des cercles |  | 0,0033 | 39 | 0,202 |
| 3 ^{eme} cas | Plaque comportant des rectangles |  | 0,0023 | 20 | 0,099 |
| 4 ^{eme} cas | Plaque comportant des rainures |  | 0,003 | 23 | 0,115 |

IV.4. CONCLUSION

On constate que la plaque supérieure du châssis dans sa conception présente le plus grand déplacement et un niveau de contrainte élevé par rapport aux autres plaques que nous avons modifié.

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Dans un contexte industriel très concurrentiel, les techniques et outils de simulation numérique aux éléments finis constituent donc des alliés précieux pour l'ingénieur en charge de la conception d'un produit.

Les résultats présentés dans cette étude pour les deux cas d'application à savoir le capot garde boue du tracteur 6806 et le châssis de la pelle 9210 sous l'influence de différentes singularités géométriques par le code de calcul Ansys, ont permis de mettre en évidence que :

- La conception de nouveaux modèles devient meilleure.
- La géométrie des singularités a un impact direct sur le niveau de concentration des contraintes et de déplacement et par conséquent sur les phénomènes de fissurations et fatigue.
- La solution nodale décrit de façon qualitative les états déplacements et de contraintes.

Pour le capot garde boue, la contrainte maximale en traction et compression est atteinte aux nœuds qui sont situés au niveau du support fixe et à l'extrémité gauche du capot respectivement.

En ce qui concerne le châssis la valeur maximale est enregistrée aux environs d'une singularité. Les trajectoires réalisées dans certains cas de structures, ont permis de calculer les contraintes et les déplacements dans des zones jugées critiques. On a remarqué que les discontinuités dans les courbes obtenues s'expliquent par les vides des formes géométriques.

De plus l'analyse nodale de la structure du châssis constitue un modèle de prédiction des zones critiques ou susceptible de constituer des foyers de déclenchement des fissures. En

effet, sachant avec précision le numéro de nœud, on peut, expérimentalement placer des capteurs de surveillance et de contrôle dans la structure.

Il serait intéressant d'analyser nos structures avec différents maillage pour pouvoir comparer les résultats et voir le type de maillage le plus convenable et le plus précis surtout dans les zones particulières (les singularités)

Même avec un programme qui fonctionne, s'approcher d'une modélisation représentative de la réalité n'est pas si trivial.

Une des clés de la réussite d'une simulation est de garder en permanence un œil critique sur le travail réalisé. Il est donc indispensable de confier la mise en oeuvre de ces simulations à des personnes suffisamment qualifiées, qui n'utiliseront pas les logiciels comme des « boîtes noires ». Cela nécessite une formation adaptée aux méthodes, aux outils et aux démarches de mise en œuvre d'une simulation.

En perspective, on recommande une modélisation généralisée du châssis en tenant compte de toutes les accessoires (le système de suspension etc...) en comportement dynamique et d'intégrer de nouveaux matériau afin d'augmenter la stabilité, la fiabilité et faire un dimensionnement optimal de l'engin.

REFERENCES

- [1]. Sidonie Lefebvre, "Etude expérimentale et simulation numérique du comportement mécanique de structures submicrométriques de cuivre : application aux interconnexions dans les circuits intégrés" Ecole Centrale Paris MSSMAT Thèse de doctorat soutenue le 24 novembre 2006

- [2]. Bahloul Riadh " Optimisation du procédé de pliage sur presses de pièces en tôles à haute limite d'élasticité" Ecole doctorale sciences des métiers de l'ingénieur Date de soutenance : 01 décembre 2005

- [3]. Audrey PACCINI " Développement d'un modèle éléments finis 3D appliqué à la simulation d'opérations chirurgicales des tissus mous " Ecole des mines de Paris. Spécialité «Mécanique Numérique» Thèse de doctorat soutenue le 30 novembre 2005

- [4]. Mohamed Azaouzi¹ " Modélisation et optimisation numérique de l'emboutissage de pièces de précision en tôlerie fine " École doctorale EMMA Lorraine Thèse Présentée et soutenue publiquement le 11 Décembre 2007

- [5]. R. Créachcadec " Analyse et Modélisation du Comportement Non linéaire d'Assemblages Collés pour Application Marine " Laboratoire Brestois de Mécanique et Systèmes EA 4325 – ENSIETA / UBO / ENIB – Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs Thèse soutenue le Mardi 2 Décembre 2008

- [6]. PAUL TEODORESCU " Grands éléments finis pour l'élasticité plane " École polytechnique fédérale de lausanne, Thèse N°462 (1982)

- [7]. B. Audoly " Élasticité et géométrie : de la rigidité des surfaces à la délamination en fil de téléphone "Laboratoire de physique statistique de l'École normale supérieure Thèse de doctorat de l'Université Paris VI soutenue le 6 janvier 2000

- [8]. Laboratoire d'Etude et de Recherche sur le Matériau Bois, ENGREF, Nancy
" Modélisation mécanique de l'action du châssis-cadre "

- [9]. Gael CHEVALLIER Sciences de l'ingénieur " simulations physiques et virtuelles des déformations d'une pièce sous charge" Application à une pièce de l'ATR 42
Ressource publiée le 01-02-2006
- [10]. ANIS BEN ISMAIL " Modélisation de la découpe des tôles Ferromagnétiques "
Faculté des études supérieures de l'Université Laval, Québec dans le cadre du programme de doctorat en génie civil Thèse de doctorat 2007
- [11]. Mohsen AKROUT* & Chiheb CHAKER** " Validation expérimentale et numérique d'un modèle pour l'étude de l'emboutissage de tôles minces" Ecole Nationale des Ingénieurs de Sfax (ENIS), Département de Mécanique Unité de Mécanique, Modélisation et Production (U2MP)
- [12]. CHERBIT, G Laboratoire d'Etude et de Recherche sur le Matériau Bois, ENGREF, Nancy " Modélisation mécanique de l'action du châssis-cadre "
- [13]. TALEB L " Structure métallique sous chargement thermomécanique de courte durée " Thèse Génie Civil Structure .Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1991.
- [14]. S. Bouabdallah, S. Ben Chaabane, S. Missou « Analyse fiabiliste du procédé de mise en forme des tôles minces » samir.benchaabane@devinci.fr
- [15]. F. Laurin¹ N. Carrère¹ J.-F. Maire¹ et S. Mahdi²
- [16]. S. DEGALLAIX¹. G. DEGAILLAIX¹. C. BUIRETTE² & H-P. LIEURADE³ "
Amélioration de la tenue en fatigue des assemblages soudés en aciers HLE par traitements de parachèvement " Ecole Centrale de Lille, Laboratoire de Mécanique de Lille (UMR CNRS 8107) suzanne.degallois@ec-lille.fr
- [17]. Thèse BADIS HADDAG Contribution à la modélisation de la mise en forme des tôles métalliques application au retour élastique et à la localisation
- [18]. C.C. CHU, "Elastic plastic springback of sheet metals subjected to complex plane strain bending histories", Solids Structures, Vol. 22, 1986, p. 1071-1081.
- [19]. L. GRISARD, "Modélisation bidimensionnelle de la mise en forme de tôles par la méthode des éléments finis", Thèse de Doctorat, Université de Liège, 1992.
- [20]. Ecole Supérieure d'Arts et Métiers Centre d'Enseignement et de Recherche de CLUNY "Cours de Mécanique des Milieux Continus"
- [21]. Construction Mécanique appliquée L.P. AULNOYE cours et applications

- [22]. Nagtegaal, J. C., and L. M. Taylor, "Comparison of Implicit and Explicit Finite
- [23]. Element Methods for Analysis of Sheet Forming Problems", VDI Berichte No. 894, 1991.
- [24]. M. BOIVIN, "Prévision du retour élastique lors du pliage des tôles", Physique et Mécanique de la Mise en Forme des Métaux, 5ème partie, Chapitre 9, Presses du C.N.R.S., Paris, 1990, p. 471-480.
- [25]. J.C. BOYER et BOIVIN, "Calcul du retour élastique et des contraintes résiduelles lors du pliage des tôles sous tension", Grandes Déformations et Endommagement, Rapport GRECO n° 83, Laboratoire de Mécanique et Technologie, Cachan (France), 1983, 27 pages.
- [26]. M. AKROUT, "Contribution à l'étude par éléments finis du retour élastique des tôles en emboutissage et déformation plane". Thèse de Doctorat, Laboratoire Mécanique des Solides, INSA de Lyon, Septembre 1994, 194 pages
- [27]. M. AKROUT, "Modélisation de l'emboutissage de tôles et calcul du retour élastique par éléments finis". Mémoire de DEA Mécanique, INSA de Lyon, Villeurbanne, 1990.
- [28]. T. CIBLAC, Modélisations - Analyse dimensionnelle et lois de similitude
- [29]. SEDOV, L. Similitude et dimensions en mécanique. Moscou : Mir, 1977. 420 p.
- [30]. WEBER, J.-D. Les applications de la similitude physique aux problèmes de la mécanique des sols. Paris : Eyrolles et Gauthier Villars, 1971. 62 p.
- [31]. S. Forest, M. Amestoy, G. Damamme, and S. Kruch. Mécanique des milieux continus. Cours 1ère année, Ecole des Mines de Paris, 2004.
- [32]. W. Prager. The theory of plasticity : a survey of recent achievements. Inst. Mech. Eng. London, 169 :41-57, 1955.
- [33]. «Discorsi e Dimostrazioni matematiche » publié en 1534 (figure 1a).
- [34]. IN2P3 caractéristiques et choix des matériaux
- [35]. N. Desbiens† E. Bourasseau, J.-B. Maillet, C. Denoual Calcul de constantes élastiques de matériaux solides par simulations Monte Carlo
- [36]. Cours de Mécanique des Milieux Continus
<http://www.cluny.ensam.fr/MAYA/index.htm>
- [37]. The Finite Element Method: A Practical Course. R. Liu S. S. Quek
- [38]. F. POURROY, Apport des éléments finis à la conception mécanique, Techniques de l'ingénieur.

- [39]. Yves Debard, Résolution d'un problème d'élasticité plane par la méthode des éléments finis
- [40]. Grands éléments finis pour l'élasticité plane « thèse no 462 (1982) présentée au département de génie civil école polytechnique fédérale de Lausanne pour l'obtention du grade de docteur es sciences techniques par Paul Teodorescu
- [41]. C. TEODOSIU, H.L. CAO, T. LADREYT and J.M. DETRAUX, "Implicit versus explicit methods in the simulation of sheet metal forming", Finite Element Simulation of 3-D Sheet Metal Forming Processes in Automotive Industry, Zurich, 1991, p. 259-291.

Liens internet :

- fr.wikipedia.org
- www.techniques-ingenieur.fr
- pastel.paristech.org
- cat.inist.fr
- www.digicad.fr/ansys.htm -
- <http://www.cluny.ensam.fr/MAYA/index.htm>