

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Fabrication Mécanique et Productique

Par :

MOUFFOK Malek

MOUHALI Mounir

Thème

Analyse analytique et numérique de l'influence thermique sur les contraintes dans un cylindre sous pression

Soutenu le 26/06/2025 devant le jury composé de :

M. BOUZIDI

Président

M. METHIA

Rapporteur

M. YAYA

Examineur

Année Universitaire 2024-2025



Déclaration sur l'honneur
Engagement pour respecter les règles d'authenticité
scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom : Mouhali
Prénom : Mounir
Matricule : 202033008870
Spécialité et/ou Option : Fabrication Mécanique et Productique
Département : Génie Mécanique
Faculté : Technologie
Année universitaire : 2024/2025

et chargé de préparer un mémoire de *Master*

Intitulé: Analyse analytique et numérique de l'influence thermique sur les contraintes dans un cylindre sous pression

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

17/06/2025

Signature de l'intéressé



Déclaration sur l'honneur
Engagement pour respecter les règles d'authenticité
scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n° 1082 du 27 Décembre 2020
fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom : Mouffok
Prénom : Malek
Matricule : 202033011683
Spécialité et/ou Option : Fabrication Mécanique et Productique
Département : Génie Mécanique
Faculté : Technologie
Année universitaire : 2024/2025

et chargé de préparer un mémoire de *Master*

Intitulé : Analyse analytique et numérique de l'influence thermique sur les contraintes dans un cylindre sous pression

déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le

17/06/2025

Signature de l'intéressé

Remerciements

Nous tenons d'abord à remercier ALLAH de nous avoir guidés vers le droit chemin, de nous avoir aidé tout au long de nos années d'étude.

Un grand merci à notre encadreur de Mémoire : Dr METHIA MOUNIR qui a fourni des efforts énormes, par ses informations, ses conseils et ses encouragements.

Nous tenons également à remercier le président du jury, pour nous avoir fait l'honneur de présider le jury.

Nous tenons également à remercier messieurs les membres de jury pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant de siéger à notre soutenance.

Merci enfin à tous ceux qui, de près ou de loin, nous ont aidé et donc ont contribué au succès de ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce mémoire à mes chers parents, pour leur amour inconditionnel, leur soutien et leurs sacrifices tout au long de mon parcours, ainsi qu'à ma famille et à mes amis, pour leur présence, leurs encouragements et leur confiance.

Et tout particulièrement, à la mémoire de mon père, que je porte dans mon cœur chaque jour. Son absence me rappelle à quel point sa présence était précieuse. Ce travail est aussi le fruit de ce qu'il m'a transmis.

Mouffok Malek.

Dédicaces

Je dédie ce mémoire à mes parents, véritables piliers de ma vie, dont le soutien, les sacrifices et l'amour inconditionnel ont été ma force motrice depuis mes premiers pas dans le monde de l'apprentissage. Leur patience et leurs encouragements constants ont été essentiels pour franchir les nombreuses étapes de ce parcours.

À ma famille, qui m'a toujours accompagné avec confiance et bienveillance, je leur exprime ma profonde gratitude.

Je pense également à mes amis les plus proches, qui, par leurs mots d'encouragement, leur écoute et leur présence sincère, ont su alléger les moments de doute et renforcer ma détermination.

Cette dédicace est un hommage à toutes les personnes qui ont cru en moi, m'ont inspiré et m'ont permis d'atteindre cet objectif. Que ce travail soit le reflet de leur impact précieux sur mon chemin.

Mouhali Mounir

Table de matière

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I

I.1. Introduction	2
I.2 Définition d'un cylindre sous pression.....	2
I.2.1. Cylindres à paroi mince	3
I.2.2. Cylindres à paroi épaisse.....	3
I.3 Applications industrielles des cylindres sous pression	3
I.3.1. Transport de fluides (pipelines).....	3
I.3.2. Stockage des fluides	4
I.3.3. Production d'énergie	4
I.4 Contraintes mécaniques dans les cylindres épais sous pression.....	5
I.4.1. Contrainte radiale.....	5
I.4.2. Contrainte circonférentielle.....	5
I.4.3. Contrainte axiale.....	5
I.5. Normes de conception des cylindres sous pression	6
I.5.1. Société Américaine des Ingénieurs en Mécanique (ASME).....	6
I.6. Choix des matériaux de conception des cylindres sous pression	7
I.7. Objectifs du mémoire.....	8

Chapitre II

II.1. Introduction.....	9
II.2. Tenseur des contraintes de Cauchy.....	9
II.3. Tenseur des déformations.....	10
II.3.1. Composantes de tenseur de déformation ε_{ij} en coordonnées cylindriques.....	10
II.3.2. Cas d'un cylindre sous pression.....	10
II.4. La loi de Hooke généralisée avec effets thermiques.....	11
II.4.1. Constantes de lamé	11
II.5. Équation de distribution de température en géométrie cylindrique.....	11
II.6. Equations constitutives thermoélastiques.....	12
II.7. Equation d'équilibre	12

II.7.1. Equation d'équilibre cordonnée cylindrique.....	12
II.8. Résolution de l'équation d'équilibre	13
II.9. Equations constitutives thermoélastiques en fonction de C1 et C2	14
II.10. Déterminer les constante C1 et C2 :.....	15
II.10.1. Condition aux limites.....	15
II.10.2 Résolution du système d'équations linière.....	16
II.11. Contraintes mécaniques avec effets thermiques.....	17
II.12. Conclusion	19

Chapitre III

III.1. Introduction.....	20
III.2. Présentation et historique du logiciel Abaqus.....	20
III.2.1. Historique du logiciel Abaqus	20
III.3. Caractéristiques de matériau utilisé	20
III.3.1. Définition d'Acier au carbone X60	20
III.3.2. Propriétés mécaniques.....	21
III.3.3. Composition chimique.....	21
III.4. Géométrie de cylindre.....	22
III.5. Mise en place du modèle de simulation.....	22
III.5.1. Hypothèse de modélisation.....	22
III.5.2 Création de la géométrie.....	22
III.5.3. Application des propriétés du matériau	23
III.5.4. Type d'analyse.....	24
III.5.5. Conditions aux limites.....	25
III.5.6. Chargements appliqués.....	26
III.5.7. Maillage.....	28
III.5.7.1. Élément utilisé – CPE4T.....	28
III.5.7.2. Étapes de création du maillage dans	28
III.5.8. Lancement et suivi du calcul.....	31
III.5.9. Visualisation des résultats.....	34
III.5.10. Extraction des résultats.....	34
III.6. Conclusion.....	35

Chapitre IV

IV.1. Introduction	36
IV.2. Présentation du cas d'étude.....	36
IV.3. Conditions de chargement.....	36
IV.4. Validation des résultats.....	37
IV.5. Discussion des résultats.....	39
IV.5.1. Contrainte radiale	39
IV.5. 2. Contrainte circonférentielle	39
IV.5.3. Contrainte axiale	40
IV.6. Conclusion.....	40
Conclusion générale.....	41

Liste des figures

Chapitre I

Figure I 1: Tube sous pression. [3]	2
Figure I 2 : Transport par des pipelines	4
Figure I 3: Réservoirs de stockage des hydrocarbures.	4
Figure I 4: Tambour de générateur de vapeur dans un system de chaudière à récupération de chaleur	5
Figure I 5: Contraintes dans une paroi épaisse. [9]	6
Figure I 6: (a) L’American Société des ingénieurs mécaniciens, (b) Institut américain du pétrole	7

Chapitre II

Figure II 1 : Plan de coupe longitudinal de cylindre	13
--	----

Chapitre III

Figure III. 1: Dessin de la géométrie.....	23
Figure III. 2: Représentation de la géométrie en 2D	23
Figure III. 3: Introduction des propriétés du matériau	24
Figure III. 4: Choix de type d’analyse	25
Figure III. 5: Géométrie en 2D, mettant en évidence des conditions de symétrie	26
Figure III. 6: Géométrie en 2D, mettant en évidence la pression interne	27
Figure III. 7: Application d’un chargement thermique	28
Figure III. 8: Attribution du type d’élément	29
Figure III. 9: Contrôle du maillage.	30
Figure III. 10: Définition de la densité du maillage sur abaqus.	30
Figure III. 11: Maillage générée.....	31
Figure III. 12: Création de job.....	32
Figure III. 13: Configuration de la soumission de job.	33
Figure III. 14: Fenêtre du Job Manager d’Abaqus.	33
Figure III. 15: Distribution des contraintes équivalentes de Von Mises dans un cylindre soumis à une pression interne.....	34
Figure III. 16: Extraction et visualisation des contraintes le long d’un chemin défini dans un cylindre sous pression.	35

Chapitre IV

Figure IV. 1: Variation de (σ_{rr}) en fonction de (r) , en présence et en absence de l'effet thermique	37
Figure IV.2:(a) Variation de $(\sigma_{\theta\theta})$ en fonction de rayon (r) , sans effet thermique (b)	38
Figure IV. 3 : (a) Variation de (σ_{zz}) en fonction de (r) , sans effet thermique, (b) variation de (σ_{zz}) en fonction de (r) , avec effet thermique	38

Liste des tableaux

Tableau III.1 : Propriétés mécanique.....	22
Tableau III.2 : Composition chimique	22
Tableau III.3 : Diamètre et valeurs nominales de pression (kPa) et de température (C) des tuyaux en acier au carbone sans soudure API 5L.....	23

Nomenclature

$\sigma_{rr}, \sigma_{\theta\theta}, \sigma_{zz}$	Composantes du tenseur des contraintes
u_r, u_θ, u_z	Composantes du déplacement
$\varepsilon_{rr}, \varepsilon_{\theta\theta}, \varepsilon_{zz}$	Composantes tenseur des déformations
μ, λ	Constant de lame
E	Module de Young
ν	Confession de poisson
α	Confession de dilatation
P _{out}	Pression à la surface extérieure
P _{in}	Pression à la surface intérieure
a	Rayon intérieure
b	Rayon extérieure
r	Distance radiale du centre du cylindre
T _o	Température à la surface extérieure
T _i	Température à la surface intérieure
δ_{ij}	Constante de le Kronecker
ε_{kk}	La trace du tenseur des déformations
MEF	Méthode des éléments finis
k	Conductivité thermique

Introduction Générale

Les structures cylindriques sous pression occupent une place fondamentale dans divers secteurs industriels, notamment dans le transport des fluides, le stockage sous haute pression, ainsi que dans les industries chimique et pétrochimique. Ces structures, souvent soumises à des conditions de chargement complexes incluant des pressions internes, externes et des gradients thermiques, doivent être conçues avec une rigueur particulière afin d'assurer leur sécurité, leur fiabilité et leur durabilité.

Ce travail s'inscrit dans une démarche de comparaison entre les approches analytique et numérique, tout en analysant l'influence de l'effet thermique sur la répartition des contraintes, afin de mieux comprendre le comportement des structures cylindriques soumises à des sollicitations complexes.

Le premier chapitre traite des bases liées aux cylindres sous pression, en présentant leurs types, leurs principales applications industrielles, les matériaux utilisés pour leur fabrication, ainsi que les normes de conception à respecter.

Le deuxième chapitre présente une étude théorique du comportement mécanique d'un cylindre soumis une pression interne, ainsi qu'à un gradient de température. En prenant appui sur les fondements théorique de la mécanique des milieux continus.

Le troisième chapitre présente le logiciel de la méthode des éléments finis (MEF),. Il détaille ensuite les différentes étapes de conception du modèle, depuis la modélisation géométrique jusqu'à la définition des conditions aux limites et des chargements.

Le quatrième chapitre dédié à la comparaison et la discussion des résultats obtenus dans les chapitres précédents.

Chapitre I

Généralités sur les cylindres sous pression

I.1. Introduction

Les structures cylindriques sous pression jouent un rôle essentiel dans de nombreux secteurs industriels, en particulier dans le transport et le stockage des fluides, ainsi que dans les industries chimique et pétrochimique [1]. Généralement de géométrie tubulaire, ces structures sont soumises à une pression interne, externe ou simultanée, pouvant engendrer des contraintes mécaniques significatives. La conception de ces structures nécessite la prise en compte de plusieurs paramètres afin d'assurer leur résistance, leur fiabilité et leur longévité.

Les réservoirs, chaudières, conduites, échangeurs de chaleur, ainsi que certains éléments de moteurs ou de réacteurs constituent des exemples typiques de systèmes pouvant être assimilés à des cylindres sous pression. Leur conception doit respecter des normes rigoureuses afin de prévenir tout risque de rupture, de fuite ou d'accident. [2]

I.2 Définition d'un cylindre sous pression

Un cylindre sous pression est un élément structural cylindrique dont la paroi est soumise à une pression interne (ou externe) exercée par un fluide contenu à l'intérieur, qu'elle soit d'origine interne (par exemple : gaz ou liquide contenu dans un réservoir) ou externe (par exemple : immersion en profondeur). Il est caractérisé par des contraintes spécifiques, notamment la contrainte radiale, circonférentielle et axiale.

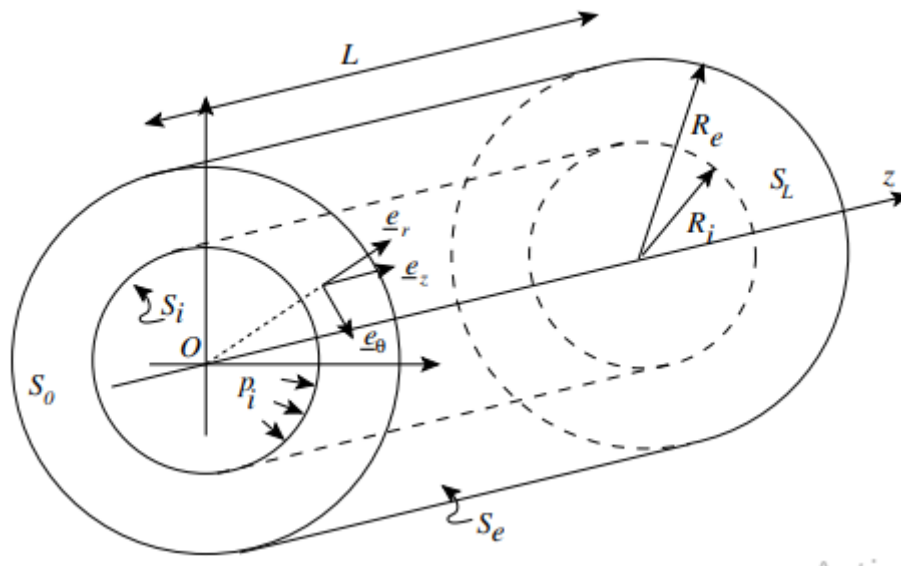


Figure I 1: Tube sous pression. [3]

Les cylindres sous pression sont généralement classés en deux types selon l'épaisseur de leur paroi :

I.2.1. Cylindres à paroi mince

Un cylindre à paroi mince est un réservoir cylindrique dont l'épaisseur de la paroi e est faible par rapport au diamètre moyen du cylindre. [4] En pratique, on considère qu'un cylindre est à paroi mince lorsque le rapport suivant est respecté :

$$\frac{e}{r} < 0.1$$

- e = épaisseur de paroi
- r = rayon intérieure

I.2.2. Cylindres à paroi épaisse

Un cylindre est considéré comme à paroi épaisse lorsque l'épaisseur de sa paroi est significative par rapport à son rayon ou diamètre intérieur. En général, cette classification s'applique lorsque le rapport suivant est respecté :

$$\frac{e}{r} > 0.1$$

Dans notre étude, nous cherchons à analyser la distribution des contraintes sous l'effet combiné de la pression et de la température. Le cas d'un cylindre à paroi épaisse permet une analyse plus complète, avec des résultats qui varient en fonction du rayon (r), ce qui correspond pleinement à l'objectif principal de ce travail.

I.3 Applications industrielles des cylindres sous pression

Les cylindres sous pression sont des éléments essentiels dans de nombreux secteurs industriels en raison de leur capacité à contenir et transporter des fluides (gaz ou liquides) à des pressions souvent élevées. Voici quelques-unes de leurs principales applications :

I.3.1. Transport de fluides (pipelines)

Les pipelines sont des cylindres destinés au transport du pétrole sont des conduites terrestres spécialement conçues pour acheminer le pétrole brut ou ses dérivés sur de longues distances. Ils sont composés de segments soudés soumis à des contrôles rigoureux afin de prévenir les fuites, et bénéficient de protections anticorrosion grâce à des revêtements adaptés.

[5]



Figure I 2 : Transport par des pipelines

I.3.2. Stockage des fluides

Dans l'industrie pétrolière, les cylindres sous pression sont indispensables pour stocker et manipuler les gaz nécessaires aux opérations de forage, raffinage, transport et sécurité. Leur utilisation requiert des équipements robustes, une maintenance rigoureuse et le respect des normes de sécurité pour prévenir les risques liés à la haute pression et aux propriétés des gaz stockés. [6]



Figure I 3: Réservoirs de stockage des hydrocarbures.

I.3.3. Production d'énergie :

Dans le secteur énergétique, les cylindres sous pression interviennent dans des systèmes tels que les chaudières à vapeur des centrales thermiques ou les générateurs de vapeur dans les centrales nucléaires. Ils servent à contenir des fluides à haute pression et haute température. Ces composants cylindriques doivent résister aux sollicitations thermomécaniques extrêmes, tout en assurant la sécurité des installations. [7]



Figure I 4: Tambour de générateur de vapeur dans un system de chaudière à récupération de chaleur

I.4 Contraintes mécaniques dans les cylindres épais sous pression

Les réservoirs sous pression sont soumis à des efforts mécaniques internes dus principalement à la pression du fluide qu'ils contiennent. Ces efforts engendrent plusieurs types de contraintes qui doivent être prises en compte lors de la conception. [8]

Les contraintes mécaniques les plus importantes dans les structures cylindriques sous pression sont :

I.4.1. Contrainte radiale :

Agit perpendiculairement à la surface intérieure et extérieure du cylindre. Elle est généralement faible comparée aux autres contraintes et varie à travers l'épaisseur de la paroi, surtout dans les réservoirs à paroi épaisse

I.4.2. Contrainte circonférentielle :

Elle agit tangentiellement à la paroi et est la plus critique. C'est souvent cette contrainte qui détermine l'épaisseur minimale du cylindre pour résister à la pression.

I.4.3. Contrainte axiale :

Présente le long de l'axe du cylindre, elle dépend des conditions aux extrémités (fermées ou ouvertes) et des efforts mécaniques externes appliqués. Elle est généralement moindre que la contrainte circonférentielle mais doit être prise en compte, notamment en cas de force ou moment axial appliqué

La distribution de ces contraintes dépend de la géométrie du cylindre, de la pression interne ou externe appliquée, ainsi que de la nature du matériau utilisé. Pour des cylindres à

paroi épaisse, les équations de Lamé permettent de calculer la variation des contraintes à travers l'épaisseur.

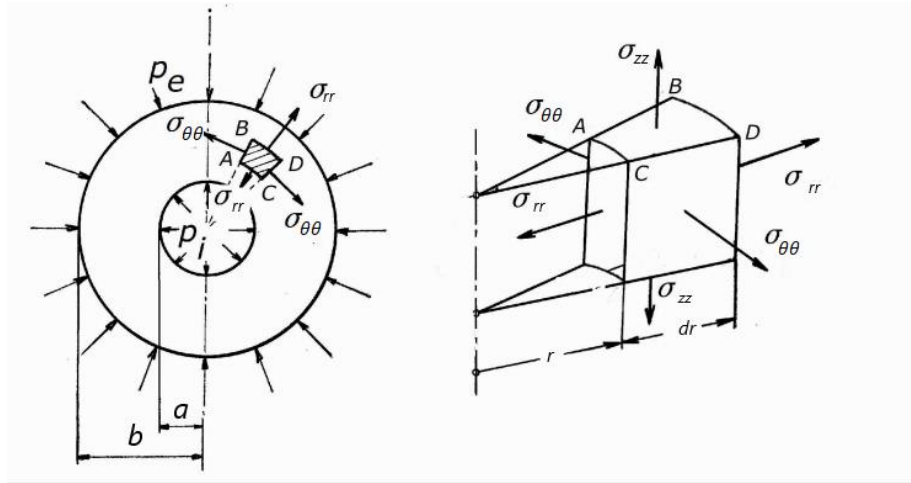


Figure I 5: Contraintes dans une paroi épaisse. [9]

I.5. Normes de conception des cylindres sous pression

La conception des cylindres sous pression est soumise à des réglementations strictes, définies par des normes internationales. Ces normes ont pour objectif de garantir la sécurité, la fiabilité et la durabilité des équipements fonctionnant sous pression, en tenant compte à la fois des contraintes mécaniques, des effets thermiques, et des caractéristiques des matériaux utilisés.

Elles définissent les méthodologies de calcul, les critères d'acceptabilité des matériaux, les procédures de fabrication, ainsi que les essais de contrôle qualité nécessaires pour assurer la conformité de l'équipement.

I.5.1. Société Américaine des Ingénieurs en Mécanique (ASME)

L'American Society of Mechanical Engineers est une organisation professionnelle internationale dédiée aux aspects techniques, éducatifs et scientifiques de l'ingénierie mécanique et des disciplines associées. Fondée en 1880 par Alexander Lyman Holley, Henry Rossiter Worthington, John Edison Sweet et Matthias N. Forney, l'ASME est né en réponse aux nombreuses défaillances de chaudières à vapeur sous pression. Elle élabore aujourd'hui des codes et des normes reconnus mondialement, visant à assurer la sécurité, la qualité et la fiabilité des équipements mécaniques, notamment dans le domaine des récipients sous pression. [10]

On peut aussi citer d'autres organisations comme l'API (American Petroleum Institute) et l'ASTM (American Society for Testing and Materials), qui proposent des normes dans les domaines du pétrole, du gaz, des matériaux et des essais.



Figure I 6: (a) L'American Société des ingénieurs mécaniciens, (b) Institut américain du pétrole

I.6. Choix des matériaux de conception des cylindres sous pression

Le choix du matériau pour un cylindre sous pression dépend principalement de la pression et de la température de service, de la résistance à la corrosion, des propriétés mécaniques et de la conformité aux normes. Les aciers au carbone et les aciers inoxydables sont les plus couramment utilisés, chaque application nécessitant une analyse précise des contraintes et des risques associés. [11]

Le choix des matériaux dépend des normes de conception appliquées, car ces dernières définissent les exigences de sécurité, Parmi les matériaux les plus utilisés, on peut citer :

- **Aciers au carbone :**

Les aciers au carbone, conformes aux normes comme ASTM A516, A106 et API 5L, sont largement utilisés dans la fabrication des cylindres sous pression. [12] Ils sont appréciés pour leur bonne résistance mécanique, leur soudabilité et leur coût réduit. Ils conviennent bien aux applications modérées telles que les chaudières, pipelines et réservoirs, mais sont moins adaptés aux environnements corrosifs ou à haute température.

- **Aciers faiblement alliés :**

Les aciers faiblement alliés, comme ceux conformes aux normes ASTM A387, SA-533 ou SA-302, sont utilisés pour les cylindres sous pression soumis à des conditions sévères. Ils offrent une bonne résistance à la corrosion et aux hautes températures, ce qui les rend adaptés

aux applications critiques telles que les réacteurs, échangeurs de chaleur et installations énergétiques. [13]

- **Aciers inoxydables :**

Les aciers inoxydables, tels que les nuances AISI 304, 316L et 321, sont largement utilisés dans la fabrication des cylindres sous pression en raison de leur excellente résistance à la corrosion et de leur bon comportement à haute température. [14] Ces matériaux sont particulièrement adaptés aux environnements agressifs ou hygiéniques, ce qui explique leur usage fréquent dans les industries chimique, pharmaceutique et agroalimentaire. Le choix du type d'acier inoxydable dépend des conditions de service, notamment la température, la pression et la nature du fluide transporté ou stocké.

I.7. Objectifs du mémoire

Cette étude s'inscrit dans le cadre de l'analyse des cylindres sous pression soumis à des charges thermo-mécaniques. L'objectif principal est d'étudier les contraintes générées par une pression interne et/ou externe combinée à une variation de température. L'approche suivie repose sur une analyse analytique des contraintes ainsi que sur une simulation numérique à l'aide d'un logiciel de calcul par éléments finis.

Les objectifs spécifiques sont les suivants :

- Etude de l'influence de l'effet thermique sur la distribution des contraintes
- Comparer les résultats analytiques aux résultats issus de simulations numériques.

Chapitre II

**Étude analytique d'un cylindre sous pression avec
effet thermique**

II.1. Introduction

Ce chapitre présente une étude théorique du comportement mécanique d'un cylindre soumis une pression interne, une pression externe, ainsi qu'à un gradient de température. Une attention particulière est portée à l'analyse des contraintes et des déformations qui en résultent, dans le but de mieux comprendre les phénomènes mécaniques intervenant dans les structures cylindriques sous pression.

Dans un premier temps, les équations d'équilibre sont établies en coordonnées cylindriques, en tenant compte des conditions de symétrie et des hypothèses classiques de la mécanique des milieux continus. Afin de rendre le problème mathématiquement traitable, plusieurs hypothèses simplificatrices sont introduites, telles que l'hypothèse de déformations planes, le comportement élastique linéaire et homogène du matériau, ainsi que l'absence de variation axiale des contraintes.

L'objectif est d'obtenir des solutions analytiques aux équations différentielles qui régissent le comportement du cylindre, en fonction des paramètres géométriques, des conditions de chargement et des propriétés thermomécaniques du matériau. Ces solutions permettent de déterminer les distributions des contraintes radiales, circonférentielles, et axiales dans l'épaisseur du cylindre, en mettant en évidence l'influence respective de la pression et du gradient thermique.

II.2. Tenseur des contraintes de Cauchy

Ces équations définissent les composantes du tenseur des contraintes en coordonnées cylindriques (r, θ, z) noté (σ_{ij}) . Elles sont essentielles pour modéliser des structures axisymétriques en mécanique des milieux continus.

- **Problème plan**

Cette forme simplifiée indique qu'on a négligé certaines composantes de cisaillement

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_{rr} & \sigma_{r\theta} & \sigma_{rz} \\ \sigma_{\theta r} & \sigma_{\theta\theta} & \sigma_{\theta z} \\ \sigma_{zr} & \sigma_{z\theta} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_{rr} & \sigma_{r\theta} & 0 \\ \sigma_{\theta r} & \sigma_{\theta\theta} & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{zz} \end{bmatrix}$$

- **Cas d'un cylindre sous pression (problème plan axisymétrique)**

$$\sigma_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_{rr} & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_{\theta\theta} & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_{zz} \end{bmatrix}$$

II.3. Tenseur des déformations

Le tenseur des déformations mesure comment un matériau se déforme par rapport à une configuration initiale. Il relie les déplacements des particules du milieu à la variation de distances et d'angles entre les points.

II.3.1. Composantes de tenseur de déformation ε_{ij} en coordonnées cylindriques

Le tenseur des déformations, dans le cas d'un problème plan, est exprimé dans un système de coordonnées cylindriques (r, θ, z) comme suit :

$$\varepsilon_{ij} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{rr} & \varepsilon_{r\theta} & \varepsilon_{rz} \\ \varepsilon_{\theta r} & \varepsilon_{\theta\theta} & \varepsilon_{\theta z} \\ \varepsilon_{zr} & \varepsilon_{z\theta} & \varepsilon_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{rr} & \varepsilon_{r\theta} & 0 \\ \varepsilon_{\theta r} & \varepsilon_{\theta\theta} & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{zz} \end{bmatrix}$$

- Déformation radiale ε_{rr}

$$\varepsilon_{rr} = \frac{\partial}{\partial r} u_r \quad \text{II. 1}$$

- Déformation circonférentielle $\varepsilon_{\theta\theta}$

$$\varepsilon_{\theta\theta} = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial}{\partial \theta} u_\theta + u_r \right) \quad \text{II. 2}$$

- Déformation axiale ε_{zz}

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\partial}{\partial z} u_z \quad \text{II. 3}$$

II.3.2. Cas d'un cylindre sous pression

Tenseur des déformations d'un cylindre sous pression, dans le cas d'un problème plan axisymétrique, exprimé dans un système de coordonnées cylindriques (r, θ, z) .

$$\varepsilon_{ij} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{rr} & \varepsilon_{r\theta} & 0 \\ \varepsilon_{r\theta} & \varepsilon_{\theta\theta} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{rr} & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{\theta\theta} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

- Déformation normale radiale ε_{rr}

$$\varepsilon_{rr} = \frac{\partial}{\partial r} u_r \quad \text{II. 4}$$

- Déformation normale circonférentielle $\varepsilon_{\theta\theta}$

$$\varepsilon_{\theta\theta} = \frac{u_r}{r} \quad \text{II. 5}$$

➤ Déformation normale axiale ε_{zz}

$$\varepsilon_{zz} = 0 \quad \text{II. 6}$$

II.4. La loi de Hooke généralisée avec effets thermiques

L'équation présentée est la loi de Hooke généralisée pour les matériaux thermoélastiques. Cette relation constitutive décrit le comportement mécanique d'un matériau élastique linéaire soumis à des déformations mécaniques et des variations de température. [15]

$$\sigma_{ij} = 2\mu \varepsilon_{ij} + \lambda \varepsilon_{kk} \delta_{ij} - \frac{\alpha E}{1-2\nu} T(r) \delta_{ij} \quad \text{II. 7}$$

Avec :

- δ_{ij} = Constante de le Kronecker
- ε_{kk} = La trace du tenseur des déformations
- α = Coefficient thermique
- E = Module de Young
- ν = Coefficient de Poisson
- $T(r)$ = Équation de distribution de température en géométrie cylindrique
- λ et μ = Les constantes de Lamé

II.4.1. Constantes de lamé

Les constantes de Lamé sont deux paramètres fondamentaux en mécanique des milieux continus, plus précisément en élasticité linéaire des matériaux isotropes. [16]

$$\lambda = \frac{E \nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad \text{II. 8}$$

$$\mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad \text{II. 9}$$

II.5. Équation de distribution de température en géométrie cylindrique

Cette équation modélise la température $T(r)$, en fonction de la distance radiale (r) , d'un cylindre. Elle prend en compte les températures intérieure (T_i) , et extérieure (T_0) , ainsi que les rayons (a) et (b) . La relation logarithmique indique comment la température varie radialement,

ce qui est crucial pour l'analyse des transferts thermiques dans les applications industrielles et en ingénierie thermique. [17]

$$T(r) = T_i + (T_o - T_i) \frac{\log_{10}\left(\frac{r}{a}\right)}{\log_{10}\left(\frac{b}{a}\right)} \quad \text{II. 10}$$

- a = Rayon intérieure
- b = Rayon extérieure
- r = Distance radiale du centre du cylindre
- $T(0)$ = Température à la surface extérieure
- $T(i)$ = Température à la surface intérieure

II.6. Equations constitutives thermoélastiques

Les équations constitutives thermoélastiques décrivent la relation entre les contraintes et les déformations dans un matériau élastique isotrope soumis à une variation de température.

$$\sigma_{rr} = 2\mu\epsilon_{rr} + \lambda\epsilon_{vol} - \frac{\alpha E}{1-2\nu}T(r) \quad \text{II. 11}$$

$$\sigma_{\theta\theta} = 2\mu\epsilon_{\theta\theta} + \lambda\epsilon_{vol} - \frac{\alpha E}{1-2\nu}T(r) \quad \text{II. 12}$$

$$\sigma_{zz} = 2\mu\epsilon_{zz} + \lambda\epsilon_{vol} - \frac{\alpha E}{1-2\nu}T(r) \quad \text{II. 13}$$

- Avec $\epsilon_{vol} = \epsilon_{rr} + \epsilon_{\theta\theta} + \epsilon_{zz}$

II.7. Equation d'équilibre

Les équations d'équilibre en coordonnées cylindriques sont fondamentales en mécanique des milieux continus pour analyser les contraintes et les déformations dans les structures cylindriques. [18]

II.7.1. Equation d'équilibre cordonnée cylindrique

$$\frac{\partial}{\partial r}\sigma_{rr} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial\theta}\sigma_{r\theta} + \frac{\partial}{\partial z}\sigma_{rz} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} + f_r = 0 \quad \text{II. 14}$$

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial\theta}\sigma_{\theta\theta} + \frac{\partial}{\partial r}\sigma_{r\theta} + \frac{\partial}{\partial z}\sigma_{\theta z} + \frac{2\sigma_{r\theta}}{r} + f_\theta = 0 \quad \text{II. 15}$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \sigma_{zz} + \frac{\partial}{\partial r} \sigma_{rz} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \sigma_{\theta z} + \frac{\sigma_{rz}}{r} + f_z = 0 \quad \text{II. 16}$$

- $\sigma_{rr}, \sigma_{\theta\theta}, \sigma_{zz}$ Contraintes normales
- $\sigma_{r\theta}, \sigma_{rz}, \sigma_{\theta z}$ Contraintes de cisaillement
- f_r, f_θ, f_z forces volumiques

Dans ce cas, on suppose que les contraintes dans la direction axiale sont nulles

$\sigma_{zz} = \sigma_{rz} = \sigma_{\theta z}$, et $u e_z = 0 \Rightarrow \varepsilon_{zz} = 0$. Les équations d'équilibre se réduisent :

$$\frac{\partial}{\partial r} \sigma_{rr} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \sigma_{r\theta} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} = 0 \quad \text{II. 17}$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \sigma_{\theta\theta} + \frac{\partial}{\partial r} \sigma_{r\theta} + \frac{2\sigma_{r\theta}}{r} = 0 \quad \text{II. 18}$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \sigma_{zz} = 0 \quad \text{II. 19}$$

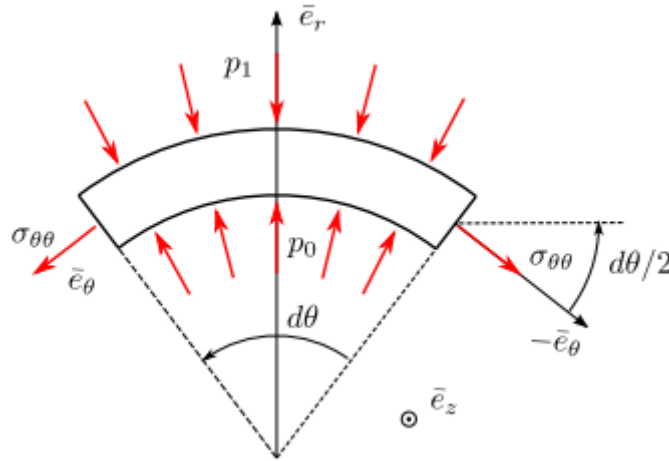


Figure II 1 : Plan de coupe longitudinal de cylindre

Cas d'un problème isotrope (matériau et contraintes initiales isotropes), la solution est indépendante de θ et $\sigma_{r\theta} = 0$, Après la simplification, on aura :

$$\frac{\partial}{\partial r} \sigma_{rr} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} = 0 \quad \text{II. 20}$$

II.8. Résolution de l'équation d'équilibre

On remplacer les équations constitutives thermoélastiques (II.11) (II. 12) et les constantes de Lamé (II.8) (II.9) dans l'équation d'équilibre simplifiée (II. 20) on aura :

$$\frac{2E}{2+2\nu} \left(\frac{d^2}{dr^2} u_r(r) \right) + \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left(\frac{d}{dr} u_r(r) - \frac{u_r(r)}{r^2} \right) - \frac{\alpha E (T_o - T_i)}{(1-2\nu)r \ln\left(\frac{b}{a}\right)} + \frac{2E \left(\frac{d}{dr} u_r(r) \right)}{2+2\nu} - \frac{2E u_r(r)}{(2+2\nu)r} = 0$$

$$\frac{\left(\left(r^2 \left(\frac{d^2}{dr^2} u_r(r) \right) + r \left(\frac{d}{dr} u_r(r) \right) - u_r(r) \right) (\nu-1) \ln\left(\frac{b}{a}\right) - \alpha (-T_o + T_i) (1+\nu)r \right) E}{(2\nu^2 + \nu - 1) r^2 \ln\left(\frac{b}{a}\right)} = 0$$

$$\left(\left(r^2 \left(\frac{d^2}{dr^2} u_r(r) \right) + r \left(\frac{d}{dr} u_r(r) \right) - u_r(r) \right) (\nu-1) \ln\left(\frac{b}{a}\right) - \alpha (-T_o + T_i) (1+\nu)r \right) = 0$$

Après la simplification, on aura :

$$u_r(r) = \frac{C_1}{r} + rC_2 + \frac{1}{2} \frac{\ln(r) \alpha (1+\nu) (-T_o + T_i) r}{(\nu-1) \ln\left(\frac{b}{a}\right)} \quad \text{II. 21}$$

II.9. Equations constitutives thermoélastiques en fonction de C1 et C2

On remplace la solution de l'équation d'équilibre $u_r(r)$ dans les équations constitutives thermique :

$$\sigma_{rr} = 2\mu \varepsilon_{rr} + \lambda \varepsilon_{vol} - \frac{\alpha E}{1-2\nu} T(r)$$

On aura :

$$\sigma_{rr} = \frac{1}{2} \left[\frac{E(1-2\nu)C_1}{(1+\nu) \left(-\frac{1}{2} + \nu \right)} r^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{EC_2}{(1+\nu) \left(-\frac{1}{2} + \nu \right)} + \frac{E \left[(\nu-1)T_i(1+\nu)\alpha r^2 \ln\left(\frac{b}{a}\right) - \alpha(1+\nu)(-T_o + T_i) \left((\nu-1) \ln\left(\frac{r}{a}\right) + \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\nu + \frac{1}{2} \ln(r) \right) r^2 \right]}{\frac{1}{2} \cdot \frac{(1+\nu) \left(-\frac{1}{2} + \nu \right) (\nu-1) r^2 \ln\left(\frac{b}{a}\right)}{}} \right]$$

Après la simplification on obtient :

$$\sigma_{rr} = \frac{1}{2} \frac{E(1-2\nu)C_1}{(1+\nu)(-\frac{1}{2}+\nu)r^2} - \frac{1}{2} \frac{EC_2}{(1+\nu)(-\frac{1}{2}+\nu)}$$

$$+ \frac{E\alpha \left((-T_o + T_i)(\nu-1) \ln\left(\frac{r}{a}\right) + T_i(\nu-1) \ln\left(\frac{b}{a}\right) + \frac{1}{2}(-T_o + T_i)(\nu - \ln(r) - 1) \right)}{(-1+2\nu)(\nu-1) \ln\left(\frac{b}{a}\right)}$$

II. 22

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{1}{2} \frac{E \left[\left((T_i \nu \alpha + T_i \alpha - C_2) r^2 + 2C_1 \nu - C_1 \right) (\nu-1) \ln\left(\frac{b}{a}\right) - \left((\nu-1) \ln\left(\frac{r}{a}\right) + \frac{1}{2} \nu + \frac{1}{2} \ln(r) \right) (-T_o + T_i) r^2 \alpha (1+\nu) \right]}{\left(-\frac{1}{2} + \nu \right) r^2 (\nu-1) \ln\left(\frac{b}{a}\right) (1+\nu)}$$

II. 23

$$\sigma_{zz} = - \frac{E \left[(\nu-1) \left(\left(C_2 - \frac{1}{2} T_i \alpha \right) \nu - \frac{1}{2} T_i \alpha \right) \ln\left(\frac{b}{a}\right) + \frac{1}{2} (1+\nu) \left((\nu-1) \ln\left(\frac{r}{a}\right) + \nu \left(\ln(r) + \frac{1}{2} \right) \right) (-T_o + T_i) \alpha \right]}{\left(-\frac{1}{2} + \nu \right) (1+\nu) \ln\left(\frac{b}{a}\right) (\nu-1)}$$

II. 24

II.10. Déterminer les constante C1 et C2 :

II.10.1. Conditions aux limites

Les contraintes radiales aux parois interne et externe sont imposées :

$$r = a : \sigma_{rr}(a) = -p_{in}$$

$$r = b : \sigma_{rr}(b) = -p_{out}$$

- P_{in} = pression interne
- P_{out} = pression externe

➤ On applique la condition aux limites dans l'expression de la contrainte σ_{rr}

- $r = a : \sigma_{rr}(a) = -p_{in}$

$$\frac{1}{2} \frac{E(1-2\nu)C_1}{(1+\nu)\left(-\frac{1}{2}+\nu\right)r^2} - \frac{1}{2} \frac{EC_2}{(1+\nu)\left(-\frac{1}{2}+\nu\right)} + \frac{E\alpha\left(-(-T_o+T_i)(\nu-1)\ln\left(\frac{r}{a}\right)+T_i(\nu-1)\ln\left(\frac{b}{a}\right)+\frac{1}{2}(-T_o+T_i)(\nu-\ln(r)-1)\right)}{(-1+2\nu)(\nu-1)\ln\left(\frac{b}{a}\right)} = -P_{in}$$

II. 25

➤ On applique la condition aux limites dans l'expression de la contrainte σ_{rr}

- $r = b : \sigma_{rr}(b) = -p_{out}$

$$\frac{1}{2} \frac{E(1-2\nu)C_1}{(1+\nu)\left(-\frac{1}{2}+\nu\right)r^2} - \frac{1}{2} \frac{EC_2}{(1+\nu)\left(-\frac{1}{2}+\nu\right)} + \frac{E\alpha\left(-(-T_o+T_i)(\nu-1)\ln\left(\frac{r}{a}\right)+T_i(\nu-1)\ln\left(\frac{b}{a}\right)+\frac{1}{2}(-T_o+T_i)(\nu-\ln(r)-1)\right)}{(-1+2\nu)(\nu-1)\ln\left(\frac{b}{a}\right)} = -P_{out}$$

II. 26

Lorsqu'on applique les conditions aux limites, on obtient un system d'équations linéaires comportant deux inconnues, à savoir les constantes C_1 et C_2 . Ces constantes apparaissent généralement dans la solution générale de l'équation différentielle décrivant le comportement du cylindre soumis à une pression ou à un gradient thermique.

II.10.2 Résolution du système d'équations linière

Afin de déterminer les constantes d'intégration C_1 et C_2 , issues de la solution générale de l'équation différentielle régissant le comportement mécanique du cylindre, il est nécessaire de résoudre le système d'équations linéaires (II. 25) (II. 26).

Or aura :

$$C_1 = -\frac{1}{2} \frac{\left(\left((2P_{in} - 2P_{out})\nu + \alpha(-T_o + T_i)E - P_{in} + P_{out} \right)(\nu - 1)\ln\left(\frac{b}{a}\right) - \frac{1}{2}E\alpha(\ln(a) - \ln(b))(-T_o + T_i) \right)}{\left(-\frac{1}{2} + \nu \right)(\nu - 1)\ln\left(\frac{b}{a}\right)(a+b)(a-b)E} b^2 (1+\nu) a^2$$

II. 27

$$C_2 = \frac{I}{(v-1)(a^2-b^2)E \ln\left(\frac{b}{a}\right)} \left((v-1) \left(\alpha(T_i a^2 - T_o b^2)E + 2 \left(-\frac{I}{2} + v \right) (P_{in} a^2 - b^2 P_{out}) \right) \times \ln\left(\frac{b}{a}\right) + \frac{I}{2} \alpha(-a^2 \ln(a) + b^2 \ln(b) + (a-b) \times (a+b)(v-1)E(-T_o + T_i)(1+v)) \right) \right)$$

II. 28

II.11. Contraintes mécaniques avec effets thermiques

Une fois les constantes d'intégration C1 et C2 déterminées à partir du système d'équations linéaires issu des conditions aux limites, on les remplace dans les équations constitutives thermoélastiques pour obtenir la distribution complète des contraintes mécaniques, incluant les effets thermiques. En substituant les équations (II. 27) et (II. 28), les composantes du tenseur de contrainte sont données par :

$$\sigma_{rr} = \frac{P_{in} a^2 - b^2 P_{out}}{b^2 - a^2} - \frac{a^2 b^2}{r^2} \frac{P_{in} - P_{out}}{b^2 - a^2} + \frac{E \alpha(T_i - T_o)}{2 \ln\left(\frac{b}{a}\right)(1-v)} \left(\frac{a^2}{(b^2 - a^2)} \left(\frac{b^2}{r^2} - 1 \right) \ln\left(\frac{b}{a}\right) - \ln\left(\frac{b}{r}\right) \right)$$

II. 29

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{a^2 P_{in} - b^2 P_{out}}{b^2 - a^2} + \frac{a^2 b^2}{r^2} \frac{P_{in} - P_{out}}{b^2 - a^2} + \frac{E \alpha(T_i - T_o)}{2 \ln\left(\frac{b}{a}\right)(1-v)} \left(1 - \ln\left(\frac{b}{r}\right) - \frac{a^2}{(b^2 - a^2)} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \ln\left(\frac{b}{a}\right) \right)$$

II. 30

$$\begin{aligned}
\sigma_{zz} = & \frac{1}{(\nu - 1) \ln\left(\frac{b}{a}\right) (a^2 - b^2) (-1 + 2\nu)} \left(-2(\nu - 1) \left((2P_{in}a^2 - 2b^2P_{out})\nu^2 \right. \right. \\
& \left. \left. + (\alpha(T_i a^2 - T_o b^2)E - P_{in}a^2 + b^2P_{out})\nu \right) \right. \\
& - \frac{E\alpha T_i(a+b)(a-b)}{2} \ln\left(\frac{b}{a}\right) + E\alpha(-T_o + T_i) \left(-(a+b)(a-b)(\nu - 1) \ln\left(\frac{r}{a}\right) \right. \\
& \left. \left. + \nu((-a^2 + b^2)\ln(r) \right. \right. \\
& \left. \left. + a^2 \ln(a) - b^2 \ln(b) - (a+b)(a-b) \left(-\frac{1}{2} + \nu \right) \right) \right)
\end{aligned}$$

II. 31

II.12. Conclusion

Dans ce chapitre, on a fait une approche analytique pour analyser le comportement d'un cylindre sous l'effet d'une pression interne, une pression externe, ainsi qu'à un gradient thermique. En prenant appui sur les fondements théorique de la mécanique des milieux continus, les équations d'équilibre ont été établies en coordonnées cylindriques, puis résolues en introduisant des hypothèses simplificatrices adaptées au contexte du problème (déformation plane, matériau homogène, comportement thermoélastique linéaire).

Les résultats ont permis de souligner l'influence combinée des charges mécaniques et thermiques sur les distributions des contraintes et des déformations dans l'épaisseur du cylindre. Les expressions analytiques obtenues pour les contraintes radiale, circonférentielle et axiale, ainsi que pour les déformations associées, permettent une meilleure compréhension des effets induits par les conditions aux limites et les propriétés thermomécaniques du matériau.

Cette modélisation offre une base rigoureuse pour les analyses numériques futures, permettant à la fois de valider les résultats analytiques obtenus et d'aborder des cas plus complexes.

Chapitre III

Modélisation numérique par la méthode des éléments finis

III.1. Introduction

La simulation numérique par éléments finis (EF) joue un rôle essentiel dans les procédures de conception industrielle, elle donne la possibilité d'améliorer les performances des produits et de voir leur comportement réel sous contraintes. Pour l'étude de notre modèle, nous utilisons logiciel Abaqus, un logiciel largement reconnu dans le domaine de la simulation par éléments finis.

Ce chapitre est dédié à la présentation d'Abaqus, en mettant en avant ses principales fonctionnalités et son intérêt pour ce type d'analyse. Nous détaillerons ensuite les étapes de conception de modèle sur Abaqus, depuis la modélisation géométrique jusqu'à la mise en place des conditions aux limites et des chargements. Cette approche méthodique permet de garantir la précision et la fiabilité des résultats obtenus par simulation.

III.2. Présentation et historique du logiciel Abaqus

Abaqus est un logiciel de simulation numérique par éléments finis (FEA, Finite Element Analysis) développé pour permettre aux ingénieurs de modéliser et d'analyser le comportement de structures, de matériaux et de systèmes soumis à divers types de sollicitations physiques.[19] Il est reconnu pour sa grande flexibilité, sa capacité à traiter des phénomènes physiques complexes (mécaniques, thermiques, dynamiques, etc.) et sa modularité, avec des solveurs adaptés à différents types d'analyses (statique, dynamique, non linéaire, etc.)

III.2.1. Historique du logiciel Abaqus

Abaqus est un logiciel de simulation par éléments finis lancé en 1978 par David Hibbitt, Bengt Karlson et Paul Sorensen, fondateurs de la société HKS. Il a été initialement conçu pour répondre aux besoins complexes de l'analyse non linéaire. [20] Au fil des années, Abaqus a intégré de nombreuses fonctionnalités avancées, telles que les analyses thermiques, dynamiques, couplées, ainsi qu'une interface graphique conviviale (CAE).

En 2005, il est acquis par Dassault Systèmes et intégré à la plateforme SIMULIA. Aujourd'hui, Abaqus est un outil de référence en ingénierie, apprécié pour sa précision, sa modularité et sa capacité à traiter des phénomènes multi-physiques complexes. [21]

III.3. Caractéristiques de matériau utilisé

III.3.1. Définition d'Acier au carbone X60

L'acier au carbone sans soudure spécifiquement destiné aux applications à haute température et haute pression. Conçu pour résister aux conditions de haute température et de

haute pression. Il est largement utilisé dans la fabrication de conduites destinées aux centrales thermiques, aux raffineries de pétrole, aux installations chimiques ainsi qu'aux systèmes de chaudières industrielles. [22]

Ce matériau est spécifié par la norme API 5L (American Petroleum Institute), qui définit trois grades : A, B et C. Le Grade B est le plus couramment utilisé en raison de son bon équilibre entre résistance mécanique, ductilité et aptitude au soudage. [23]

III.3.2. Propriétés mécaniques

Le tableau ci-dessous résume les principales propriétés mécaniques et thermiques du matériau utilisé dans cette étude.

Limite d'élasticité	415 MPA
Résistance à la traction	520 MPA
Densité	7 800 à 8 000 kg/m ³
Module d'élasticité	200 GPa
coefficient de Poisson	0,30
Coefficient dilatation thermique	12. 10 ⁶ 1/K
Conductivité	50 W/m.K

Tableau III.4: Propriétés mécaniques. [24]

III.3.3. Composition chimique

Le tableau suivant présente la composition chimique du matériau utilisé dans cette étude. Il s'agit d'un acier allié contenant principalement du carbone, du manganèse et du silicium, avec de faibles pourcentages d'éléments d'alliage tels que le vanadium, le titane et le phosphore. Ces éléments influencent les propriétés mécaniques, la résistance à la corrosion et le comportement thermique du matériau.

Carbone (C)	0.16 %
Manganèse (Mn)	1.65 %
Phosphore (P)	0.020 %
Soufre (S)	0.010 %
Silicium (Si)	0.45 %
Titane (ti)	0.004 %
Vanadium (v)	0.08 %

Tableau III.5 : Composition chimique. [25]

III.4. Géométrie de cylindre

La géométrie choisie pour le cylindre selon la norme API 5L est la suivante :

- Rayon intérieur

$$a = 0.20 \text{ m}$$

- Rayon extérieur

$$b = 0.25 \text{ m}$$

Taille nominale (mm) (po)	Annexe n°	Épaisseur de paroi (mm) (po)	Pression maximale admissible (kPa) (psi)								
			Température (°C) (°F)								
			-29 - 38	205	260	350	370	400	430 ¹⁾	450	
			Contrainte maximale admissible (MPa) (psi)								
500		60	20,62	137,8	137,8	130,2	117,1	115,7	89,6	74,4	59,9
				10080	10080	9522	8564	8468	6552	5443	4382
		80	26.19	12898	12898	12188	10962	10831	8385	6966	5608
		100	32,54	16171	16171	15287	13746	13580	10514	8730	7035
		120	38.10	19085	19085	18037	16226	16033	12409	10307	8302
		140	44,45	22475	22475	21242	19106	18879	14614	12140	9777
		160	50.01	25450	25450	24094	21675	21421	16577	13766	11093

Tableau III. 6 : Diamètre et valeurs nominales de pression (kPa) et de température (C) des tuyaux en acier au carbone sans soudure API 5L. [26]

III.5. Mise en place du modèle de simulation

III.5.1. Hypothèse de modélisation

Compte tenu de l'asymétrie de la structure, le problème tridimensionnel peut être simplifié et traité dans un espace bidimensionnel axisymétrique. Cette hypothèse permet de réduire significativement le temps de calcul tout en conservant la précision des résultats, notamment pour les structures de révolution soumises à des conditions de chargement et de géométrie symétriques autour d'un axe.

III.5.2 Création de la géométrie

L'esquisse géométrique consiste à dessiner deux cercles concentriques (ou, en 2D axisymétrique, deux arcs de cercle partant de l'axe vertical), représentant respectivement la paroi intérieure et la paroi extérieure du cylindre. (Figure III.1)

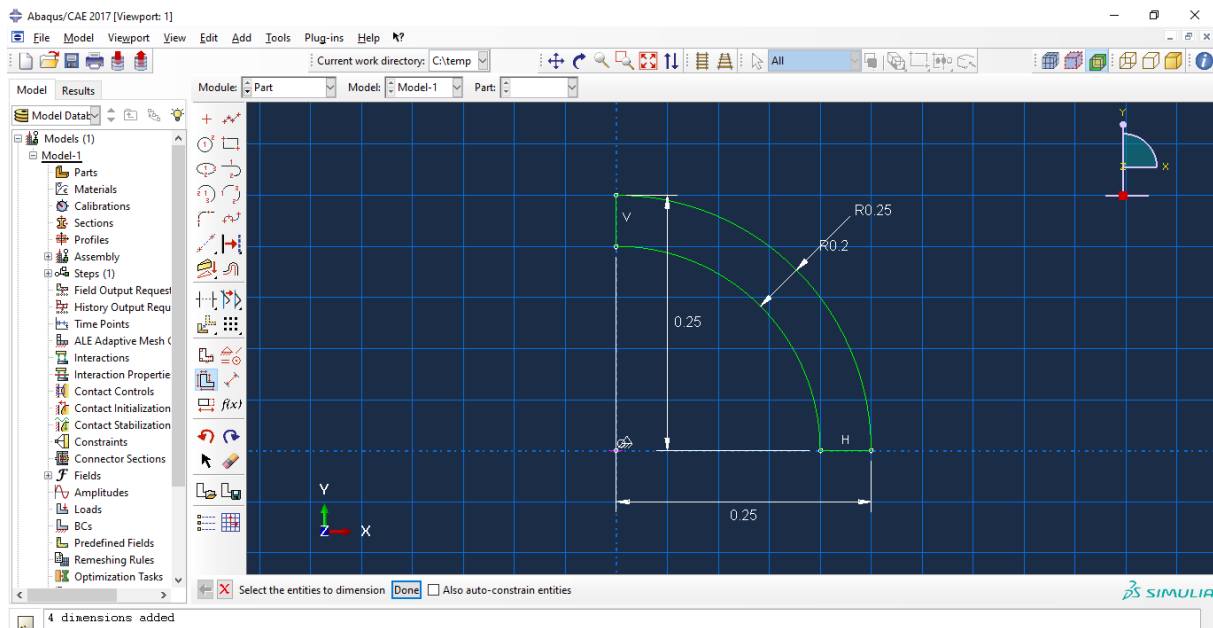


Figure III. 1: Dessin de la géométrie

Après avoir défini la géométrie représentée dans la Figure III.1, nous validons les données saisies en cliquant sur Donner, ce qui permet de générer le modèle illustré dans la Figure III.2.

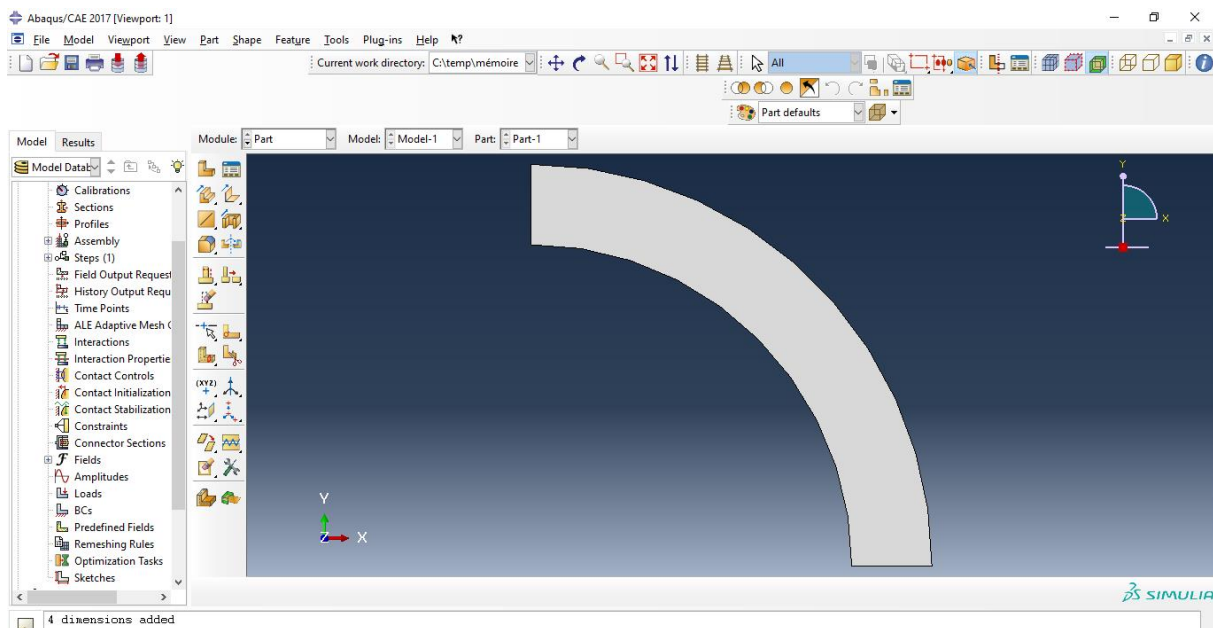


Figure III. 2: Représentation de la géométrie en 2D

III.5.3. Application des propriétés du matériau

Plusieurs propriétés du matériau sont utilisées dans cette étude, notamment, la chaleur spécifique, l'expansion, la conductivité, la densité, le module de Young, le coefficient de Poisson. Pour intégrer les propriétés, nous allons à la deuxième unité qui est (Property), puis

choisir la première icône (**Creat Material**) qui nous permet d'intégrer tous les propriétés de matériaux. (Figure III.3)

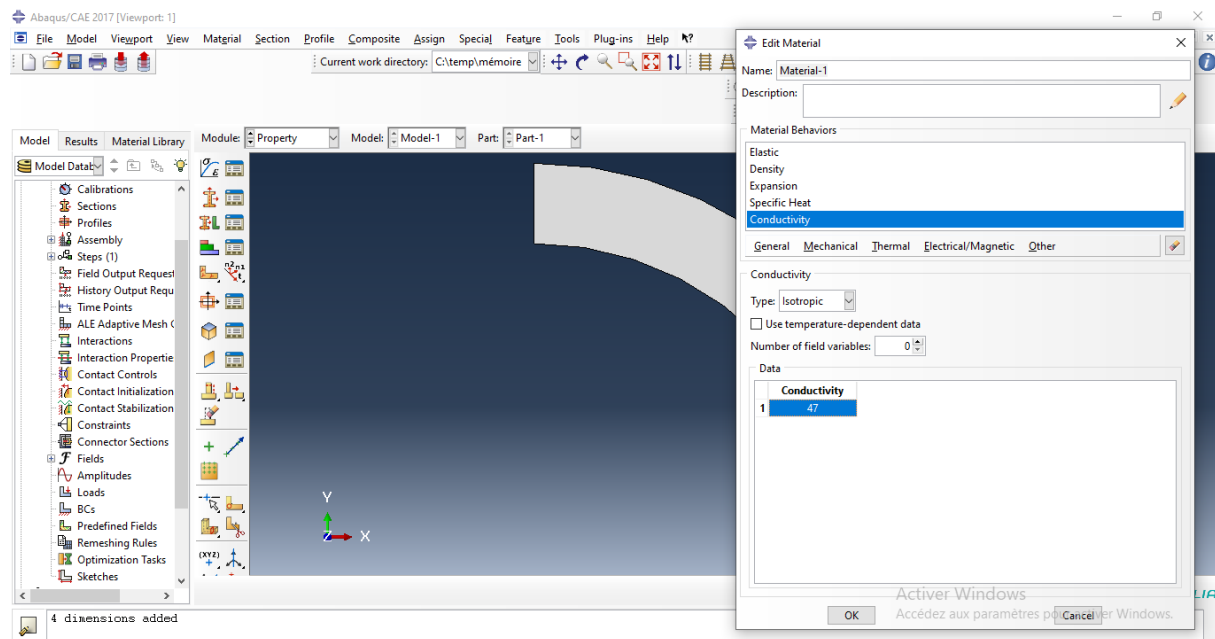


Figure III. 3: Introduction des propriétés du matériau

III.5.4. Type d'analyse

Cette section porte sur le choix du type d'analyse à effectuer dans le cadre de la simulation numérique, ce qui constitue une étape cruciale dans la modélisation du comportement d'un cylindre soumis à des chargements mécaniques et thermiques.

- **Analyse couplée thermomécanique**

Ce type d'analyse est utilisé lorsqu'il est nécessaire d'étudier simultanément les effets thermiques (variation de température) et mécaniques (déformations, contraintes) au sein d'une structure. Elle permet de modéliser de manière réaliste l'interaction entre les champs de température et les champs de contraintes, notamment dans les cas où la température influence directement la dilatation, la déformation ou la résistance mécanique du matériau. (Figure III.4)

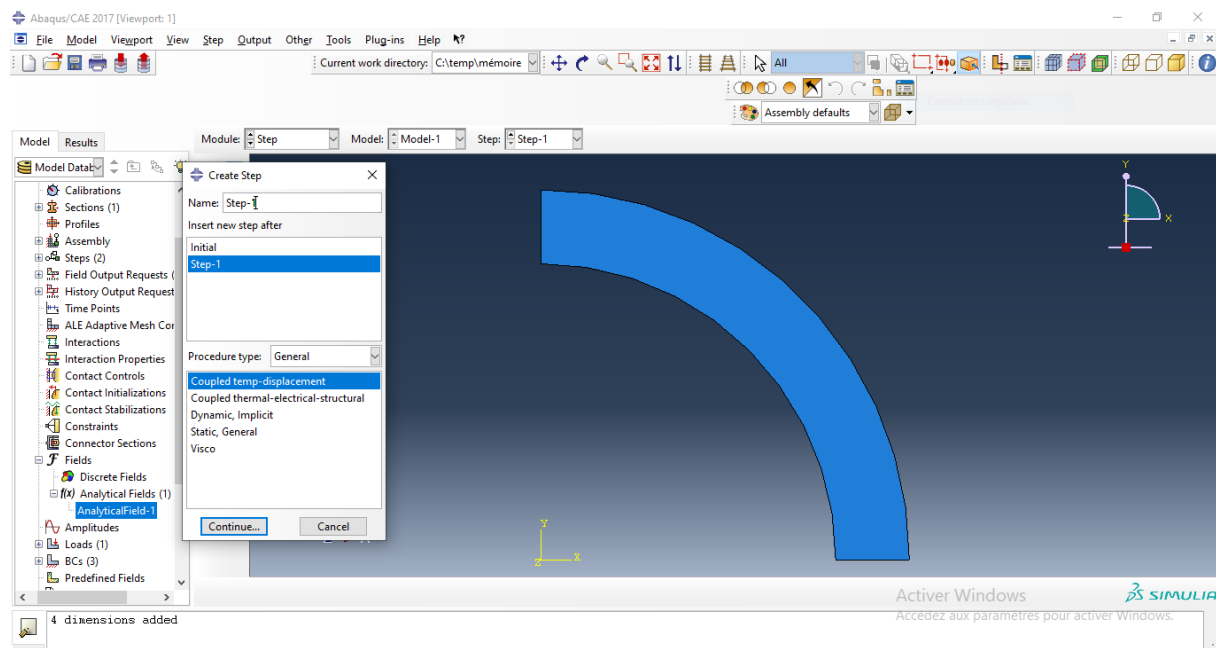


Figure III. 4: Choix de type d'analyse

III.5.5. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont essentielles pour représenter correctement le comportement mécanique du cylindre. Elles permettent de modéliser l'environnement réel de la structure.

- **Conditions aux limites sur l'axe vertical**

Le bord vertical gauche est soumis à des conditions de symétrie, représentées par des symboles triangulaires orange avec des points bleus. Ces conditions empêchent tout déplacement dans la direction horizontale (X), tout en autorisant un mouvement libre selon l'axe vertical (Y). Elles simulent une symétrie axiale, typique d'un modèle axisymétrique.

- **Conditions aux limites sur l'axe horizontal**

Le bord horizontal droit est soumis à des conditions de symétrie représentées par des symboles avec des points bleus. Ces conditions empêchant tout déplacement dans la direction verticale (Y), tout en autorisant un mouvement dans la direction horizontale. (Figure III. 5)

Pour appliquer les conditions aux limites liées à la symétrie, cliquez sur **Load** → **Create Boundary Condition** → **Symmetry/Antisymmetry/Encastre**, puis sélectionnez les arêtes concernées avec la condition pour chaque axe et cliquez sur **Done**.

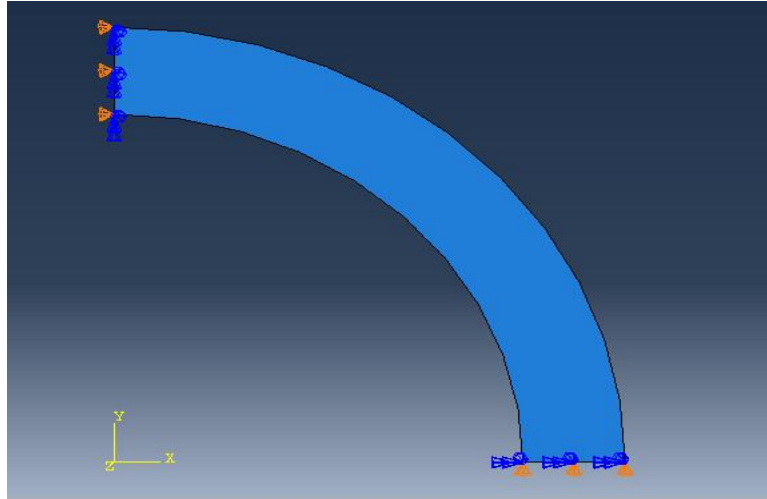


Figure III. 5: Géométrie en 2D, mettant en évidence des conditions de symétrie

III.5.6. Chargements appliqués

Dans le cadre de l'étude d'un cylindre sous pression soumis à des effets thermiques, deux principaux types de chargements sont pris en compte : la pression interne et la température imposée. Ces chargements influencent directement l'état de contraintes et de déformations dans le matériau du cylindre.

- **La pression**

Cette pression agit perpendiculairement à la surface intérieure et provoque des contraintes dans le matériau, notamment des contraintes radiales et tangentielles que la paroi doit supporter pour ne pas se déformer. . (Figure III.6)

Pour créer le chargement de pression, cliquez sur **Load** → **Create Load** → **Pressure**, puis sélectionnez les arêtes sur lesquelles la pression doit être appliquée. Ensuite, cliquez sur **Done**.

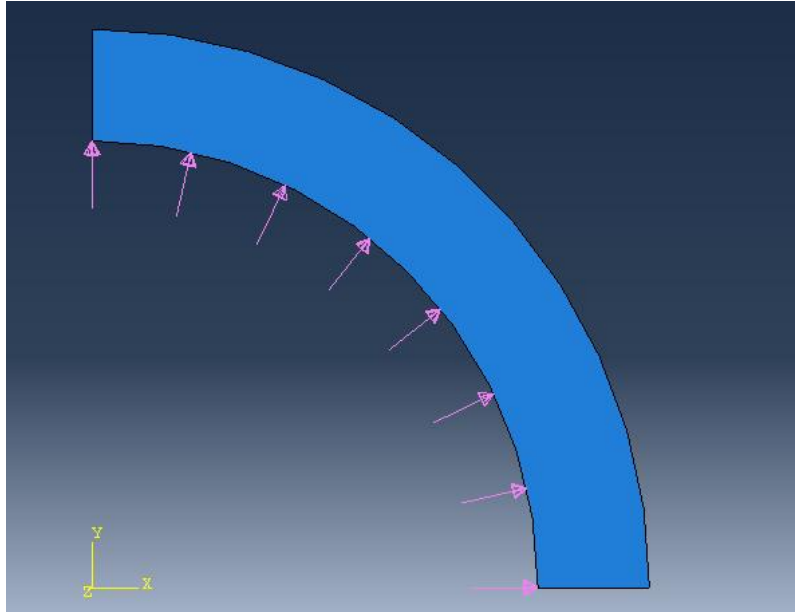


Figure III. 6: Géométrie en 2D, mettant en évidence la pression interne

- **Gradient de température**

La température n'est pas uniforme dans le cylindre, mais varie à travers son épaisseur, typiquement avec une température plus élevée à la surface interne qu'à la surface externe.

Pour appliquer un chargement thermique dans le cadre d'une analyse thermomécanique, accédez à **Load** → **Create Boundary Condition** → **Temperature**. Sélectionnez ensuite la géométrie (pièce ou surface) sur laquelle la température doit être imposée, puis cliquez sur **Done** pour valider.

Afin de définir une distribution de température non uniforme (par exemple un gradient thermique), il est nécessaire d'intégrer une expression analytique. Pour cela, cliquez sur **Create Analytical Field**, où vous pourrez spécifier l'équation décrivant la variation spatiale de la température (en fonction de coordonnées X, Y ou Z). (Figure III. 7)

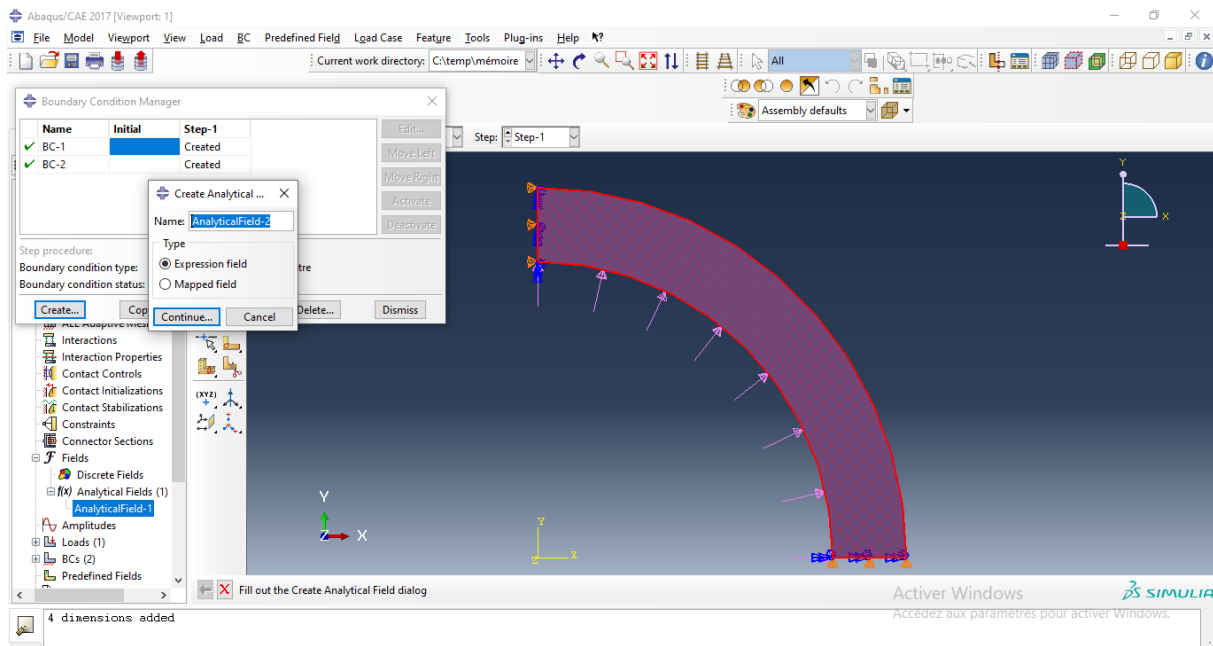


Figure III. 7: Application d'un chargement thermique

III.5.7. Maillage

Le maillage est une étape essentielle dans la simulation numérique par éléments finis. Il consiste à diviser la géométrie du modèle en petits éléments simples (appelés "éléments finis") pour pouvoir résoudre les équations physiques sur l'ensemble de la structure.

III.5.7.1. Élément utilisé – CPE4T

L'élément CPE4T (Continuum Plane Strain Element – 4 nodes – Thermally Coupled) est un élément quadrilatère à 4 nœuds utilisé dans les analyses en déformation plane avec couplage thermomécanique. Il est basé sur une interpolation bilinéaire des déplacements et de la température, ce qui permet de représenter précisément les champs mécaniques et thermiques. Ce type d'élément est particulièrement adapté pour modéliser des structures telles que les cylindres ou conduites, où les effets thermiques influencent directement le comportement mécanique. [27]

III.5.7.2. Étapes de création du maillage dans Abaqus

La génération du maillage dans Abaqus se déroule après la définition de la géométrie et avant la soumission de l'analyse. Elle comprend plusieurs étapes importantes :

➤ Accès au module de maillage

Accéder au module **Mesh** depuis l'interface principale d'Abaqus, puis sélectionner la pièce ou la géométrie à laquelle on souhaite appliquer le maillage.

➤ Attribution du type d'élément

Aller dans **Mesh** → **Element Type** puis sélectionner la pièce à mailler. Choisir un élément approprié selon l'analyse **CPE4T** (élément 2D en déformation plane avec couplage thermique). Valider les paramètres. (Figure III. 8)

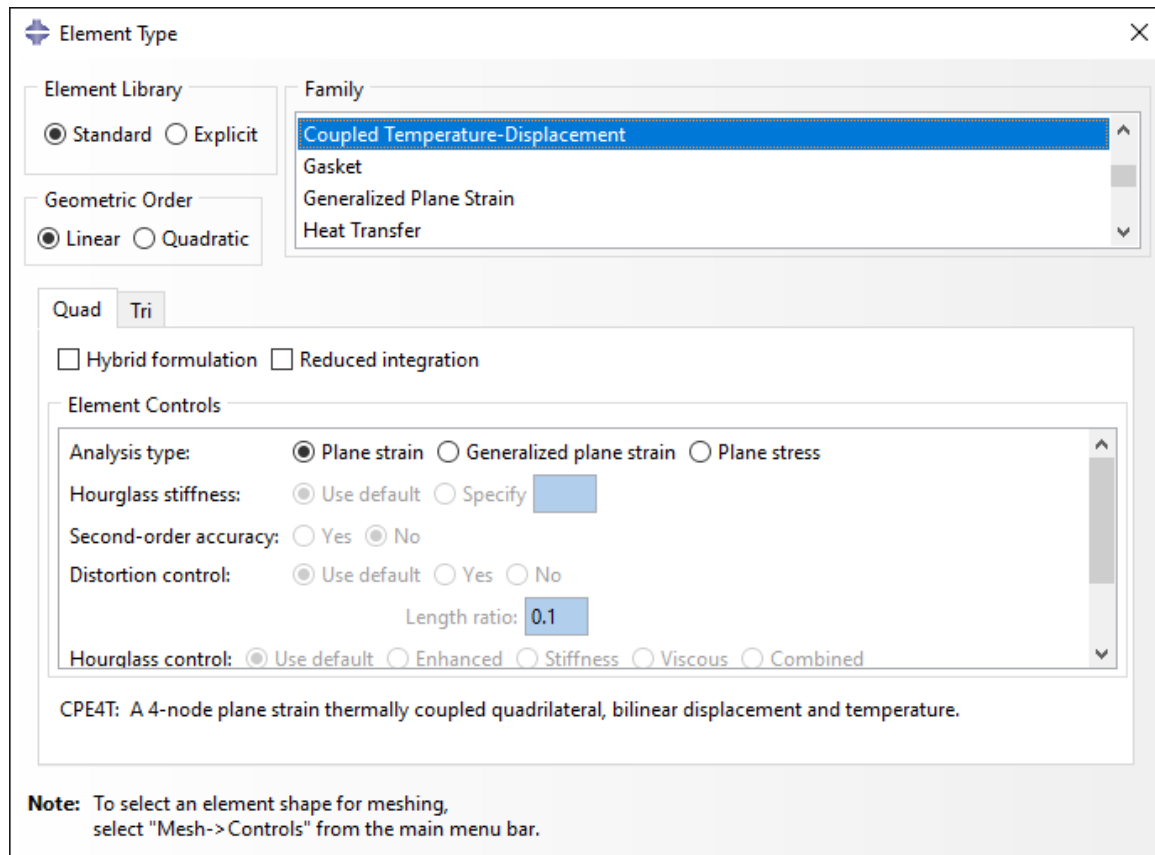


Figure III. 8: Attribution du type d'élément

➤ Contrôle du maillage

Aller dans **Mesh** → **Controls**. Choisir le type de maillage : **Structured** pour un maillage régulier ou **Free** pour les géométries complexes. (Figure III. 9)

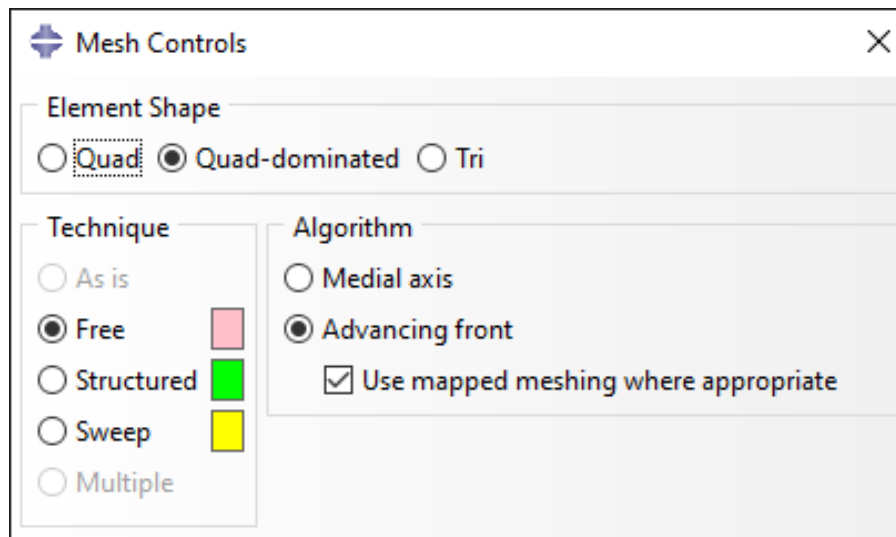


Figure III. 9: Contrôle du maillage.

➤ Définition de la densité du maillage

Pour définir la densité du maillage, il convient d'utiliser la commande **Seed**. En sélectionnant **Seed** → **Part** ou **Seed** → **Edge**, on peut attribuer une taille d'élément adaptée à la précision souhaitée. Une valeur de maille est alors spécifiée, influençant directement la finesse du maillage. (Figure III.10)

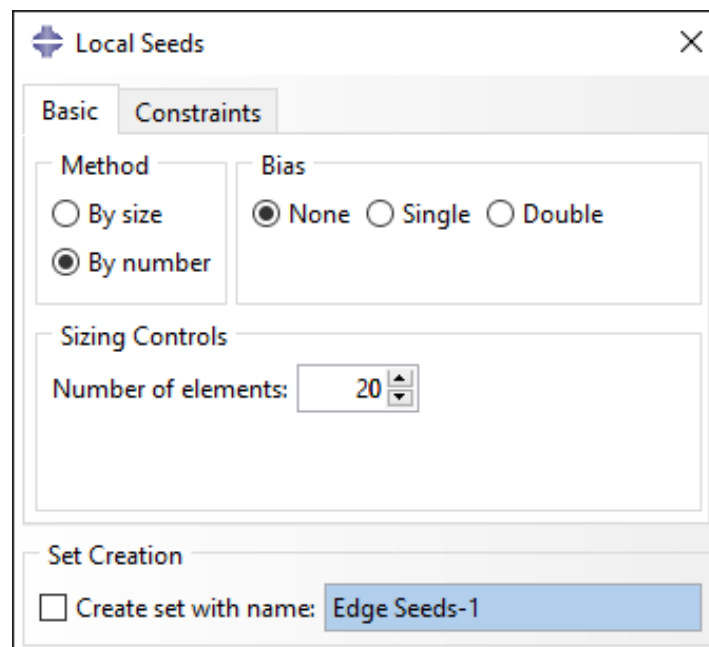


Figure III. 10: Définition de la densité du maillage sur abaqus.

➤ Génération du maillage

Une fois les paramètres définis, il suffit de cliquer sur **Mesh** → **Part** pour générer le maillage, qui s’affiche automatiquement sur la géométrie sélectionnée. (Figure III.11)

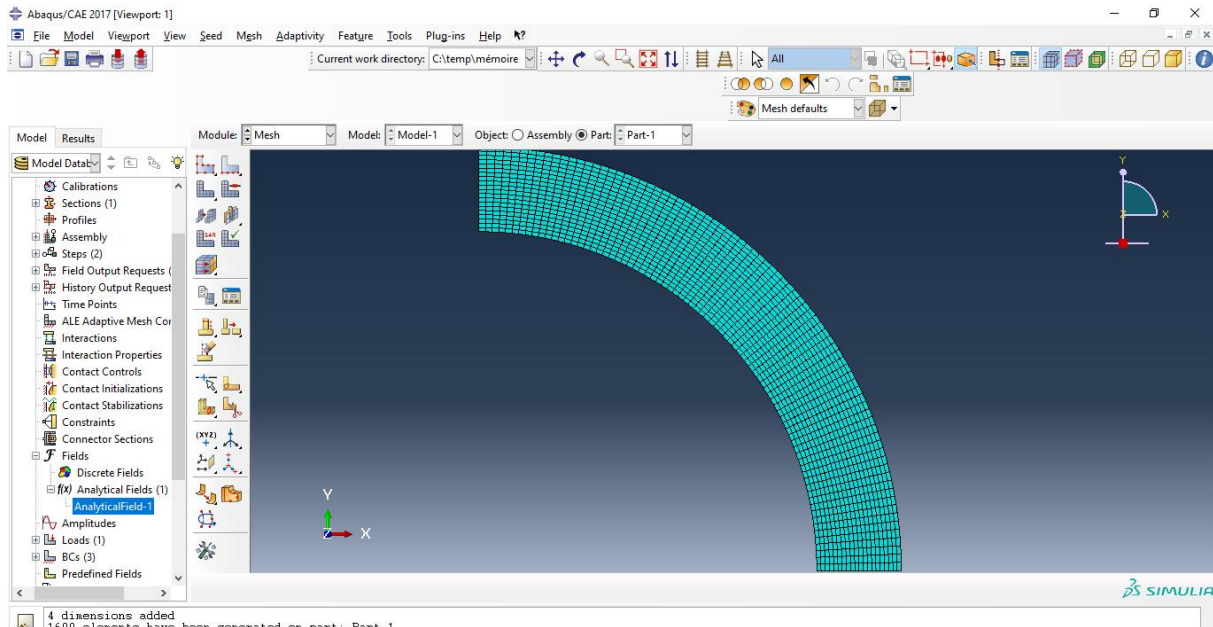


Figure III. 11: Maillage générée

➤ Vérification et validation

Il est essentiel de contrôler visuellement la régularité des éléments du maillage, en veillant à une transition progressive entre les zones de maillage fin et grossier ; si nécessaire, les outils de diagnostic tels que **Verify Mesh Quality** peuvent être utilisés pour évaluer la qualité globale du maillage.

III.5.8. Lancement et suivi du calcul

Cette phase est essentielle pour assurer la bonne exécution de la simulation numérique. Elle comprend la mise en place du job de calcul, la surveillance de son déroulement, ainsi que la vérification de la stabilité et de la fiabilité des résultats obtenus.

➤ **Accéder au module Job**

Après avoir terminé la définition du modèle (géométrie, matériaux, maillage, interactions, conditions aux limites, chargements et étapes de calcul), Aller dans le module **Job** depuis le menu principal d'Abaqus/CAE, cliquer sur **Create** pour créer un nouveau job. (Figure III.12)

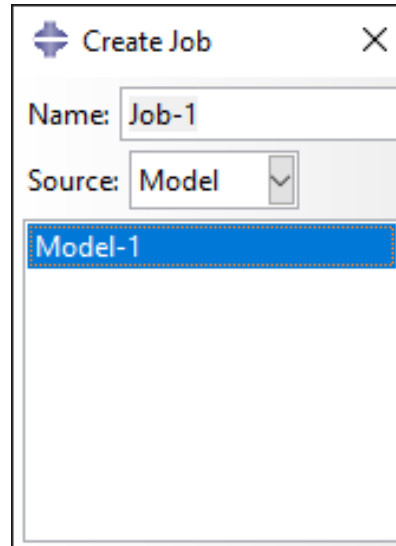


Figure III. 12: Création de job.

➤ **Définir les paramètres du job**

Une boîte de dialogue s'ouvre **Create Job**, dans laquelle les paramètres suivants doivent être définis (Nom du job, Type de modèle, Description (optionnelle), Nom du fichier d'entrée). Après validation, cliquer sur **ok**. (Figure III.13)

Edit Job

Name: Job-2

Model: Model-1

Analysis product: Abaqus/Standard

Description:

Submission | General | Memory | Parallelization | Precision

Job Type

☒ Full analysis

☐ Recover (Explicit)

☐ Restart

Run Mode

☒ Background ☐ Queue: Host name:

Type:

Submit Time

☒ Immediately

☐ Wait: hrs. min.

☐ At:

OK **Cancel**

Figure III. 13: Configuration de la soumission de job.

Pour lancer le calcul, aller dans le Gestionnaire de jobs **Job Manager** Sélectionner le job dans la liste. Cliquer sur **Submit** pour démarrer le calcul. (Figure III.14)

Job Manager

Name	Model	Type	Status
Job-1	Model-1	Full Analysis	Completed

Write Input

Data Check

Submit

Continue

Monitor...

Results

Kill

Figure III. 14: Fenêtre du Job Manager d'Abaqus.

III.5.9. Visualisation des résultats

Une fois le calcul terminé avec succès (statut : Completed), il est alors possible d'accéder au module **Visualization** pour ouvrir le fichier **.odb** correspondant au job. Cette phase permet d'explorer en détail les résultats obtenus, tels que les déplacements, les contraintes et les variations de température. (Figure III.15)

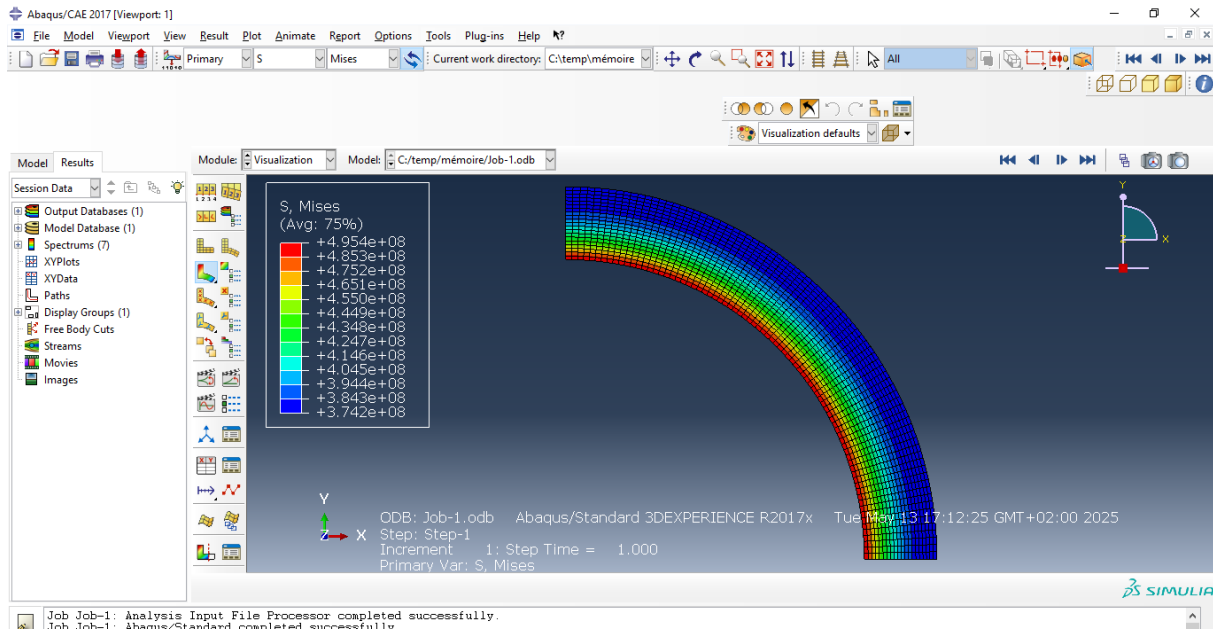


Figure III. 15: Distribution des contraintes équivalentes de Von Mises dans un cylindre soumis à une pression interne.

III.5.10. Extraction des résultats

Pour extraire la contrainte en fonction du rayon dans Abaqus, on définit un chemin radial dans le module **Visualization**, allant du centre géométrique du cylindre vers sa périphérie. Ce chemin est créé via la commande **Tools** → **Path** → **Create**, en sélectionnant deux points : un au centre et un à la surface externe. Ensuite, les données de contrainte sont extraites le long de ce chemin à l'aide de l'outil **XY Data** → **Create** → **Path**, en choisissant la composante de contrainte correspondante, généralement S11 ou S22 selon le repère utilisé. Les résultats sont ensuite exportés au format **.txt** pour un traitement dans un logiciel externe, afin de tracer l'évolution des contraintes en fonction du rayon et de les comparer aux résultats analytiques.

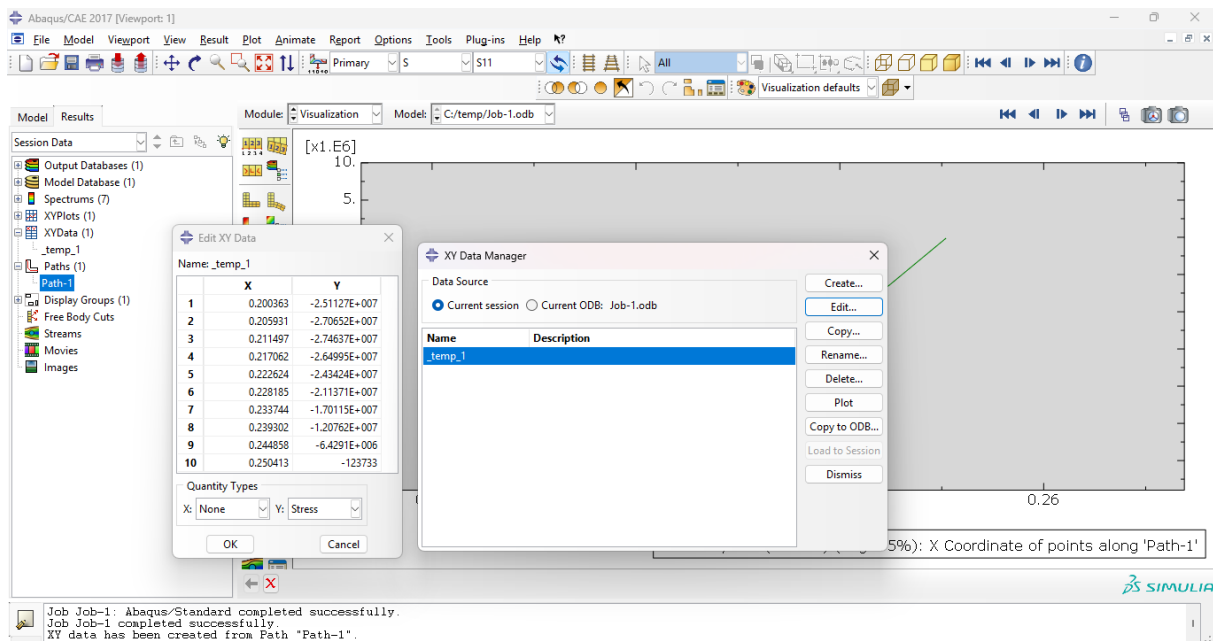


Figure III. 16: Extraction et visualisation des contraintes le long d'un chemin défini dans un cylindre sous pression.

III.6. Conclusion

Ce chapitre a permis de mettre en œuvre une simulation numérique complète d'un cylindre soumis à des conditions de pression interne et de gradient thermique, à l'aide du logiciel MEF. À travers une approche méthodique, toutes les étapes de modélisation ont été détaillées : définition du matériau, création de la géométrie, application des conditions aux limites, types de chargements, maillage, lancement du calcul et analyse des résultats.

L'utilisation d'un modèle axisymétrique et d'un couplage thermomécanique a permis de représenter fidèlement le comportement du cylindre, tout en optimisant les ressources de calcul. Les résultats obtenus, notamment les contraintes radiale circonférentielle et axiale.

Ainsi, la simulation numérique par éléments finis se révèle être un outil puissant et indispensable pour l'analyse des structures soumises à des conditions complexes, permettant d'anticiper les performances mécaniques avant toute phase de fabrication réelle.

Chapitre IV

Interprétation des résultats analytique et numérique

IV.1. Introduction

Dans les chapitres précédents, nous avons présenté d'une part une approche analytique basée sur les équations classiques de la mécanique des milieux continus appliquées à un cylindre soumis à une pression interne et à un gradient thermique, et d'autre part une modélisation numérique réalisée à l'aide d'un logiciel de simulation.

Ce chapitre a pour objectif de confronter ces deux approches afin d'évaluer la fiabilité et la précision de la solution analytique par rapport au modèle numérique. La comparaison portera principalement sur la distribution des contraintes ainsi que, le cas échéant, sur la distribution de température dans l'épaisseur du cylindre

IV.2. Présentation du cas d'étude

Dans cette étude, nous nous intéressons au comportement thermomécanique d'un cylindre creux épais soumis à une pression interne constante et à un gradient de température radial. Ce type de construction est typique des composants exposés à des conditions difficiles, tels que les conduites sous pression, les réacteurs ou les échangeurs de chaleur dans les installations industrielles. Le cylindre est supposé axisymétrique, Le matériau est considéré homogène, isotrope.

IV.3. Conditions de chargement

Les conditions de chargement utilisées dans cette étude sont issues des caractéristiques d'un cylindre sous pression employé pour le transport de pétrole. [28] Les sollicitations prises en compte sont les suivantes :

- **La pression:** Une pression interne de 25 MPA est appliquée sur la surface intérieure du cylindre, tandis que la pression extérieure est supposée nulle, ce qui génère un chargement purement interne.

$$P_{in} = 25 \text{ mpa}$$

$$P_{out} = 0 \text{ mpa}$$

- **Température:** Un gradient thermique est introduit en imposant une température de 150 °C à l'intérieur et 20 °C à l'extérieur du cylindre.

$$T_{in} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{out} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

IV.4. Validation des résultats

Afin d'analyser et de discuter nos résultats, nous avons comparé les contraintes radiale, circonférentielle et axiale obtenues par l'approche analytique (équations (II.29), (II.30) et (II.31)) à celles issues de la simulation numérique par la méthode des éléments finis. L'évolution des contraintes σ_{rr} , $\sigma_{\theta\theta}$ et σ_{zz} en fonction du rayon r pour les différents types de chargement sont présentées respectivement dans les Figures IV.1, IV .2 et IV.3. On observe que les résultats numériques montrent une bonne concordance avec les solutions analytiques. Cette validation confirme que le modèle est bien paramétré, notamment en ce qui concerne la géométrie, le type d'éléments utilisés et les conditions aux limites.

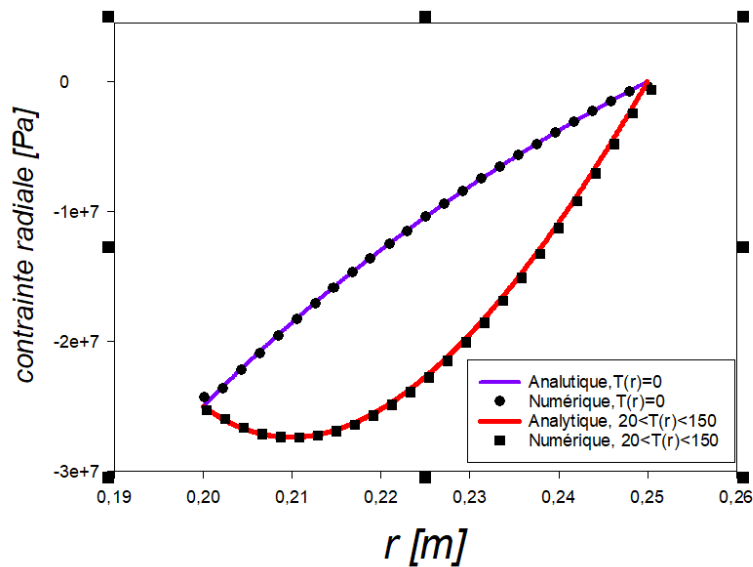


Figure IV. 1: Variation de (σ_{rr}) en fonction de (r), en présence et en absence de l'effet thermique

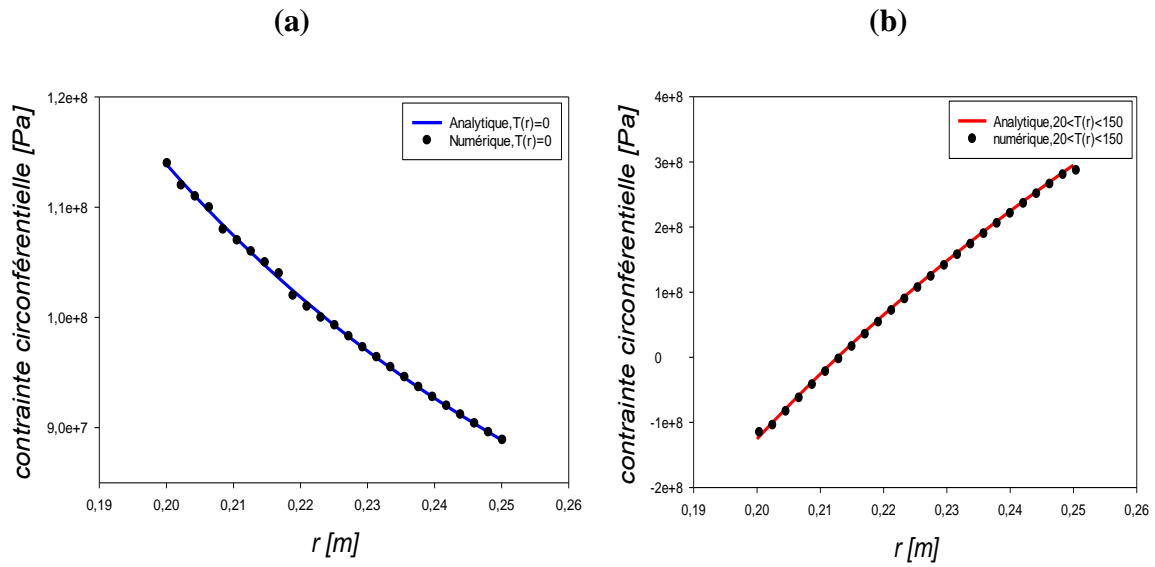


Figure IV.2:(a) Variation de ($\sigma_{\theta\theta}$) en fonction de rayon (r), sans effet thermique (b) Variation de ($\sigma_{\theta\theta}$) en fonction de rayon (r), avec effet thermique.

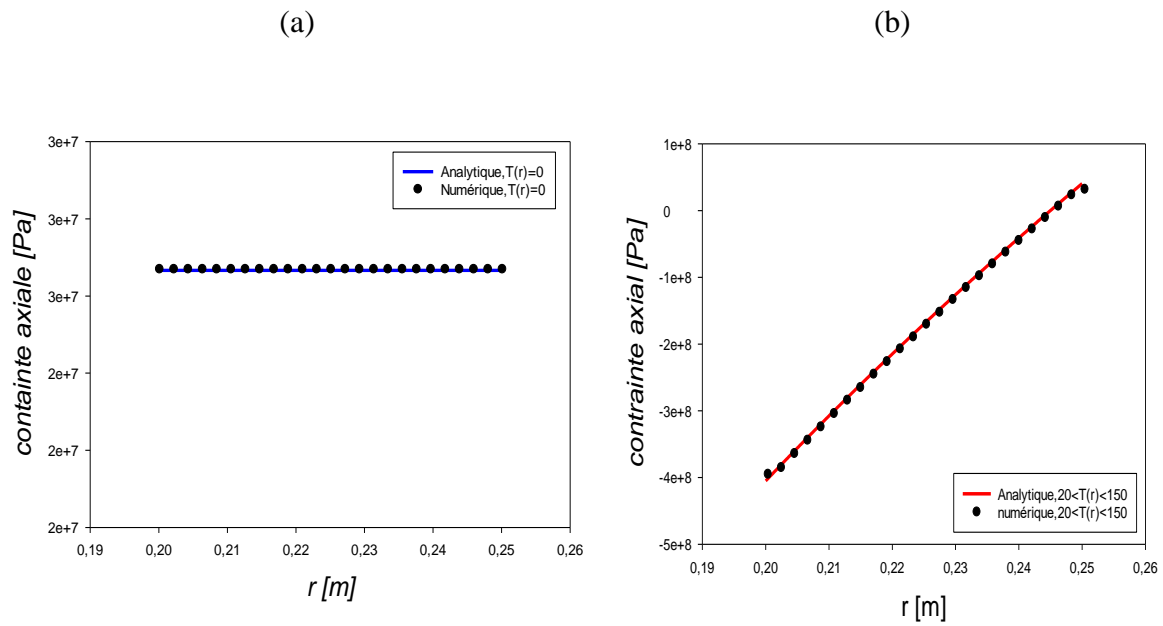


Figure IV.3 : (a) Variation de (σ_{zz}) en fonction de (r), sans effet thermique, (b) variation de (σ_{zz}) en fonction de (r), avec effet thermique

IV.5. Discussion des résultats

Cette section présente les distributions des contraintes principales (radiale, circonférentielle et axiale) dans un cylindre épais soumis à une pression interne et à un gradient thermique. Les résultats numériques sont comparés à ceux obtenus analytiquement dans deux cas : sans effet thermique et avec effet thermique (présence d'un gradient de température). L'objectif est d'analyser comment la température influence la répartition des contraintes dans le matériau.

IV.5.1. Contrainte radiale

La courbe de la contrainte radiale, en l'absence d'effet thermique, augmente de l'intérieur vers l'extérieur du cylindre, indiquant ainsi une diminution progressive de la compression.

Avec l'ajout d'un gradient thermique, la distribution des contraintes radiales change sensiblement. On constate une augmentation de l'intensité compressive dans les zones internes du cylindre avec contrainte maximale dans un rayon de 0.21 m. Cela s'explique par le fait que la température est plus élevée à l'intérieur. Ainsi, même si la forme globale de la courbe reste similaire à celle du cas sans effet thermique, les valeurs de la contrainte radiale sont significativement plus élevées, en particulier au niveau de la paroi interne. Cette augmentation de la compression peut avoir un impact notable sur la résistance du cylindre.

IV.5.2. Contrainte circonférentielle

En l'absence d'effet thermique, la contrainte circonférentielle diminue de manière monotone avec l'augmentation du rayon. Ce comportement, caractéristique d'un chargement purement mécanique, reflète la réaction normale à la pression interne et correspond à un état de traction.

Lorsque l'effet thermique est pris en compte, on observe un comportement inverse. La contrainte circonférentielle augmente avec le rayon. L'effet thermique modifie donc significativement la distribution des contraintes, rendant la contrainte plus élevée à l'extérieure qu'au l'intérieure.

L'inversion du sens de la courbe du contrainte circonférentielle en fonction du rayon, observée entre le cas sans effet thermique (figure a) et celui avec effet thermique (figure b), s'explique par l'influence de la dilatation thermique et du gradient de température au sein du matériau. Ce gradient engendre une dilatation différentielle : les zones internes, généralement plus chaudes, tendent à se dilater davantage que les zones externes, plus froides. Cette dilatation

non uniforme est contrariée par la continuité du matériau, ce qui induit l'apparition de contraintes internes.

IV.5.3. Contrainte axiale

Sans gradient thermique, la contrainte axiale est constante. Cela traduit un état de stabilité sans variations importantes dans la direction longitudinale.

En présence d'un gradient thermique, cette contrainte devient variable. Elle est fortement compressive dans la zone interne du cylindre et évolue progressivement pour devenir tractive vers l'extérieur. Ce comportement est dû à la différence de dilatation entre les zones chaudes (internes) et les zones froides (externes).

IV.6. Conclusion

À travers les trois figures analysées (Figures IV.1, IV.2 et IV.3), on constate une bonne concordance entre les approches analytique et numérique pour toutes les composantes principales du tenseur de contraintes. Cette cohérence atteste de la fiabilité des équations analytiques dérivées dans les chapitres précédents, et valide leur utilisation pour modéliser les effets conjoints de la pression interne et du gradient thermique dans un cylindre épais sous pression.

Le gradient thermique influence significativement la répartition des contraintes dans le cylindre : il accentue la compression radiale interne, inverse le profil de la contrainte circonférentielle et rend la contrainte axiale variable. Ces effets soulignent la nécessité d'intégrer l'effet thermique dans l'analyse mécanique des structures.

En conclusion, l'étude démontre que l'effet thermique ne peut être ignoré dans les applications industrielles soumises à des conditions sévères de température et de pression, notamment dans le domaine du transport de fluides à haute température. Une modélisation précise de ces effets est donc essentielle pour garantir la sécurité et la durabilité des installations.

Conclusion Générale

Au terme de cette étude, nous avons pu analyser le comportement thermomécanique d'un cylindre soumis à une pression et à un gradient de température. L'approche analytique, fondée sur des hypothèses simplificatrices et des équations en coordonnées cylindriques, a permis d'obtenir des expressions explicites des contraintes radiales, circonférentielles et axiales. Ces résultats ont été ensuite confrontés à ceux obtenus par simulation numérique réalisée à l'aide du logiciel par éléments finis (MEF).

La comparaison entre les deux approches a montré une bonne concordance globale, confirmant la validité des hypothèses retenues dans le modèle analytique. Notamment en ce qui concerne les propriétés du matériau, les conditions aux limites et les effets thermomécaniques.

Ce travail met en lumière l'intérêt de combiner méthodes analytiques et simulations numériques pour une évaluation rigoureuse des structures sous pression. Une telle démarche permet non seulement d'optimiser la conception des systèmes industriels, mais aussi de renforcer la sécurité et la performance des équipements dans des environnements critiques.

Références Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] Mecherfi, B., & Zeggari, M. (2018). Étude d'un cylindre bimatiériaux soumis à une pression interne par la MEF [Mémoire de Master, Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed, Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle].
- [2] Éalico. (s.d.). Comprendre la réglementation sur les équipements sous pression (ESP). <https://ealico.com/fr-fr/fiches-reglementaires/equipements-sous-pression/comprendre-la-r%C3%A9glementation-sur-les-%C3%A9quipements-sous-pression-esp/>
- [3] Bornert, M. (2006). Contrôle de la majeure 1 de mécanique : Rupture et Plasticité — MEC 551 [Document de cours, École Polytechnique].
- [4] ASME. (2023). Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, UG-27. American Society of Mechanical Engineers.
- [5] Connaissance des Énergies. (s.d.). Transport du pétrole. <https://www.connaissancedesenergies.org/fiche-pedagogique/transport-du-petrole>
- [6] Éalico. (s.d.). Comprendre la réglementation sur les équipements sous pression (ESP). <https://ealico.com/fr-fr/fiches-reglementaires/equipements-sous-pression/comprendre-la-r%C3%A9glementation-sur-les-%C3%A9quipements-sous-pression-esp/>
- [7] ASME, & Moss, D. R. (2013). Boiler and Pressure Vessel Code, Sections I & III. In Pressure Vessel Design Manual (4e éd.). Butterworth-Heinemann.
- [8] Systèmes Didactiques. (s.d.). Station de formation sur les appareils sous pression. <https://www.systemes-didactiques.fr/produit/ewtguf1140/160345>
- [9] Itterbeek, R. (s.d.). Chapitre 10 – Compléments de Résistance des Matériaux.
- [10] ASME Foundation. (s.d.). History of ASME. <https://www.asmefoundation.org/history/>
- [11] ProcessS. (s.d.). Conception des appareils sous pression. <http://processs.free.fr/page/conception-appareils-sous-pression/2210>
- [12] Czyz Industry. (s.d.). ASTM A106 Seamless Carbon Steel Pipe. <https://fr.czyzindustry.com/info/astm-a106-seamless-carbon-steel-pipe-58079060.html>
- [13] Département de Génie Mécanique. (s.d.). Désignation normalisée des aciers et des fontes [Document de cours, Université non précisée].

- [14] (s.d.). Acier inoxydable – Principales nuances.
https://fr.wikipedia.org/wiki/Acier_inoxydable#Principales_nuances_d'aciers_inoxydables
- [15] Mura, T. et Kachanov, M. Mechanics of Solids and Shells: Theories and Approximations. Disponible sur : https://p.pdfhall.com/mechanics-of-solids-and-shells-theories-and-approximations_5bd9810a097c473e2e8b4595.html
https://p.pdfhall.com/mechanics-of-solids-and-shells-theories-and-approximations_5bd9810a097c473e2e8b4595.html
- [16] M'Cours. (s.d.). Cours de résistance des matériaux.
<https://www.mcours.net/cours/pdf/hascllic1/hascllic636.pdf>
- [17] Al-Rushudi, S. S. (1991). Finite Element Versus Boundary Element Analysis of Two-Dimensional Coupled Thermoelasticity [Ph.D. thesis, Cranfield Institute of Technology].
- [18] (s.d.). Équations fondamentales de la mécanique des milieux continus.
https://fr.wikipedia.org/wiki/%C3%89quations_fondamentales_de_la_m%C3%A9canique_de_s_milieux_continus
- [19] Dassault Systèmes. (s.d.). Abaqus | SIMULIA.
<https://www.3ds.com/fr/products/simulia/abaqus>
- [20] Avenao. (s.d.). Origines de l'analyse Abaqus. <https://www.avenao.com/fr/blog/origines-de-lanalyse-abaqus>
- [21] Avenao. (s.d.). Origines de l'analyse Abaqus. <https://www.avenao.com/fr/blog/origines-de-lanalyse-abaqus>
- [22] Baogang Pipe. (s.d.). ASTM A106 Grade B Seamless Pressure Pipe.
<https://fr.baogangpipe.com/seamless-steel-pipe/carbon-seamless-steel-pipe/the-astm-a106-grade-b-seamless-pressure-pipe.html>
- [23] Navstar Steel. (s.d.). ASTM A106 Grade B Seamless Pressure Pipe.
<https://www.navstarsteel.com/astm-a106-grade-b-seamless-pressure-pipe.html>
- [24] Gelson Luz. (2020). ASTM A106 Properties – Chemical, Mechanical, Rankings.
<https://materials.gelsonluz.com/2020/09/astm-a106-properties-chem-mech-rankings.html>
- [25] Navstar Steel. (s.d.). API 5L Seamless Line Pipe. <https://www.navstarsteel.com/api-5l-seamless-line-pipe.html>

- [26] Engineering Toolbox. (s.d.). ASTM Steel Pipes – Pressure and Temperature Ratings.
https://www.engineeringtoolbox.com/astm-steel-pipes-pressure-temperature-d_742.html
- [27] Washington University in St. Louis. (2009). Abaqus Documentation v6.6.
<https://classes.engineering.wustl.edu/2009/spring/mase5513/abaqus/docs/v6.6/index.html>
- [28] Sediri, A. (2019). Étude de la fiabilité opérationnelle des équipements sous pression : applications aux pipelines et aux pompes centrifuges [Mémoire de maîtrise, Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue].

Résumé

Ce mémoire porte sur l'analyse du comportement des structures cylindriques sous pression, éléments clés dans de nombreux secteurs industriels tels que le transport de fluides, le stockage sous pression, et les industries chimique et pétrochimique. Ces structures sont souvent soumises à des sollicitations complexes combinant pressions internes, pressions externes et effets thermiques.

L'objectif principal de ce travail est de comparer l'approche analytique, basée sur les lois de la mécanique des milieux continus, à l'approche numérique utilisant un logiciel de la méthode des éléments finis (MEF), tout en analysant l'influence des gradients thermiques sur la répartition des contraintes mécaniques dans un cylindre.

Abstract

This thesis focuses on analyzing the behavior of cylindrical structures under pressure, key elements in many industrial sectors such as fluid transportation, pressure storage, and the chemical and petrochemical industries. These structures are often subjected to complex stresses combining internal pressures, external pressures, and thermal effects.

The main objective of this work is to compare the analytical approach, based on the laws of continuum mechanics, with the numerical approach using finite element method (FEM) software, while analyzing the influence of thermal gradients on the distribution of mechanical stresses within a cylinder.

