

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE MINISTERE DE
L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES
FACULTE DES HYDROCARBURES ET DE LA CHIMIE



**Mémoire de fin d'études en vue d'obtention du diplôme du Master
en :**

Filière : Science Technologie des Hydrocarbures

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Transport et Distribution des Hydrocarbures

Thème

Analyse du Stress de Tuyauterie de Puit HNIA07

Fait et Présenté par :

BOUDAUD Abderrahmane

Devant les jurys :

Mr. YOUNSI	KARIM	MCA	UMBB	Président
Mme. BOUHAFS	Smail	MCA	UMBB	Examineur
Mme. BOUZID	Rachid	MCA	UMBB	Examineur
Mr. HALOUANE	Yacine	MCA	UMBB	Encadrant

Année Universitaire : 2023/2024

DEDICACES

À mes parents, dont l'amour et le soutien ont été les piliers de ma réussite.

À ma famille, qui m'a toujours encouragé et soutenu dans tous mes projets.

À mes neveux, Hamza et Elae, qui apportent joie et inspiration dans ma vie.

À mon club, Future Designer Club, pour son esprit de créativité et d'innovation qui m'a tant inspiré.

Avec toute ma gratitude et mon affection.



Abderrahmane Boudaoud

REMERCIEMENT

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de ce mémoire.

Je tiens à exprimer ma gratitude à Mme SAIDI Wissam pour son soutien et ses conseils, qui ont grandement contribué au succès de mon mémoire de fin d'études.

Je remercie également M. LAREDJ Lyes pour sa confiance et pour m'avoir donné l'opportunité de réaliser mon PFE à GCB-DEP.

Un grand merci à M. YAKHLEF Amine, qui m'a encadré tout au long de mon stage. Ses conseils et orientations ont été essentiels à la réussite de ce mémoire.

Je tiens à remercier M. BENAÏSSA Walid, à qui j'attribue le mérite de m'avoir choisi et dirigé pour mon projet de fin d'études ainsi que pour ses conseils constants.

Je remercie également M. BENAFGHOUL Oussama, qui m'a beaucoup aidé même à distance.

Un merci spécial à M. HALOUANE Yacine, mon encadrant au sein de la faculté, pour son soutien académique et ses conseils avisés tout au long de ce projet.

Je tiens également à remercier mes professeurs et mes conseillers, dont les conseils avisés et le soutien académique ont été essentiels à l'élaboration de ce mémoire. Leur expertise et leur dévouement ont grandement enrichi mon travail.

Enfin, je remercie toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce mémoire. Votre aide et votre soutien ont été inestimables et je vous en suis profondément reconnaissant.

RESUME

Ce mémoire présente une étude approfondie sur l'analyse de stress des systèmes de tuyauterie, mettant en avant son importance dans divers secteurs industriels tels que le pétrole et le gaz, la pétrochimie et la production d'énergie. Divisé en plusieurs sections, ce travail commence par une présentation des entreprises impliquées, notamment Sonatrach et GCB, suivi d'un examen des fondements théoriques de l'analyse de stress, en se concentrant sur la théorie de la résistance des matériaux et la théorie des poutres.

Le mémoire poursuit en explorant les composants des systèmes de tuyauterie, les matériaux utilisés, ainsi que les normes et les schémas de tuyauterie et d'instrumentation. Une attention particulière est portée aux supports et aux fixations, ainsi qu'à la lyre de dilatation, soulignant leur importance dans la conception et le fonctionnement des systèmes de tuyauterie.

Une méthodologie détaillée pour le calcul du stress est ensuite présentée, mettant en avant l'utilisation du logiciel Caesar II. Les différentes étapes de modélisation, d'analyse et de vérification des résultats sont discutées, accompagnées d'exemples concrets pour illustrer le processus.

Enfin, une étude de cas est menée sur le puits HNIA7, où les techniques d'analyse de stress sont appliquées pour évaluer la stabilité du système, tenir compte des conditions de température et de pression du projet, et vérifier la conformité des brides et des déplacements du système. Cette étude offre un aperçu pratique de l'application des concepts théoriques et des outils logiciels dans un contexte industriel réel.

En conclusion, ce mémoire fournit une compréhension approfondie de l'analyse de stress dans les tuyauteries, mettant en lumière son rôle crucial dans la garantie de la sécurité et de la fiabilité des installations industrielles, tout en proposant des recommandations pour des pratiques d'ingénierie optimales dans ce domaine.

ABSTRACT

This thesis presents an in-depth study on stress analysis of piping systems, highlighting its significance in various industrial sectors such as oil and gas, petrochemicals, and energy production. Divided into multiple sections, the study begins with an introduction of the involved companies, including Sonatrach and GCB, followed by an examination of the theoretical foundations of stress analysis, focusing on the theory of materials resistance and beam theory.

The thesis then delves into exploring the components of piping systems, the materials used, as well as the standards and instrumentation piping diagrams. Special attention is given to supports, attachments, and expansion joints, emphasizing their importance in the design and operation of piping systems.

A detailed methodology for stress calculation is then presented, highlighting the use of Caesar II software. The various stages of modeling, analysis, and result verification are discussed, accompanied by concrete examples to illustrate the process.

Finally, a case study is conducted on the HNIA7 well, where stress analysis techniques are applied to assess system stability, considering project temperature and pressure conditions, and verifying compliance of flanges and system displacements. This study provides a practical insight into the application of theoretical concepts and software tools in a real industrial context.

In conclusion, this thesis provides an in-depth understanding of stress analysis in piping systems, highlighting its crucial role in ensuring safety and reliability of industrial installations, while offering recommendations for optimal engineering practices in this field.

ملخص

تقدم هذه الرسالة دراسة عميقة حول تحليل الضغط في أنظمة الأنابيب، مؤكدة أهميتها في مختلف القطاعات الصناعية مثل صناعة النفط والغاز والبتروكيماويات وإنتاج الطاقة. ينقسم البحث إلى عدة أقسام، حيث يبدأ بتقديم الشركات المشاركة، بما في ذلك شركة سوناطراك، تليها فحص للأسس النظرية لتحليل الضغط، مع التركيز على نظرية مقاومة المواد.

تنتقل الرسالة بعد ذلك إلى استكشاف مكونات أنظمة الأنابيب، والمواد المستخدمة، بالإضافة إلى المعايير والمخططات التوضيحية للأنابيب والأدوات. يولى اهتمام خاص للدعامات والمرفقات والمفاصل التمددية، مشددًا على أهميتها في تصميم وتشغيل أنظمة الأنابيب.

يتم مناقشة مراحل النمذجة والتحليل والتحقق ثم يتم تقديم منهجية مفصلة لحساب الضغط، مع التركيز على استخدام برنامج Caesar من النتائج، مصحوبة بأمثلة عملية لتوضيح العملية.

حيث يتم تطبيق تقنيات تحليل الضغط لتقييم استقرار النظام، مع مراعاة درجة وفي الختام، يتم إجراء دراسة حالة على بئر الحرارة والضغط في المشروع، والتحقق من مطابقة الفلانات وانحرافات النظام. تقدم هذه الدراسة رؤية عملية لتطبيق المفاهيم النظرية وأدوات البرمجيات في سياق صناعي حقيقي.

وختامًا، توفر هذه المذكرة فهمًا عميقًا لتحليل الضغط في أنظمة الأنابيب، مؤكدة دورها الحيوي في ضمان سلامة وموثوقية التركيبات الصناعية، مع تقديم توصيات للممارسات الهندسية الأمثل في هذا المجال.

LISTE DES FIGURES

Figure I-1 Logo de Sonatrach.....	5
Figure I-2 Logo de GCB	5
Figure I-3 Fonctions Direction	6
Figure II-1 Résultats des tests de traction.....	16
Figure III-1 Système de tuyauterie typique	21
Figure III-2 Schéma d'un P&ID	24
Figure III-3 Schéma d'un arrangement de tuyauterie	25
Figure III-4 Support Primaire et Secondaire	28
Figure III-5 Exemple d'un tuyau supporter	30
Figure III-6 Une lyre de dilatation.....	30
Figure IV-1 Logo de Caesar II.....	34
Figure IV-2 l'Interface du Logiciel Caesar II.....	37
Figure IV-3 Fenêtre de la maintenance des unités	38
Figure IV-4 Fichier du Maintenance des unités	39
Figure IV-5 Logo de ASME.....	40
Figure V-1 Le modèle 3D de puit HNIA7 sur Caesar II.....	48
Figure V-2 Le modèle 3D de puit HNIA7 sur Caesar II.....	49
Figure V-3 Le modèle 3D de puit HNIA7 sur Caesar II.....	49
Figure V-4 Le modèle 3D de puit HNIA7 sur Caesar II.....	49
Figure V-5 Node 2000 avec la contrainte maximale.....	50
Figure V-6 Partie du système avec des contraintes excessives	52
Figure V-7 l'Intersection entre la ligne principale et la ligne de torche.....	53
Figure V-8 Le système de Gare-Racleur et pipeline.....	54
Figure V-9 La lyre de dilatation.....	55

LISTE DES TABLEAUX

Table IV-1 Scenarios de base d'exemple	42
Table IV-2 Scenarios Ope-Occasionnels d'exemple	43
Table IV-3 Scenarios Occasionnels d'exemple	43
Table IV-4 Scenarios d'expansion d'exemple	43
Table V-1 Les scenarios suivi	47
Table V-2 Contraintes maximales calculées	50
Table V-3 Contraintes maximales après les modifications	51
Table V-4 Contraintes maximales calculées	52
Table V-7 Contraintes maximales calculée	54
Table V-8 Résultat final des contraintes maximales	55
Table V-9 Déplacement maximale calculée	56
Table V-10 Résultats de la méthode Peq	58
Table V-11 Résultats de la méthode NC-3658.3	59

LISTES DES ABRIVIATION

EPC: Engineering, Procurement et Construction

GCB : Génie Civil et Bâtiment

DEP: Direction Engineering et Procurement

HSE : Hygiène, Sécurité et Environnement

RDM : Résistance des matériaux

P&ID: Process and Instrumentation Diagram

PVC: chlorure de polyvinyle

CPVC : chlorure de polyvinyle chloré

PTFE : Polytetrafluoroethylene

ASME: American Society of Mechanical Engineers.

ASTM: American Society for Testing and Material.

ISO: International Organization for Standardization.

ANSI: American National Standards Institute

API: American Petroleum Institute

HYD: Hydrotest

SUS: Soutained

OPE: Operating

OCC: Occasionelle

EXP: Expansion

Peq: Pression Equivalence

TABLE DES MATIERES

DEDICACES

REMERCIEMENT

RESUME

ABSTRACT

ملخص

LISTE DES FIGURES

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES ABREVIATIONS

TABLE DES MATIERES

PROBLEMATIQUE	1
INTRODUCTION GENERALE.....	2
OBJECTIF DE CE MEMOIRE.....	3
I. Présentation d'Entreprise	4
I.1 Introduction	4
I.2 Présentation de sonatrach.....	4
I.3 Présentation de GCB	5
I.3.1 Présentation de GCB-DEP	5
I.3.2 Départements GCB-DEP.....	6
I.4 Conclusion	9
II. Notions Fondamentales	10
II.1 Introduction	10
II.2 Théorie de la résistance des matériaux appliquée aux tuyauteries.....	10
II.2.1 Buts principaux	10
II.2.2 Equilibre intérieur d'un solide.....	10
II.2.3 Efforts intérieurs	11
II.3 Contraintes de base	11
II.3.1 Contraintes normales	11
II.4 Théories de rupture	15
II.4.1 Théories de rupture.....	16
II.5 Théorie des poutres	18
II.5.1 Définition des poutres	18
II.5.2 Importance des Poutres dans l'Ingénierie.....	18
II.5.3 Hypothèse de Bernoulli-Euler	19
II.6 Conclusion	20
III. Systèmes de Tuyauteries	21
III.1 Introduction	21

III.2	Système de tuyauterie.....	21
III.2.1	Composants des systèmes de tuyauteries	21
III.2.2	Matériaux pour les systèmes de tuyauteries	22
III.3	Normes et Standards	23
III.4	Schémas de Tuyauterie et d'Instrumentation (P&ID)	24
III.5	Système d'Arrangement des Tuyauteries.....	24
III.6	Supports et fixations dans les systèmes de tuyauterie	25
III.6.1	Fonctions du support de tuyauterie	25
III.6.2	Objectifs du support de tuyauterie	26
III.6.3	Classifications des supports.....	28
III.6.4	Types des supports	29
III.7	La lyre de dilatation	30
III.7.1	Le rôle de lyre de dilatation de tuyauterie	31
III.7.2	Types de Lyres de Dilatation.....	31
III.8	Conclusion	32
IV.	Analyse du Stress par Caesar II.....	33
IV.1	Introduction	33
IV.2	Logiciel du calcul	33
IV.2.1	Caesar II.....	33
IV.2.2	Méthode de Fonctionnement	34
IV.2.3	Modélisation du système de tuyauterie	35
IV.2.4	Types d'analyse dans Caesar II.....	36
IV.2.5	Meilleures pratiques pour Caesar II	36
IV.2.6	Les unités.....	37
IV.2.7	Exigences du code.....	39
IV.2.8	Le code ASME B31.3	40
IV.2.9	Formules de calcul considéré par ASME B31.3	40
IV.2.10	Les cas des charges	41
IV.3	Exemple du calcul.....	42
IV.4	Conclusion	44
V.	Analyse du Stress de Tuyauterie de Puit HNIA07.....	45
V.1	Introduction	45
V.2	Présentation du projet 73 Puits	45
V.3	Conditions de site.....	45
V.3.1	Codes et Standards suivi.....	45

V.3.2	Pipe Materials suivi :.....	46
V.3.3	Scenarios de simulation	47
V.4	Représentation le puit HNIA7 sous le logiciel CAESAR II	48
V.5	Etude de stress du système.....	50
V.5.1	Etudier la Stabilité du système.....	50
V.5.2	Etudier le système en tenant compte la température et les conditions du projet	51
V.5.3	Etudier le système avec la lyre de dilatation.....	54
V.6	Vérification de déplacements du système.....	56
V.7	Vérification des brides.....	56
V.7.1	Généralités sur les brides.....	56
V.7.2	Analyse des brides	57
V.8	Conclusion	59

REFERENCE

ANNEXES

PROBLEMATIQUE

Ce mémoire a pour objectif de répondre à cette question majeure

Comment garantir l'intégrité structurale des tuyauteries tout en optimisant leur conception et leur fonctionnement ?

Cette problématique met l'accent sur le rôle crucial de l'analyse du stress en tant que solution potentielle pour anticiper, évaluer et atténuer les contraintes subies par les tuyauteries.

INTRODUCTION GENERALE

L'analyse de stress dans les tuyauteries, également connue sous le nom d'analyse de la flexibilité des tuyauteries, occupe une place centrale dans le domaine de l'ingénierie, particulièrement dans les secteurs industriels critiques tels que le pétrole et le gaz, la pétrochimie et la production d'énergie. Cette discipline essentielle vise à évaluer les contraintes, les déformations et les forces à l'intérieur des systèmes de tuyauterie, garantissant ainsi leur fonctionnement sûr et fiable tout au long de leur durée de vie opérationnelle.

Les systèmes de tuyauterie constituent les artères vitales des installations industrielles, transportant des fluides et des gaz essentiels pour les processus de production et de distribution. Ces systèmes sont soumis à des conditions de fonctionnement extrêmes, telles que des variations de température, des pressions élevées et des vibrations, qui peuvent générer des contraintes potentiellement dangereuses pour l'intégrité des installations. L'analyse de stress permet d'identifier et de gérer ces contraintes, garantissant ainsi la sécurité des opérations et la protection de l'environnement.

Ce mémoire vise à fournir une compréhension approfondie de l'analyse de stress dans les tuyauteries, en explorant à la fois les fondements théoriques et les applications pratiques de cette discipline. À travers une série de chapitres, nous allons examiner les principes de base de la résistance des matériaux, les composants des systèmes de tuyauterie, les méthodes de calcul du stress et les études de cas réelles. L'objectif est de fournir aux ingénieurs et aux professionnels de l'industrie des connaissances essentielles pour concevoir, construire et maintenir des systèmes de tuyauterie sûrs et efficaces.

Le mémoire est structuré en plusieurs sections, commençant par une présentation des entreprises impliquées dans l'étude, notamment Sonatrach et GCB. Ensuite, nous explorerons les fondements théoriques de l'analyse de stress, en mettant l'accent sur la théorie de la résistance des matériaux et la théorie des poutres. Nous examinerons ensuite en détail les systèmes de tuyauteries, les normes et les standards, ainsi que les méthodes de calcul du stress, avec un accent particulier sur l'utilisation du logiciel Caesar II. Enfin, une étude de cas sur le puits HNIA7 illustrera l'application pratique des concepts et des outils discutés dans ce mémoire.

En conclusion, ce mémoire offre une exploration approfondie de l'analyse de stress dans les tuyauteries, mettant en évidence son rôle crucial dans la garantie de la sécurité et de la fiabilité des installations industrielles. En combinant des concepts théoriques solides avec des études de cas pratiques, ce travail vise à fournir une ressource précieuse pour les ingénieurs et les professionnels cherchant à améliorer les performances et la durabilité des systèmes de tuyauterie.

OBJECTIF DE CETTE ETUDE

L'objectif de ce mémoire est de plonger profondément dans l'analyse de stress des systèmes de tuyauterie, en mettant en lumière son importance cruciale dans des secteurs industriels clés tels que le pétrole et le gaz, la pétrochimie et la production d'énergie. Pour ce faire, plusieurs objectifs spécifiques sont envisagés :

Tout d'abord, il s'agit d'explorer les bases théoriques fondamentales de l'analyse de stress, notamment la théorie de la résistance des matériaux et la théorie des poutres, afin d'établir une compréhension solide de cette discipline.

Ensuite, l'accent est mis sur la compréhension des composants des systèmes de tuyauterie, des matériaux utilisés, ainsi que des normes et des schémas de tuyauterie et d'instrumentation, dans le but de saisir les aspects pratiques de la conception et de la construction de ces systèmes.

Une méthodologie détaillée pour le calcul du stress est également présentée, mettant en avant l'utilisation du logiciel Caesar II, avec des instructions claires sur la modélisation, l'analyse et la vérification des résultats.

Une étude de cas pratique sur le puits HNIA7 est réalisée pour appliquer les concepts théoriques et les techniques de calcul de stress à un contexte industriel réel, permettant d'évaluer la stabilité du système, de vérifier la conformité des composants et des déplacements du système, et d'illustrer l'application pratique de l'analyse de stress.

Enfin, l'objectif global est de contribuer à l'amélioration des pratiques d'ingénierie dans le domaine de l'analyse de stress des systèmes de tuyauterie, en fournissant des recommandations et des meilleures pratiques pour renforcer la sécurité, la fiabilité et l'efficacité des installations industrielles.

Chapitre I

Présentation d'Entrepris

I. Présentation d'Entreprise

I.1 Introduction

Dans ce chapitre, on s'intéresse essentiellement à la présentation générale de SONATRACH, GCB et ses départements.

I.2 Présentation de Sonatrach

SONATRACH est une compagnie nationale algérienne d'envergure internationale, c'est la clé de voûte de l'économie algérienne.

Le groupe pétrolier et gazier SONATRACH intervient dans l'exploration, la production, le transport par canalisation, la transformation et la commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivés.

SONATRACH se développe également dans les activités de pétrochimie, de génération électrique, des énergies nouvelles et renouvelables, de dessalement d'eau de mer et d'exploitation minière.

Cette société opère en Algérie et dans plusieurs régions du monde, notamment en Afrique (Mali, Tunisie, Niger, Libye, Egypte, Mauritanie), en Europe (Espagne, Italie, Portugal, Grande-Bretagne, France), en Amérique latine (Pérou) et aux Etats-Unis.

Elle est un acteur majeur au service de la satisfaction de l'industrie pétrolière. C'est la première compagnie d'hydrocarbures en Afrique et aussi en Algérie, elle emploie environ 50,000 salariés (120000 avec ses filiales). Elle est la principale entreprise d'État algérienne spécialisée dans la production, le transport et la commercialisation de pétrole et de gaz naturel. Fondée en 1963, Sonatrach est devenue l'une des plus grandes entreprises d'hydrocarbures en Afrique et dans le monde.

La société est active dans toute la chaîne de valeur de l'industrie pétrolière et gazière, de l'exploration et de la production à la commercialisation et à la distribution. Elle possède également des raffineries de pétrole, des usines de gaz naturel liquéfié et des installations de stockage

Sonatrach est la principale source de revenus du gouvernement algérien et représente une partie importante de l'économie du pays. La société emploie des milliers de travailleurs et a des partenariats avec de nombreuses entreprises pétrolières et gazières internationales.



Figure I-1 Logo de Sonatrach

I.3 Présentation de GCB

La Société Nationale de Génie Civil et Bâtiment par abréviation GCB est une Société issue de restructuration de SONATRACH créée le 1er Aout 1981 par décret présidentiel N° 81-173.

Aujourd'hui GCB évolue dans un environnement caractérisé par le marché à la recherche d'entreprise clé en main offrant des opportunités intéressantes compte tenu des nouvelles orientations politiques favorisant les moyens nationaux.

Le succès de GCB est le fruit de la réflexion et de la mise en œuvre d'une stratégie de spécialisation et de diversification en mettant à son compte un panel d'activités afin de devenir un partenaire indétrônable en Engineering, Procurement and Construction (EPC) dans les domaines Oil and Gas, le traitement d'eau et les énergies renouvelables.



Figure I-2 Logo de GCB

I.3.1 Présentation de GCB-DEP

GCB-DEP est la Direction d'Engineering et Procurement de la société Génie Civil et Bâtiment elle s'occupe des fonctions d'ingénieries, d'achat, de construction et de mise en service.

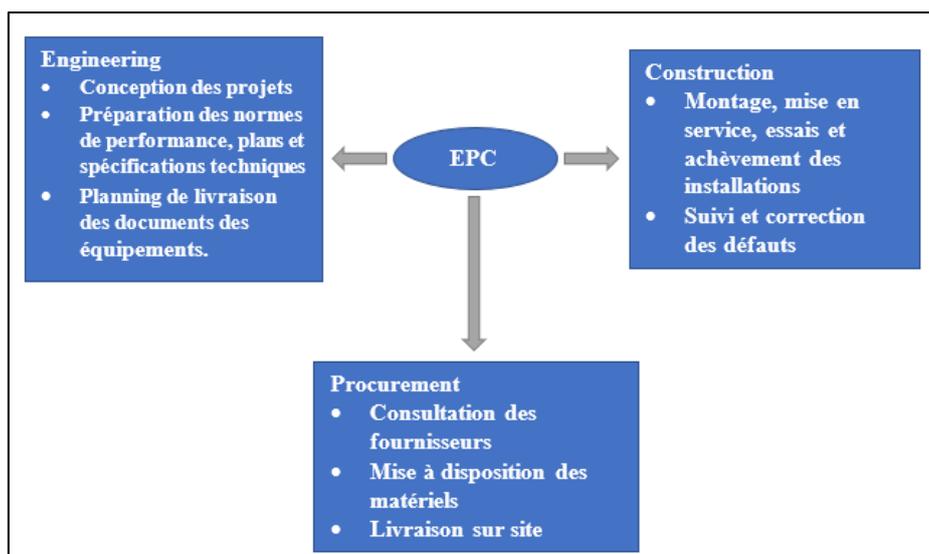


Figure I-3 Fonctions Direction

I.3.2 Départements GCB-DEP

Département process

Ce département est responsable de la conception et l'étude des procédés des projets à utiliser, des simulations process, élaboration des P&ID et PFD, dimensionnements des équipements, études de sécurité (EDD, FERA, Classification des zones dangereuses...), analyse des risques (HAZOP, HAZID...).

Département Mécanique

Le département mécanique est concerné par l'étude, la conception et l'analyse mécanique en fonction des spécifications données afin de proposer des systèmes mécaniques en assurant le bon fonctionnement du processus et répondant aux exigences des clients.

Département Pipeline

Ce département s'occupe à la conception, la construction, l'entretien et l'exploitation des pipelines utilisés pour transporter les fluides, faisant l'étude des systèmes de transport par pipeline, l'analyse hydraulique et thermique, la gestion de l'intégrité des pipelines et le développement de matériaux de pipeline, de revêtements et de méthodes de contrôle de la corrosion.

Département HSE

Le département HSE (Hygiène, Sécurité, Environnement) est responsable de la mise en place, de la gestion et de l'amélioration du système de gestion de la santé, de la sécurité et de l'environnement au sein d'une organisation. Les principales responsabilités du département HSE peuvent inclure :

- Développement et mise en place de politiques et procédures de sécurité et de gestion de l'environnement pour l'ensemble de l'entreprise.
- Formation et sensibilisation des employés aux pratiques de sécurité et de gestion de l'environnement pour minimiser les risques et les impacts environnementaux.
- Audit régulier des pratiques de sécurité et de gestion de l'environnement dans l'entreprise pour s'assurer qu'elles sont conformes aux normes et réglementations en vigueur.
- Évaluation et analyse des risques pour la santé, la sécurité et l'environnement associés aux activités de l'entreprise et mise en place de mesures pour réduire ces risques.
- Veille réglementaire et adaptation du système de gestion de la santé, de la sécurité et de l'environnement aux changements de réglementation.
- Gestion des incidents liés à la santé, à la sécurité et à l'environnement pour minimiser les impacts négatifs.
- Promotion d'une culture de sécurité et de gestion de l'environnement dans l'entreprise pour garantir que chaque employé comprend et respecte les politiques et procédures en place.
- Dans l'ensemble, le département HSE est essentiel pour garantir que l'entreprise respecte les normes et réglementations en matière de santé, de sécurité et d'environnement, ainsi que pour minimiser les risques et les impacts négatifs sur les employés, les clients et l'environnement.

Département Piping

Il est responsable de l'étude et la conception des systèmes de tuyauterie qui transportent les fluides (pétrole gaz, huile, eau...) basant sur la sélection des matériaux de construction des tuyaux et autres composants de tuyauterie, analyses de stress, élaboration des plans (plans d'arrangement, plans d'implantation ...)

Département Génie-civil

Ce dernier s'occupe de la conception, la réalisation, l'exploitation et la réhabilitation d'ouvrages de construction et d'infrastructures en répondant aux besoins souhaités et assurant la sécurité du public et de l'environnement.

Département Électricité

Concerné par l'étude et la conception des systèmes électriques et des réseaux de distribution

d'énergie, élaboration des plans de projet (cheminements des câbles électriques, mise à la terre...), élaboration des schémas électriques d'équipements électriques ...etc. Conformément aux spécifications requises et en respectant les règles de sécurité.

Département Instrumentation et Télécommunication

Dans instrumentation le travail de l'ingénieur en instrumentation et contrôle consiste à concevoir, préparer et signer tous les documents nécessaires requis par un entrepreneur en électricité et instrumentation pour construire, tester et mettre en service un projet. L'ingénieur en instrumentation et contrôle consiste à concevoir, préparer et signer tous les documents nécessaires requis par un entrepreneur en électricité et instrumentation sur site pour construire, tester et mettre en service un projet. Et dans la partie de télécommunication ce département est basé sur la communication externe qui représente l'ensemble des actions de l'entreprise à destination d'un public extérieur à l'entreprise. Elle a pour but de vous faire connaître auprès de vos consommateurs et futurs clients, de vous constituer une identité et de vous permettre de vous démarquer auprès de vos concurrents. Les cibles principales de cette communication demeurent généralement les consommateurs, les décideurs, les partenaires, les fournisseurs, les investisseurs, l'environnement local et la presse. Elle reste destinée de manière dominante à des actions commerciales.

Département Qualité

Ce département s'occupe de toutes les activités liées à l'analyse des processus de conception, de développement et de fabrication d'un produit ou d'un service afin de satisfaire des exigences données, développement de tests et d'inspections appropriés pour s'assurer que les contrôles de processus sont efficaces, développements des plans, procédures et spécifications qualité (procédure du test hydrostatique, spécification de peinture extérieurs...), établir et mettre en œuvre des normes de qualité...etc.

Département Protection Cathodique

Le département de protection cathodique est un département d'ingénierie qui se concentre sur la protection des structures métalliques enterrées ou immergées contre la corrosion. La corrosion est un processus naturel qui peut causer des dommages et une détérioration des structures métalliques exposées aux éléments. La protection cathodique est une méthode de prévention de la corrosion qui utilise une différence de potentiel électrique pour protéger la structure métallique

- Étude et conception des systèmes de protection cathodique afin de protéger les surfaces métalliques enterrées ou immergées contre la corrosion.
- Évaluation et sélection des matériaux.
- Élaboration des dessins CP (plans de cheminement des câbles de CP, plans d'implantation des équipements de CP...)
- Élaboration des philosophies et des spécifications des systèmes CP

I.4 Conclusion

Le Succès de GCB est le fruit de la réflexion et de la mise en œuvre d'une stratégie de spécialisation et de diversification en mettant à son compte un panel d'activité afin de devenir un partenaire indétronable en Engineering, Procurement and Construction (EPC) dans les domaines Oil and Gas, le traitement d'eau et les énergies renouvelables.

Chapitre II

Notions Fondamentales

II. Notions Fondamentales

II.1 Introduction

Le chapitre sur le fondement théorique de l'analyse du stress dans les systèmes de tuyauterie explore les principes essentiels de la résistance des matériaux (RDM), les théories de la rupture et les théories des poutres. Ces concepts fondamentaux sont cruciaux pour comprendre et prédire le comportement des tuyauteries sous diverses charges et conditions. L'analyse du stress permet d'assurer la sécurité, la fiabilité et la durabilité des systèmes de tuyauterie en identifiant les zones potentielles de faiblesse et en proposant des solutions appropriées. En s'appuyant sur des méthodes éprouvées et des théories avancées, ce chapitre fournit les outils nécessaires pour concevoir et analyser des tuyauteries capables de résister aux contraintes et aux environnements rigoureux auxquels elles sont exposées dans les industries modernes.

II.2 Théorie de la résistance des matériaux appliquée aux tuyauteries

L'objectif de la résistance de matériaux est étudié les corps solides déformables, dans le but d'assurer la sécurité et le bon fonctionnement des constructions.

II.2.1 Buts principaux

- Calcul des efforts spécifiques internes ou contraintes (σ) provoquées par les forces extérieures.
- Calcul des déformations (ϵ) entraînées par les efforts intérieurs.

Donc la résistance des matériaux doit faire le bon choix de la solution la plus économique. En faisant des simplifications et en se basant sur l'expérience.

II.2.2 Equilibre intérieur d'un solide

II.2.2.1 Hypothèses Fondamentales

La résistance des matériaux est basée sur cinq hypothèses, dont trois hypothèses fondamentales concernant la constitution de la matière et deux autres hypothèses concernant la nature des déformations :

- Trois hypothèses fondamentales concernant la matière : La continuité, l'homogénéité et l'isotropie.
- Deux hypothèses fondamentales relatives à la nature des déformations :

- Proportionnalité entre contraintes et déformations.

Loi de HOOKE (1678) :

$$\sigma = E \varepsilon$$

- Faible grandeur par rapport aux dimensions du solide étudié.

II.2.3 Efforts intérieurs

Considérant un corps solide en équilibre sur lequel agissent différents types de forces, généralement des forces surfaciques et massiques.

II.3 Contraintes de base

II.3.1 Contraintes normales

Les contraintes normales sont celles qui agissent dans la direction normale à la face de la structure cristalline du matériau et peuvent être de nature extensive ou compressive. En fait, en tuyauterie, les contraintes normales ont tendance à être plutôt en traction en raison de la nature prédominante de la pression interne comme cas de chargement. Les contraintes normales peuvent être appliquées dans plus d'une direction et peuvent provenir de différents types de charges. Pour un réseau de tuyauteries, nous avons :

Contrainte longitudinal

La contrainte longitudinale, ou axiale, est la contrainte normale agissant le long de l'axe de la tuyauterie. Elle peut être causée par une force interne agissant axialement dans la tuyauterie.

$$\sigma_L = \frac{F_{ax}}{A}$$

Où

σ_L = Contrainte longitudinale

F_{ax} = Force axiale interne agissant sur la section de tuyauterie.

A = Section de la tuyauterie

$$A = \frac{\pi(d_o^2 - d_i^2)}{4}$$

d_o = diamètre extérieur

d_i = diamètre intérieur

Un cas spécifique de la contrainte longitudinale est celui provenant de la pression interne :

$$\sigma_L = \frac{P A_i}{A}$$

P = Pression de design

A_i = Aire interne de la tuyauterie

$$A_i = \frac{\pi d_i^2}{4}$$

En remplaçant les termes A et A_i, on obtient

$$\sigma_L = P \frac{d_i^2}{(d_o^2 - d_i^2)}$$

$$\sigma_L = \frac{P d_i^2}{4 d t}$$

Par commodité, la contrainte due à la pression longitudinale est souvent approximée de manière conservatrice par

$$\sigma_L = \frac{P d}{4 t}$$

Contrainte de flexion

Une autre composante de la contrainte normale axiale est la contrainte de flexion.

Cette contrainte est nulle au centre du tuyau et varie linéairement le long de la section transversale, où d'un côté du tuyau, la compression est maximale et de l'autre, la tension est maximale.

$$\sigma_L = \frac{M_f c}{I}$$

Où :

M_f = Moment de flexion agissant sur la section transversale.

c = Distance du point considéré jusqu'à la fibre neutre de la section transversale.

I = Moment d'inertie de la section.

$$I = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{64}$$

La contrainte de flexion maximale est atteinte quand c est le plus grand. La valeur maximale pour c est égale au rayon de la tuyauterie.

$$\sigma_{max} = \frac{M_f R_o}{I} = \frac{M_f}{Z}$$

Avec

R_o = Rayon extérieur de la tuyauterie

Z = Module d'inertie de la section de la tuyauterie

$$Z = \frac{I}{R_o}$$

En sommant toutes les composantes de la contrainte normale longitudinale,

$$\sigma_L = \frac{F a x}{A} + \frac{P d}{4t} + \frac{M f}{Z}$$

Contrainte circonférentielle

La contrainte circonférentielle est un autre type des contraintes normales présentes dans la tuyauterie et est causée par la pression interne. Cette contrainte agit dans une direction parallèle à la circonférence du tuyau.

$$\sigma_H = \frac{P \left(r_i^2 + \frac{r_i^2 r_o^2}{r^2} \right)}{r_o^2 - r_i^2}$$

Où :

σ_H = Contrainte circonférentielle due à la pression

r_i = Rayon intérieur du tuyau

r_o = Rayon extérieur du tuyau

r = Position radiale où la contrainte est considérée.

La contrainte circonférentielle peut être approximée de manière conservative pour les cylindres de faibles épaisseurs en supposant que pour des forces de pression appliquées sur une longueur arbitraire de tuyau l , l'épaisseur du tuyau résistera uniformément sur cette même longueur arbitraire.

$$\sigma_H = \frac{P d_i}{2 t}$$

Ou de manière conservative,

$$\sigma_H = \frac{P d_o}{2 t}$$

Contrainte radiale

La contrainte radiale est la troisième contrainte normale présente dans l'épaisseur de la tuyauterie. Elle agit dans la troisième direction orthogonale, parallèle au rayon de la tuyauterie. La contrainte radiale est causée par la pression interne et varie entre une contrainte égale à la pression interne, à la surface intérieure du tuyau, et une contrainte égale à la pression atmosphérique, à la surface extérieure du tuyau. En supposant qu'il n'y a pas de pression extérieure, la contrainte radiale est calculée de la façon suivante :

$$\sigma_H = \frac{P (ri^2 - \frac{ri^2 ro^2}{r^2})}{ri^2 - ro^2}$$

Où

σ_R = Contrainte radiale due à la pression

Notons que la contrainte radiale est nulle au niveau du rayon extérieur de la tuyauterie, où les contraintes de flexion sont maximales. Pour cette raison, cette contrainte est généralement ignorée durant les calculs.

Contraintes de cisaillement

Les contraintes de cisaillement sont appliquées dans une direction parallèle à la face du plan de la structure cristalline du matériau, et tend à faire glisser les plans adjacents les uns par rapport aux autres. Ces contraintes de cisaillement peuvent être causées par plus d'un type de chargement appliqué. Par exemple, une contrainte de cisaillement peut être causée par des efforts tranchants agissant dans la section transversale.

$$\tau_{max} = \frac{V Q}{A}$$

τ_{max} = Contrainte de cisaillement maximale

V = Effort tranchant

Q = Facteur de forme en cisaillement.

Quantité sans dimension, égale à 1.333 pour une section circulaire solide.

Ces contraintes de cisaillement sont maximales au niveau de l'axe neutre de la tuyauterie et nulles à la distance maximale de l'axe neutre (donc au niveau du diamètre extérieur). Comme ces contraintes de cisaillement sont opposées aux contraintes de flexion et comme elles sont généralement faibles, ce type de contraintes est négligé pour le calcul de tuyauterie.

Les contraintes de cisaillement peuvent également être causées par des efforts de torsions.

$$\tau_{\max} = \frac{M_t c}{R}$$

M_t = Moment de torsion interne agissant sur la section transversale

c = Distance du point d'intérêt au centre de torsion

R = Résistance de la section à la torsion

$$R = 2I$$

$$R = \frac{\pi(do^4 - di^4)}{32}$$

La contrainte de torsion maximale quand c est le plus grand, c'est-à-dire au niveau du diamètre extérieur.

$$\tau_{\max} = \frac{M_t r_o}{2I} = \frac{M_t}{2Z}$$

En sommant les composantes individuelles de la contrainte de cisaillement, la contrainte de cisaillement maximale agissant sur la section transversale de la tuyauterie est :

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{2Z} + \frac{VQ}{A}$$

Résumé des contraintes appliquées sur la tuyauterie

Comme précisé auparavant, certaines composantes des contraintes décrites précédemment sont négligées lors du calcul de tuyauterie. La plupart des codes de tuyauterie utilisent une certaine forme des équations suivantes :

- Contrainte longitudinale : $\sigma_L = \frac{F a x}{A} + \frac{P d}{4t} + \frac{M_f}{Z}$
- Contrainte de cisaillement : $\tau = \frac{M_f}{2Z}$
- Contrainte circonférentielle : $\sigma_H = \frac{P d o}{2t}$

II.4 Théories de rupture

Les contraintes calculées ne sont pas utilisées seules, mais sont comparées aux valeurs admissibles du matériau. Ces contraintes admissibles sont liées à la solidité du matériau, elle-même déterminée par des tests unidirectionnels. Les contraintes calculées peuvent donc aussi

être reliées aux essais de traction unidirectionnelle. Cette relation peut être développée en regardant les théories de rupture disponibles.

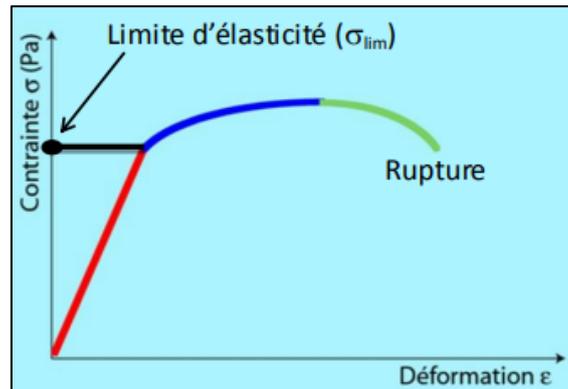


Figure II-1 Résultats des tests de traction

Il existe 3 théories de rupture qui peuvent être utilisées pour déterminer la contrainte limite d'un matériau :

- Cisaillement octaédrique, ou théorie de Von Mises
- Cisaillement Maximal, ou théorie de Tresca
- Contrainte Maximale, ou théorie de Rankine

Ces théories mettent en relation la rupture dans un état de contrainte 3D arbitraire pour un matériau et la rupture dans un état de contrainte trouvé lors d'un test de traction d'une éprouvette, ce test étant le plus communément utilisé pour déterminer les admissibles des matériaux utilisés couramment. On estime que la rupture d'une éprouvette lors d'un test de traction unidirectionnel se produit au moment où apparaît la déformation plastique, c'est-à-dire quand le relâchement de la charge ne permet pas à l'éprouvette de retourner à son état initial.

II.4.1 Théories de rupture

Von Mises

La rupture se produit quand la contrainte de cisaillement octaédrique dans un corps est égale à la contrainte de cisaillement octaédrique limite de l'essai de traction unidirectionnel.

La contrainte de cisaillement octaédrique est calculée de la manière suivante :

$$\sigma_c = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \sigma_E$$

On service on a

$$\sigma_c \leq f$$

Dans le cas d'une sollicitation simultanée de flexion et de torsion d'une section circulaire de tube, la contrainte dans les fibres les plus sollicitées, vaut

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$
$$\sigma = \frac{R_e}{I} \sqrt{M_{fr}^2 + 0.75M_t^2} \leq f$$

Le moment résultant vaut :

$$M_r = \sqrt{M_{fr}^2 + 0.75M_t^2}$$

Tresca

La rupture se produit quand la contrainte de cisaillement maximale dans un corps est égale à la contrainte de cisaillement maximale limite du test de traction unidirectionnel.

La contrainte de cisaillement maximale est calculée de la manière suivante :

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Au point limite, dans un cas unidirectionnel, nous aurons donc :

$$\sigma_1 = \sigma_{lim} ; \sigma_2 = \sigma_3 = 0$$

D'où :

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - 0}{2} \quad \text{et} \quad \tau_{\max} = \frac{\sigma_{lim}}{2}$$

Donc avec la théorie de Tresca :

La déformation plastique dans un état de contrainte en 3 dimensions se produit quand la contrainte de cisaillement maximale dépasse $\frac{\sigma_{lim}}{2}$

Rankine

La rupture se produit quand la contrainte de traction maximale dans un corps est égale à la contrainte de traction maximale limite du test de traction unidirectionnel.

La contrainte de traction maximale est la contrainte principale positive la plus grande, σ_1 (par définition, σ_1 est toujours la contrainte principale la plus grande).

Au point limite, dans un cas unidirectionnel, nous aurons donc :

$$\sigma_1 = \sigma_{lim}; \sigma_2 = \sigma_3 = 0$$

Donc avec la théorie de Rankine :

La déformation plastique dans un état de contrainte en 3 dimensions se produit quand la contrainte principale maximale dépasse σ_{lim}

La plupart des codes de calcul de tuyauterie utilise une légère modification de la théorie de la contrainte de cisaillement maximale (Tresca) pour les ruptures liées à la flexibilité. Comme précisé précédemment, la théorie de la contrainte de cisaillement maximale prédit que la rupture se produit quand la contrainte de cisaillement maximale dans un corps est égale à $\sigma_{lim} / 2$, la contrainte de cisaillement maximale à la rupture, déterminée lors d'un test de traction unidirectionnel. La contrainte de cisaillement maximale dans un corps est définie par :

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

II.5 Théorie des poutres

II.5.1 Définition des poutres

Une poutre est un élément structurel conçu pour supporter des charges transversales et transmettre ces charges à des supports tels que des colonnes ou des fondations. Les poutres sont couramment utilisées pour résister à la flexion et au cisaillement, et elles sont essentielles dans la construction de bâtiments, de ponts, de navires, et d'autres infrastructures.

Les poutres peuvent être classées selon plusieurs critères :

- **Forme** : Rectangulaire, circulaire, en I, en T, etc.
- **Matériau** : Acier, béton armé, bois, composites, etc.
- **Support** : Encastrée, simplement appuyée, en porte-à-faux, etc.

II.5.2 Importance des Poutres dans l'Ingénierie

Les poutres jouent un rôle crucial dans l'ingénierie pour plusieurs raisons :

Distribution des Charges

- Les poutres répartissent les charges appliquées sur une structure, comme les charges verticales dues au poids des matériaux, des personnes et des équipements.
- Elles transfèrent ces charges aux supports (murs, colonnes, fondations) en minimisant les concentrations de contrainte.

Stabilité Structurale

- Elles contribuent à la stabilité globale d'une structure en maintenant la rigidité et en résistant aux forces de flexion et de cisaillement.
- Les poutres permettent de créer des espaces ouverts sans murs porteurs, offrant plus de flexibilité dans la conception architecturale.

Efficacité Matérielle

- Les poutres sont conçues pour utiliser efficacement les matériaux, minimisant le poids tout en maximisant la résistance.
- Par exemple, les poutres en acier en forme de I sont très efficaces en termes de rapport résistance/poids, ce qui permet de grandes portées sans support intermédiaire.

Applications Variées

- Dans les bâtiments, les poutres supportent les planchers, les toits et les plafonds.
- Dans les ponts, elles forment les structures principales qui supportent la chaussée et les charges de trafic.
- Elles sont également utilisées dans les infrastructures industrielles, les grues, les véhicules, et les équipements maritimes.

Innovation et Développement

- Les avancées en matériaux et en techniques de fabrication ont conduit à des poutres plus légères, plus fortes et plus durables.
- Les ingénieurs continuent d'explorer des formes et des matériaux innovants pour améliorer les performances des poutres dans diverses conditions environnementales et de charge.

II.5.3 Hypothèse de Bernoulli-Euler

La Théorie des poutres d'Euler-Bernoulli est une théorie classique de la mécanique des matériaux qui permet de décrire le comportement des poutres sous l'effet de charges externes. Elle a été développée au XVIIIe siècle par Leonhard Euler et Daniel Bernoulli, deux mathématiciens suisses. Cette théorie est basée sur plusieurs hypothèses, telles que la poutre est droite, de section constante, les déformations sont petites et la contrainte est uniforme dans chaque section transversale. Elle est utilisée dans de nombreuses applications de l'ingénierie, notamment dans la conception de ponts, de bâtiments et de structures en général.

Les concepts clés d'Euler-Bernoulli

La Théorie des poutres d'Euler-Bernoulli repose sur plusieurs concepts clés. Tout d'abord, la rigidité d'une poutre est déterminée par son moment d'inertie, qui est une mesure de la

résistance de la section transversale à la flexion. Ensuite, la courbure de la poutre est déterminée par la différence de déplacement entre deux points situés à une distance donnée de l'axe neutre. Enfin, la contrainte de flexion est calculée à partir du moment de flexion et du moment d'inertie de la section transversale.

II.6 Conclusion

En conclusion, une compréhension approfondie des fondements théoriques de l'analyse du stress est essentielle pour garantir la performance et la sécurité des systèmes de tuyauterie. L'application des principes de la résistance des matériaux, des théories de la rupture et des théories des poutres permet de prédire avec précision les comportements des tuyauteries sous diverses contraintes. Cela permet non seulement de concevoir des systèmes plus robustes et fiables, mais aussi de mettre en place des stratégies de maintenance préventive efficaces. En maîtrisant ces concepts, les ingénieurs peuvent minimiser les risques de défaillances, prolonger la durée de vie des installations et assurer un fonctionnement optimal des infrastructures industrielles.

Chapitre III

Systemes de Tuyauteries

III. Systèmes de Tuyauteries

III.1 Introduction

Les systèmes de tuyauteries jouent un rôle crucial dans diverses industries, en permettant le transport sûr et efficace de fluides tels que les liquides, les gaz et les boues. Des usines chimiques aux raffineries, en passant par les installations pharmaceutiques et les unités de transformation des aliments, les systèmes de tuyauterie de process constituent l'épine dorsale de nombreuses opérations industrielles. Ce chapitre présente une vue d'ensemble des systèmes de tuyauteries, de leurs composants, des matériaux qui les composent, des techniques d'installation et des pratiques de maintenance, en soulignant leur importance pour le transport des fluides dans l'industrie.

III.2 Système de tuyauterie

La conduite de processus se réfère à un réseau de tuyaux interconnectés, de Raccords, de vannes et d'autres composants utilisés pour transporter des fluides à l'intérieur d'une installation industrielle. Ces systèmes facilitent le mouvement de diverses substances, y compris de l'eau, des produits chimiques, du pétrole, des gaz, de la vapeur, de l'air, des réfrigérants et bien d'autres. Les tuyaux de processus sont conçus pour traiter des fluides spécifiques et satisfaire à des normes strictes en matière de sécurité et de performances.



Figure III-1 Système de tuyauterie typique

III.2.1 Composants des systèmes de tuyauteries

Parmi les composants de tuyauterie les plus utilisés pour les tuyauteries de process, on peut citer :

Tuyaux (Pipes)

Élément principal de tout système de tuyauterie industrielle, les tuyaux sont disponibles dans différents matériaux tels que l'acier au carbone, l'acier inoxydable, le cuivre et le plastique. Le choix du matériau dépend de facteurs tels que les propriétés du fluide, la température, la pression et les exigences en matière de résistance à la corrosion.

Raccords (Fittings)

Les raccords sont utilisés pour connecter les tuyaux, changer la direction et contrôler le flux des fluides. Les types les plus courants sont les coudes, les té, les réducteurs et les raccords. Comme les tuyaux, les raccords sont disponibles en différents matériaux et configurations pour répondre à des besoins spécifiques.

Les vannes (Valves)

Les vannes régulent le débit et contrôlent la pression des fluides dans les systèmes de tuyauterie industrielle. Elles peuvent être manuelles ou automatisées et sont essentielles pour le contrôle et la sécurité des processus. Les types de vannes les plus courants sont les robinets-vannes, les robinets à soupape, les robinets à bille et les clapets anti-retour.

Brides (Flanges)

Les brides permettent de raccorder des tuyaux et des équipements en formant un joint sûr. Elles sont disponibles dans différentes normes, tailles et pressions nominales, ce qui garantit la compatibilité et l'étanchéité des raccordements.

III.2.2 Matériaux pour les systèmes de tuyauteries

Le choix des matériaux pour la conduite de processus dépend de facteurs tels que les caractéristiques du fluide, la température, la pression et l'environnement. Les matériaux courants comprennent :

Acier au carbone (Carbon Steel)

Convient pour les applications à usage général, l'acier à carbone offre une bonne résistance et une abordabilité, mais peut être sujette à la corrosion dans certains environnements.

Acier inoxydable (Stainless Steel)

Connu pour son excellente résistance à la corrosion, l'acier inoxydable est largement utilisé

dans les industries où l'hygiène et la durabilité sont critiques, telles que les produits pharmaceutiques et la transformation des aliments.

Acier allié (Alloy Steel)

Sont fabriqués en combinant l'acier au carbone avec d'autres éléments, tels que le chrome, le molybdène et le nickel, pour améliorer leurs propriétés mécaniques et leur résistance à la corrosion. Dans les industries chimiques et pétrochimiques où les applications impliquent des températures et des pressions élevées, les matériaux en acier allié sont appropriés.

Cuivre (Cooper)

Fréquemment utilisé pour la distribution d'eau et de gaz, le cuivre est apprécié pour sa résistance à la corrosion, sa conductivité thermique et sa facilité d'installation. Cliquez ici pour en apprendre davantage sur les autres matériaux de tuyauterie non ferreux

Plastique

Les matériaux tels que le PVC, le CPVC et le PTFE sont utilisés pour des applications non corrosives, offrant des avantages tels qu'une résistance chimique, un poids léger et une facilité d'installation.

III.3 Normes et Standards

Les principales organisations de normalisation au niveau international et local établissent des directives spécifiques pour divers aspects des systèmes de tuyauterie (ASME, ASTM, ISO...ect)

III.4 Schémas de Tuyauterie et d'Instrumentation (P&ID)

Les schémas de tuyauterie et d'instrumentation (P&ID) sont des diagrammes détaillés utilisés pour illustrer les configurations et les interconnexions des équipements, des tuyauteries, des vannes, et des instruments de contrôle dans un système de tuyauterie. Ils sont essentiels pour la planification, la construction, l'exploitation et la maintenance des systèmes de tuyauterie complexes.

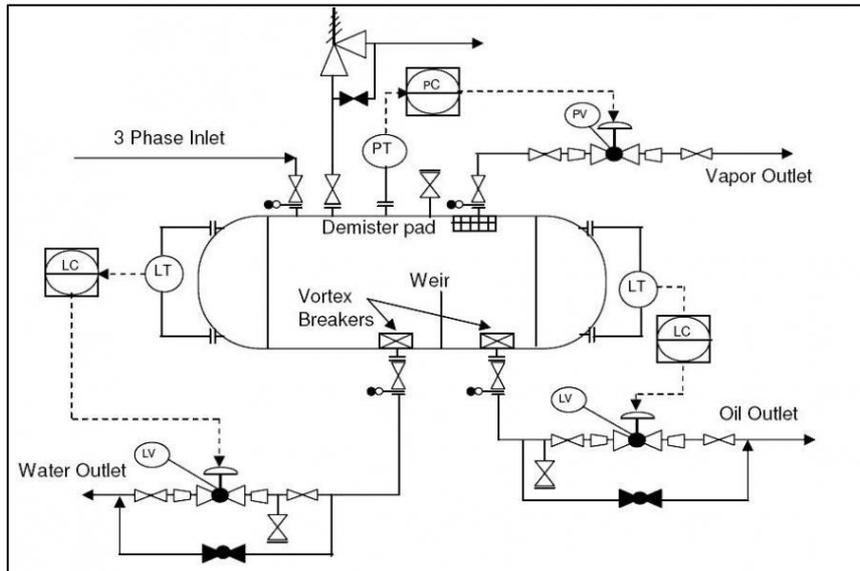


Figure III-2 Schéma d'un P&ID

III.5 Système d'Arrangement des Tuyauteries

Un système d'arrangement de tuyauterie est la disposition et l'organisation des tuyaux, des raccords, des vannes et des équipements auxiliaires dans une installation. Il est crucial pour assurer l'efficacité, la sécurité et la maintenance facile des installations industrielles, résidentielles et commerciales.

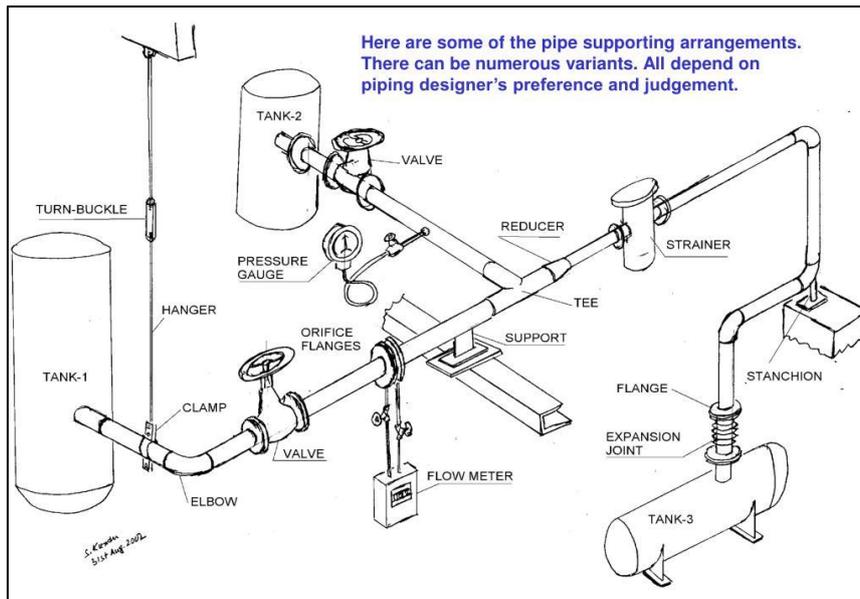


Figure III-3 Schéma d'un arrangement de tuyauterie

III.6 Supports et fixations dans les systèmes de tuyauterie

Le support de tuyauterie joue un rôle crucial dans le bon fonctionnement des systèmes de tuyauterie. Le support de tuyauterie supporte le poids de la tuyauterie avec son contenu. Pour maintenir l'intégrité du système de tuyauterie, un tuyau doit être supporté en suivant une portée de supportage appropriée. L'ingénierie des supports de tuyauterie est très importante pour la réussite de tout projet, car une sélection précise et judicieuse des supports de tuyauterie est nécessaire. Les tuyaux, comme les cadres spatiaux irréguliers, ne sont pas autoportants et doivent donc être soutenus. Les charges sur la tuyauterie sont transmises de la tuyauterie aux structures de supportage à l'aide de supports de tuyauterie. Il est avantageux d'avoir une bonne connaissance des supports de tuyauterie lors de la phase de conception.

III.6.1 Fonctions du support de tuyauterie

Les différentes fonctions des supports de tuyauterie sont les suivantes :

- Empêcher que les contraintes exercées sur les tuyaux ne dépassent les limites autorisées.
- Éliminer les fuites dans les joints.
- Absorber les vibrations excessives de la ligne.
- Contre les effets indésirables des charges sismiques, du vent, des coups de bélier, des limaces et autres charges dynamiques.
- Éliminer le désengagement involontaire (décollement) de la tuyauterie de ses supports.
- Empêcher un affaissement excessif de la tuyauterie.

- Éliminer l'exposition des éléments à des températures extrêmes, en dehors de leur limite de conception.
- Limiter les mouvements indésirables des conduites afin de protéger les équipements sensibles contre les surcharges.
- Réorienter les mouvements thermiques de la tuyauterie dans la direction favorable.
- Réduire les charges excessives dans le support lui-même.

III.6.2 Objectifs du support de tuyauterie

Pour que le système de tuyauterie fonctionne correctement, il doit être soutenu de manière adéquate. Les principaux objectifs des supports de tuyauterie peuvent être décrits comme suit :

Supports de tuyauterie pour le transport de poids

Les supports de tuyauterie sont nécessaires pour soutenir la ligne dans toutes les conditions, c'est-à-dire pendant l'exploitation et pendant les essais. Dans le cas d'une conduite de vapeur, cette différence sera très importante en raison des essais hydrauliques. Les supports doivent être conçus pour cette charge (sauf décision contraire dans le cadre du projet). Parfois, la conduite peut avoir une portée plus longue, mais la charge pesant sur le support peut être très importante (en particulier pour les conduites de grand diamètre). Dans ce cas, pour répartir la charge uniformément, le nombre de supports doit être réduit.

Supports de tuyauterie pour supporter la charge thermique ou de dilatation

Chaque fois que la dilatation thermique est limitée par les supports de tuyauterie, elle introduit une charge supplémentaire sur le support. Les dispositifs de retenue des supports doivent être conçus pour reprendre cette charge en plus de toutes les autres charges.

Les supports de tuyauterie transfèrent les charges occasionnelles des tremblements de terre

Le tremblement de terre est normalement associé à une accélération horizontale de l'ordre. Cela représente environ 10 à 30 % de l'accélération gravitationnelle et introduit une force horizontale d'environ 10 à 30 % de la charge verticale (ou masse supportée). Il convient d'en tenir compte lors de la conception des supports de tuyauterie.

Prise en charge de la poussée hydraulique dans la tuyauterie

La poussée hydraulique dans la tuyauterie est présente à certains endroits tels que le détendeur, la soupape de sûreté, le soufflet d'expansion.

Si la vanne de contrôle a une grande différence de pression (grande chute de pression) et que la taille de la conduite est élevée, cette force peut être très importante.

Le support doit être prévu et conçu pour supporter cette charge, faute de quoi le système de tuyauterie sera sollicité et risque de tomber en panne.

Les supports de tuyauterie absorbent les vibrations du système de tuyauterie

Lorsque la conduite est soumise à des machines en mouvement, à un débit pulsé ou à un débit à très grande vitesse, elle peut se mettre à vibrer vigoureusement et finir par se rompre, en particulier si la portée est importante. Pour éviter cela, il peut être nécessaire d'introduire des supports supplémentaires à une portée plus petite, en plus des autres exigences. Il ne doit pas supporter de charge axiale, mais doit contrôler les mouvements latéraux.

Portez la charge de vent occasionnelle

Le vent exerce une charge latérale sur la canalisation. Cette charge est considérable, en particulier sur les conduites de grand diamètre, et augmente au fur et à mesure que la taille de la conduite augmente. Cette charge tend à faire osciller la ligne par rapport à sa position normale et la ligne doit être guidée correctement pour éviter tout type de dysfonctionnement. Dans le cas des lignes aériennes de grand diamètre, soutenues par des supports élevés à partir du sol, la charge du vent introduit d'importants moments de flexion et doit être prise en compte de manière critique.

Supporter le système pendant la période transitoire d'installation et de veille

La condition transitoire fait référence à la condition de démarrage ou d'arrêt dans laquelle une pièce d'équipement peut chauffer plus rapidement et l'autre plus lentement. Pour cette raison, la dilatation d'un équipement qui, en fonctionnement normal, sera annulée, peut ne pas l'être, et exercera une charge thermique sur les supports.

L'état de veille est également similaire. S'il y a deux pompes, dont l'une est en attente et toutes deux connectées en parallèle (comme illustré), la température de conception et de fonctionnement des deux connexions sera la même. Mais la dilatation de deux branches parallèles ne sera pas annulée car, à un moment donné, une seule branche sera chaude et l'autre sera froide.

Supports de tuyauterie pour le contrôle du bruit

Dans la plupart des usines, le bruit résulte de vibrations et si ces vibrations sont contrôlées, le bruit est réduit dans une large mesure. Dans de telles lignes, entre le collier (c'est-à-dire le support) et le tuyau, la toile d'amiante est placée pour absorber les vibrations et éviter le bruit.

Le bruit dû aux pulsations du flux peut être réduit en utilisant un silencieux dans la ligne. Toutefois, s'il n'est pas inférieur à un niveau acceptable, une enceinte acoustique peut être utilisée. L'isolation de la tuyauterie au-dessus de la ligne permet également de réduire le bruit.

Soutenir le système pendant les conditions de maintenance

Lorsque, pour des raisons de maintenance, certains équipements ou composants, comme la vanne, sont retirés, le reste du système ne doit pas être laissé sans support.

III.6.3 Classifications des supports

Les supports de tuyauterie peuvent être classifiés de manière professionnelle selon deux critères principaux : Classe d'attachement au tuyau et Classe de méthode de construction.

Attachement au tuyau

- **Supports primaires** : Les supports primaires sont directement fixés au tuyau et assurent son maintien principal.
- **Supports secondaires** : Les supports secondaires complètent les supports primaires en fournissant un soutien additionnel et en répartissant les charges.

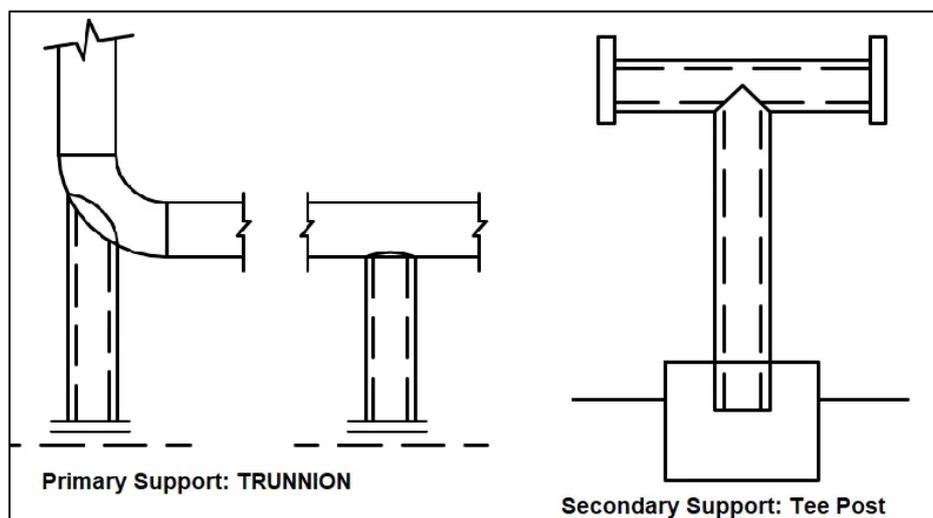


Figure III-4 Support Primaire et Secondaire

Méthode de construction

- **Supports standards** : Les supports standards sont des éléments préfabriqués conformes aux spécifications industrielles courantes.
- **Supports spéciaux** : Les supports spéciaux sont conçus sur mesure pour répondre à des exigences spécifiques non couvertes par les supports standards.
- **Supports structurels** : Les supports structurels intègrent des éléments de la structure environnante pour fournir un support renforcé aux tuyaux.

III.6.4 Types des supports

Les supports dans les systèmes de tuyauterie se divisent principalement en deux catégories : les supports rigides et les supports à ressort.

Supports rigides

- **Supports simples** : Maintient le tuyau en position fixe, limitant les mouvements dans toutes les directions.
- **Hanger** : Suspend le tuyau et permet un certain degré de mouvement latéral et axial.
- **Stop** : Empêche le mouvement dans une direction spécifique, généralement utilisé pour contrôler l'expansion thermique.

Supports à ressort

- **Charge variable** : Empêche le mouvement dans une direction spécifique, généralement utilisé pour contrôler l'expansion thermique.
- **Charge constante** : Empêche le mouvement dans une direction spécifique, généralement utilisé pour contrôler l'expansion thermique.
- **Absorbeurs de chocs** : Conçu pour absorber les impacts soudains et les vibrations, protégeant ainsi les tuyaux contre les chocs mécaniques.



Figure III-5 Exemple d'un tuyau supporter

III.7 La lyre de dilatation

La lyre de dilatation de tuyauterie est utilisée dans les systèmes pour contrôler la dilatation et la contraction thermiques des tuyaux dues aux variations de température. La lyre de dilatation se compose de coudes et de sections de tuyauterie conçus de manière spécifique pour absorber le mouvement et éviter les contraintes sur le système de tuyauterie. Elles sont généralement situées entre deux ancrages de tuyauterie ou des parties enterrées dans le système de tuyauterie/sur le pipeline en surface.

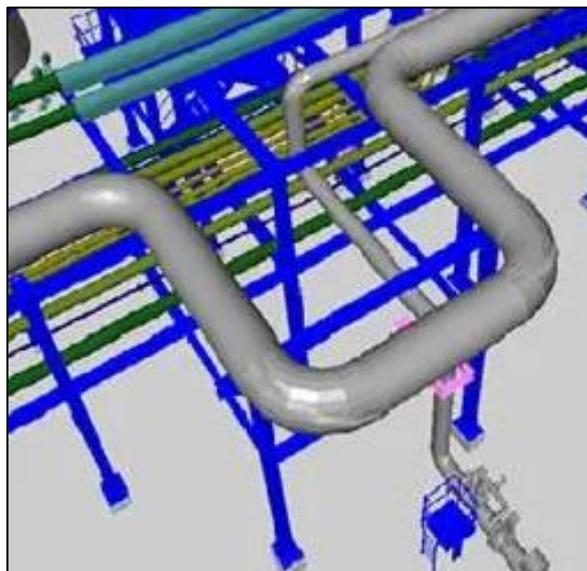


Figure III-6 Une lyre de dilatation

III.7.1 Le rôle de lyre de dilatation de tuyauterie

Les lyres de dilatation de tuyauterie sont utilisées pour augmenter la flexibilité du système de tuyauterie. Pour réduire le stress de dilatation généré et les déplacements causés par la dilatation ou la contraction thermique, des jambes perpendiculaires au système de tuyauterie principal sont fournies. Cette longueur perpendiculaire est appelée longueur de la lyre de dilatation. Plus cette longueur de jambe de lyre de dilatation est grande, mieux c'est pour le système de tuyauterie. Cependant, cette longueur de leg est limitée par la faisabilité du support, la tendance aux vibrations et le coût. C'est la raison pour laquelle la longueur de la jambe absorbante dans une boucle de dilatation est décidée uniquement pour répondre à l'exigence de qualification du stress.

III.7.2 Types de Lyres de Dilatation

Les lyres de dilatation peuvent être classifiées en plusieurs types, en fonction de leur conception et de leur application spécifique. Voici les principaux types :

Lyre en U

La lyre en U est la forme la plus courante, constituée de deux coudes à 90 degrés et d'une section de tuyau intermédiaire. Elle permet une grande flexibilité pour absorber les mouvements thermiques longitudinaux.

Lyre en L

La lyre en L est composée d'un seul coude à 90 degrés. Moins flexible que la lyre en U, elle est utilisée lorsque l'espace est limité.

Lyre en Z

La lyre en Z utilise deux coudes à 90 degrés, disposés de manière à former un chemin en zigzag. Offre une absorption des mouvements thermiques plus limitée comparée à la lyre en U.

Lyre à Coudes Multiples

Cette lyre est constituée de plusieurs boucles ou coudes, augmentant la flexibilité et la capacité d'absorption des mouvements thermiques. Complexe à concevoir et à installer, elle offre une solution robuste pour les environnements exigeants.

III.8 Conclusion

La tuyauterie de procédé sert de ligne de vie pour le transport des fluides industriels, permettant le déplacement efficace des liquides, des gaz et des boues dans diverses industries.

Chapitre IV

Analyse du Stress par Caesar II

IV. Analyse du Stress par Caesar II

IV.1 Introduction

Ce chapitre se penche sur l'application des logiciels de calcul en analyse de contraintes, ainsi que sur les exigences des codes et les méthodes de calcul associées. Dans le domaine de l'ingénierie, l'utilisation de logiciels spécialisés joue un rôle crucial dans l'évaluation et la prédiction des contraintes subies par les structures et les composants. Nous explorerons donc les fonctionnalités et les avantages des logiciels de calcul en l'analyse de stress, en mettant en évidence leur importance dans la conception et l'optimisation des systèmes industriels.

IV.2 Logiciel du calcul

L'analyse du stress de tuyauterie est une partie majeure du génie des tuyauteries. Il s'agit de l'activité la plus critique dans la conception de tuyauteries. Pour garantir que l'acheminement des tuyaux par les concepteurs de tuyauterie fonctionnera sans défaillance pendant sa durée de vie prévue, toutes les lignes critiques sont analysées à l'aide de divers logiciels d'analyse des contraintes de tuyauterie. De tels logiciels sont conçus pour déterminer les valeurs de contrainte, de charge et de déplacement, qui sont ensuite comparées aux codes et normes applicables pour vérifier la conformité. Les divers modules statiques et dynamiques de ces packages logiciels d'analyse des contraintes confirment l'intégrité structurelle et opérationnelle du système de tuyauterie.

Logiciel utilisé c'est Caesar II

IV.2.1 Caesar II

Est l'outil 3D le plus populaire pour l'analyse des contraintes de tuyauterie. Il bénéficie de la plus grande part de marché en tant que package d'analyse de contraintes de tuyauterie. Il est utilisé dans l'industrie de la tuyauterie pour comprendre et évaluer les modèles de tuyauterie en fonctionnement. Caesar II fonctionne sur un système codé par couleur dans le rapport de sortie, ce qui aide à comprendre les zones de préoccupation dans le système de tuyauterie. Le logiciel peut être facilement intégré à d'autres logiciels de modèle 3D de Hexagon. Caesar II est convivial et possède une grande base de données comprenant plus de 35 codes internationaux et locaux (tels que ASME B31.3, B31.4, B31.1, B31.8, les codes européens, et beaucoup d'autres).



Figure IV-1 Logo de Caesar II

IV.2.2 Méthode de Fonctionnement

Depuis son lancement en 1984, CAESAR II s'est imposé comme la solution de référence et le logiciel d'analyse de contrainte et de flexibilité de tuyauterie le plus utilisé au monde. Il s'agit d'une solution complète qui permet une analyse rapide et précise des réseaux de tuyauteries soumis à une large gamme de charges basée sur des variables définies par l'utilisateur et des directives reconnues par l'industrie. Parmi ces charges, nous retrouvons notamment les conditions de poids, de pression, de température, de séismes et autres conditions statiques et dynamiques.

Avant de rentrer dans CAESAR II, revenons sur quelques principes de calcul de tuyauteries. Un réseau de tuyauteries doit être conçu pour résister aux sollicitations engendrées par les Chargements d'origine statique ou dynamique. Pour ce faire, il est nécessaire de satisfaire aux critères d'acceptation suivant :

- Les contraintes calculées doivent être inférieures aux contraintes admissibles définies selon le code de calcul applicable.
- Les efforts (forces et moments) calculés doivent être inférieurs aux efforts admissibles applicables aux équipements connexes.
- Les efforts (forces et moments) calculés doivent être inférieurs aux efforts admissibles applicables sur les éléments de supportage.
- Les efforts appliqués au droit des brides doivent respecter les critères d'étanchéité pour tous les cas de chargement considérés.
- Le réseau doit répondre aux exigences du cahier des charges (spécification du demandeur).
- De façon générale, le réseau doit être en accord avec les règles de l'art du métier.

IV.2.3 Modélisation du système de tuyauterie

La première étape de l'utilisation de Caesar II consiste à créer un modèle 3D détaillé du système de tuyauterie. Il s'agit de définir la géométrie, les composants et les propriétés des matériaux des tuyaux. Les utilisateurs peuvent importer des schémas de tuyauterie à partir d'un logiciel de CADWorx ou les créer de toutes pièces dans Caesar II.

Conditions limites

La définition des conditions aux limites est essentielle. Il s'agit de définir des contraintes et des supports à des points fixes du modèle, de spécifier où la tuyauterie est ancrée et comment elle est contrainte de se déplacer. Les conditions aux limites permettent de simuler avec précision les conditions du monde réel.

Cas de charge

Les utilisateurs définissent des cas de charge pour représenter différents scénarios de fonctionnement, y compris des variations de température, de pression et de forces externes. Les cas de charge englobent toutes les conditions dans lesquelles le système de tuyauterie doit être analysé.

Options d'analyse

Caesar II propose différentes options d'analyse, notamment le type d'analyse (statique, dynamique, etc.), la méthode de résolution (par exemple, l'analyse par éléments finis) et les considérations relatives au comportement non linéaire.

Cycle d'analyse

Une fois que le modèle est préparé et que les cas de charge et les options d'analyse sont définis, les utilisateurs lancent l'analyse. Caesar II résout les équations régissant le comportement du système de tuyauterie et calcule les contraintes, les déplacements et d'autres paramètres pertinents.

Examen et interprétation des résultats

Après l'analyse, les utilisateurs peuvent examiner les résultats dans l'interface graphique de Caesar II. Le logiciel fournit des visualisations, des tracés et des rapports pour aider les ingénieurs à interpréter les données et à prendre des décisions de conception éclairées.

IV.2.4 Types d'analyse dans Caesar II

Analyse statique

L'analyse statique est le type le plus courant et est utilisée pour évaluer les contraintes et les déplacements dans un système de tuyauterie dans des conditions stables. Elle prend en compte des facteurs tels que la dilatation thermique, la pression et le poids. Les ingénieurs effectuent souvent plusieurs cas de charge pour tenir compte des différentes conditions d'exploitation.

Analyse dynamique

L'analyse dynamique est essentielle pour les systèmes soumis à des changements rapides des conditions d'exploitation ou à des événements transitoires. Il évalue la réaction du système de tuyauterie à des forces dépendantes du temps, telles que la rupture du sol ou la décharge des systèmes de sécurité. L'analyse dynamique de César II est précieuse dans des industries telles que la production d'énergie et le traitement chimique. L'analyse modale détermine les fréquences naturelles et les formes de mode, en évitant les résonances structurelles causées par des vibrations excessives. L'analyse historique simule des conditions transitoires dans le temps.

IV.2.5 Meilleures pratiques pour Caesar II

Configuration du modèle

On commence par une géométrie et des propriétés matérielles précises.

- Veiller à ce que les conditions limites soient réalistes et représentatives du site d'installation.

Envisager tous les cas de charge et toutes les combinaisons de charges possibles.

Cas de charge et combinaisons de charges

- Définir soigneusement les cas de charge afin d'englober tous les scénarios d'exploitation.
- Combiner les cas de charge pour évaluer les conditions les plus critiques.
- Utiliser des combinaisons de charges spécifiques à l'industrie, conformément aux codes en vigueur.

Sélection des matériaux

Choisir des matériaux conformes aux exigences du code et adaptés au service prévu.

Vérifier l'exactitude des propriétés des matériaux et des courbes de contrainte et de déformation.

Vérification des résultats

Recouper les résultats de l'analyse avec les calculs manuels pour valider le modèle. Utilisez votre jugement d'ingénieur pour évaluer l'importance des contraintes et des déplacements.

Documentation et rapports

Conserver des enregistrements détaillés du processus d'analyse et des hypothèses. Générer des rapports complets qui documentent la conformité avec les codes et les normes.

IV.2.6 Les unités

CAESAR II réalise tous ses calculs internes avec les unités Anglo -Saxonne (English units). Pour permettre l'entrée et la revue des données dans une autre unité (par exemple en SI), CAESAR II utilise des fichiers d'unités. Ces fichiers convertissent simplement les unités internes à CAESAR II en unités choisies par l'utilisateur. Chaque fichier CAESAR II (référéncé comme un "fichier de travail") utilise un fichier d'unité particulier qui est spécifié lors de la création du fichier. Par la suite, un fichier peut être converti d'un fichier unité à un autre si nécessaire. Les fichiers unités ont une extension *.FIL et sont localisés dans le répertoire "System" de CAESAR II ou dans le même répertoire que celui où se trouve le fichier de travail. Le fichier d'unité à utiliser est spécifié dans le fichier de configuration.

Création d'un fichier d'unités personnalisé

Tout au long de cette formation, nous voudrions utiliser des unités spécifiques pour différents paramètres tels que la pression, la densité, ... Ceci nécessite un fichier d'unité différent des fichiers d'unités disponibles dans CAESAR II. Nous allons donc créer notre propre fichier d'unité. Pour cela, dans la Fenêtre Principale, on sélectionne :

Utilities > Create/Review Units

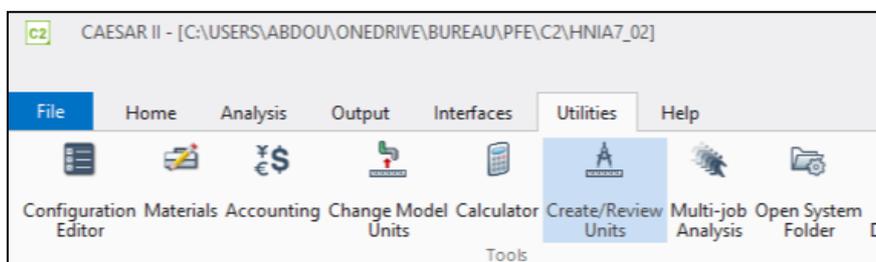


Figure IV-2 l'Interface du Logiciel Caesar II

Ce menu permet de créer un nouveau fichier d'unités ou d'en ouvrir un existant afin de voir ce qu'il contient. Ce dernier point est pratique lorsque l'on reçoit le fichier d'unités d'un collègue

et que l'on souhaite vérifier quelles sont les unités prises en compte dans son fichier. Pour créer un nouveau fichier d'unités, il faut choisir un fichier existant à partir duquel partir (par exemple *MM.FIL), donner un nom à notre fichier puis cliquer sur View/Edit file

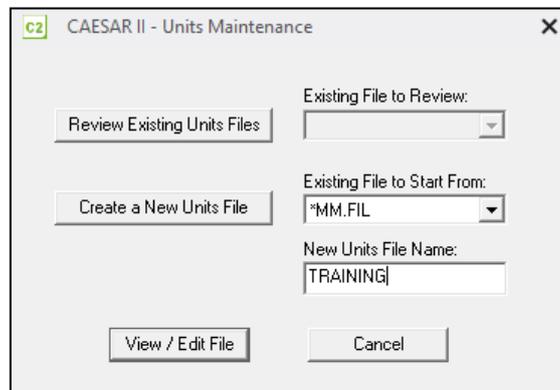


Figure IV-3 Fenêtre de la maintenance des unités

Dans la boîte de dialogue de notre nouveau fichier, modifier les unités suivantes :

Stress en N/sq.mm

Pressure en bars

Module Elastique en N/sq.mm

Densité du tuyau en kg/cu.m

Insulation Density en kg/cu.m

Densité du fluide en kg/cu.m

Charge Uniform en N/mm

Assurez-vous bien que Nominals est sur **ON**. Cette option permet de pouvoir saisir des tailles nominales pour le diamètre et l'épaisseur de la tuyauterie, qui seront alors convertis en diamètres et épaisseurs réels. Par exemple, si on entre 4 dans le champ diamètre, CAESAR II interprétera cela comme étant 4 inches et convertira alors le diamètre en 114, 3mm.

Donner à ce nouveau fichier d'unités un nom facile à identifier.

CAESAR II - Units File Maintenance

ITEM	Internal Units	Constant	User Units	ITEM	Internal Units	Constant	User Units
Length	inches	25.4	mm.	Fluid Den.	lbs./cu.in.	27680.	kg/cu.m.
Force	pounds	4.4480	N.	Transl.	lbs./in.	.17512	N./mm
Mass-dynamics	pounds	0.4536	kg.	Rotl. Stiff.	in-lb/deg	.11298	N.m./deg
Moment-input	in.-lb.	0.11298	N.m.	Unif. Load	lb./in.	1.7512e-1	N./mm.
Moment-output	in.-lb.	.11298	N.m.	G Load	g's	1.0000	g's
Stress	lbs./sq.in.	0.0068946	N./sq.mm.	Wind Load	lbs./sq.in.	6.8946	KPa
Temp. Scale	degrees F	0.5556	C	Elevation	inches	.0254	m.
Pressure	psig	0.068946	bars	Cmpd Lng	inches	25.4	mm.
Elastic Modulus	lbs./sq.in.	0.0068946	N./sq.mm.	Diameter	inches	25.4000	mm.
Pipe Density	lbs./cu.in.	27680.	kg/cu.m.	Thickness	inches	25.4000	mm.
Insulation Den.	lbs./cu.in.	27680.	kg/cu.m.	Nominals			ON

Units File Label: SI (mm)

Figure IV-4 Fichier du Maintenance des unités

IV.2.7 Exigences du code

Il existe plusieurs codes ASME qui régissent l'analyse des contraintes des différents types de tuyauteries sous pression. Ces codes contiennent des données de référence de base, des formules et des équations nécessaires à la conception des tuyauteries et à l'analyse des contraintes.

Chaque centrale s'engage à respecter une édition particulière d'un code pour différents types de tuyauteries. Par exemple, les tuyauteries nucléaires de classe 1, 2 et 3 d'une centrale peuvent être soumises au code ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, édition 1974, tandis que les tuyauteries non nucléaires peuvent être soumises au code ASME B31.1 Power Piping Code, édition 1973.

American Society of Mechanical Engineers (ASME)

C'est une organisation mondiale qui établit les normes en ingénierie, promouvant l'art, la science et la pratique de l'ingénierie multidisciplinaire et des sciences connexes. L'ASME fournit des ressources telles que des normes d'ingénierie, des cours de développement professionnel, des publications et des certifications. Ils organisent également divers événements et conférences pour les professionnels du domaine.



Figure IV-5 Logo de ASME

IV.2.8 Le code ASME B31.3

Est un code utilisé dans le domaine de l'ingénierie tuyauterie pour analyser les contre-indications. Il fournit des directives détaillées pour la conception, la fabrication, l'installation et l'inspection des systèmes de tuyauterie. L'objectif principal de ce code est d'assurer l'intégrité structurelle et opérationnelle des systèmes de tuyauterie. Le code couvre toutes les tuyauteries dans les limites de la propriété des installations impliquées dans le traitement ou la manipulation de produits chimiques, pétroliers ou connexes. Parmi les exemples figurent une usine chimique, une raffinerie de pétrole, un terminal de recharge, une centrale de traitement du gaz naturel, une plante de vaporisateur, une installation de mélange et une ferme de réservoir. Il exclut les tuyauteries non dangereuses, la plomberie, les égouts, les systèmes de protection contre les incendies, la tuyauterie extérieure des chaudières, les pipelines et les dispositifs de protection incendie.

IV.2.9 Formules de calcul considéré par ASME B31.3

Épaisseur de paroi pour tuyau droit sous pression interne :

Le code aide le concepteur à déterminer l'épaisseur de paroi de tuyau adéquate pour un matériau Donné et les conditions de conception, où l'équation (3a) est couramment utilisée, comme suit :

$$t = \frac{P D}{2(SEW + PY)}$$

- t = l'épaisseur de calcul de la pression
- D = le diamètre extérieur du tuyau tel qu'énuméré dans les tableaux de normes ou de spécifications ou tel que mesuré.
- E = facteur de qualité du tableau A-1A ou A-1B
- P = pression de gage de conception interne

- S = valeur de contrainte pour le matériau du tableau A-1
- W = facteur de réduction de la résistance du joint de soudure conformément au para. 302.3.5 (e)
- Y = coefficient du tableau 304.1.1, valable pour $t < D / 6$ et pour les matériaux indiqués.

Contraintes de flexibilité

$$S_E = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2}$$

M_t = Moment de torsion

S_b = la contrainte de flexion résultante

S_t = Contrainte de torsion

Z = section de module du tuyau

Analyse des charges soustained

L'équation de la contrainte due aux charges soustained, telles que la pression et le poids, S_L , est fournie par l'équation suivante équation.

$$S_L = \sqrt{(|S_a| + 4S_b)^2 + (4S_t)^2}$$

IV.2.10 Les cas des charges

Cas de charge de base pour l'analyse des contraintes des tuyaux de Caesar II

Cas de l'hydrotest (HYD)

Les systèmes de tuyauterie sont normalement soumis à des essais hydrauliques (parfois à des essais pneumatiques) avant leur mise en service afin de s'assurer de l'absence de fuites. L'eau est utilisée comme moyen d'essai. Ainsi, dans cette situation, le tuyau sera soumis au poids de l'eau et à la pression de l'hydrotest.

Cas de fonctionnement et de charge Soustained Alternate (Operating et Alt+SUS)

Lorsque l'opération commence, le fluide de travail circule dans la tuyauterie à une température et à une pression donnée. Les cas Alt Soutenues sont utilisés comme des cas Hot Soutenues, ce qui signifie que le système est soumis à des contraintes soutenues pendant le fonctionnement.

Cas de charge Soustained (SUS)

Des charges soutenues existeront tout au long du fonctionnement de l'usine. Le poids et la

pression sont des charges soutenues.

Cas de charge occasionnel (OCC)

La tuyauterie peut être soumise à des charges occasionnelles (vents, vagues et des forces du system).

Cas d'Expansion (EXP)

Les cas de charge suivants sont nécessaires pour vérifier les contraintes d'expansion conformément au code.

IV.3 Exemple du calcul

Pour atteindre ces objectifs, plusieurs cas de charge sont nécessaires lors de l'analyse des contraintes. Dans cet article, nous utiliserons les notations suivantes pour les cas de charge de la construction :

- WW = Poids du système de tuyauterie rempli d'eau,
- HP = Pression d'hydrostatique.
- W= Poids de la tuyauterie compris le contenu et l'isolation.
- P1= Pression interne de conception,
- T1= Température maximale de conception,
- T2= Température de fonctionnement maximale.
- T3= Température minimale de conception.
- WIN1, WIN2, WIN3, WIN4 : charges de vent agissant dans une direction spécifique.

Table IV-1 Scenarios de base d'exemple

	Charge	Scenario
1	HYD	WW+HP
2	OPE	W+T1+P1
3	Alt+SUS	W+P1
4	OPE	W+T2+P1
5	Alt+SUS	W+P1
6	OPE	W+T3+P1
7	Alt+SUS	W+P1
8	SUS	W+P1

Table IV-2 Scenarios Ope-Occasionnels d'exemple

	Charge	Scenario
9	OPE	W+T2+P1+WIN1
10	OPE	W+T2+P1+WIN2
11	OPE	W+T2+P1+WIN3
12	OPE	W+T2+P1+WIN4

Pour déterminer les contraintes occasionnelles, nous devons ajouter des cas purement occasionnels à la charge soutenue, puis les comparer aux valeurs autorisées par le code.

Table IV-3 Scenarios Occasionnels d'exemple

	Charge	Scenario
13	OCC	L9-L4
14	OCC	L10-L4
15	OCC	L11-L4
16	OCC	L12-L4
17	OCC	L13+L8
18	OCC	L14+L8
19	OCC	L15+L8
20	OCC	L16+L8

Table IV-4 Scenarios d'expansion d'exemple

	Charge	Scenario
21	EXP	L2-L8
22	EXP	L4-L8
23	EXP	L6-L8
24	EXP	L2-L6

IV.4 Conclusion

En conclusion, ce chapitre nous a permis d'explorer l'importance des logiciels de calcul en stress, des codes et normes, ainsi que des méthodes de calcul dans le domaine de l'ingénierie. Nous avons mis en évidence le rôle crucial de ces outils et exigences dans la conception, l'évaluation et l'optimisation des structures et des composants industriels.

Chapitre V

**Analyse du Stress de Tuyauterie
de Puit HNIA07**

V. Analyse du Stress de Tuyauterie de Puit HNIA07

V.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous aborderons l'application de Caesar II à l'étude de stress du puit HNIA7. Nous présenterons d'abord les spécificités du puit, y compris sa configuration et ses conditions de fonctionnement. Ensuite, nous détaillerons la méthodologie employée pour la modélisation dans Caesar II, en expliquant les données d'entrée cruciales telles que les propriétés des matériaux, les conditions de charge et les contraintes de design. Finalement, nous analyserons les résultats obtenus, en mettant l'accent sur les points critiques identifiés et les recommandations pour améliorer la sécurité et la durabilité de l'installation.

V.2 Présentation du projet 73 Puits

Le développement des champs de Tinrhert pour la région d'Alrar concerne le développement de neuf (09) champs de Tinrhert pour la région d'Alrar au lieu de six (06) champs prévus dans l'étude FEED de 2015, le nombre total de puits est de 98 (20 puits pour la première phase Gaz, 62 puits pour la phase Développement). Le nombre total de puits est de 98 (20 puits pour la première phase Gaz, 62 puits pour la phase de développement et 16 puits pour la phase Gas cap). Et 16 puits pour la phase Gas cap), un addendum au FEED a été ajouté dans lequel le client a intégré 11 nouveaux puits dans le système existant avec un total de 105 puits dont 73 puits pour la phase de développement.

SONATRACH a attribué la réalisation du Contrat pour le Projet de Développement du Champ TINRHERT - EPC 2 - Lot 2 au consortium d'entreprises nationales GCB, ENAC et SARPI dont GCB est le leader du consortium. Le projet EPC consiste en un réseau de collecte et des installations de surface (Manifolds, Puits, BVS, ect) pour la mise en service de soixante-treize (73) puits de gaz dans la région d'Alrar.

V.3 Conditions de site

V.3.1 Codes et Standards suivi

- ASME B31.3 Tuyauterie de procédé
- ASME B31.8 Systèmes de tuyauterie de transport et de distribution de gaz

V.3.2 Pipe Materials suivi :

Matériel 1 (316/316L S.S)

A312 TP316/TP316L Dual Grade SMLS :

Pression du design : 18 barg

Pression hydro : $P * 1.5 = 27$ barg

Température maximale du design : 90°C

Température minimale du design : -90°C

Température ambiante du system : 21.114°C

Densité du pipe : 8027.19971 kg/cu.m.

Densité du fluide : 125 kg/cu.m.

Corrosion : 0 mm.

Classe : 100 LBS

Material 2 (L.T.C.S Grade 6)

A333 Gr.6 SMLS :

Pression du design : 18 barg

Pression hydro : $P * 1.5 = 27$ barg

Température maximale du design : 90°C

Température minimale du design : -45°C

Température ambiante du system : 21.114°C

Densité du pipe : 7833.43994 kg/cu.m.

Densité du fluide : 125 kg/cu.m.

Corrosion : 6 mm.

Classe : 100 LBS

Material 3 (Duplex S.S)

Sous system 1

A790 Gr.2205 UNS S32205 :

Pression du design : 120 barg

Pression hydro : $P * 1.5 = 180$ barg

Température maximale du design : 90°C

Température minimale du design : -37°C

Température ambiante du system : 21.114°C

Densité du pipe : 8027.19971 kg/cu.m.

Densité du fluide : 125 kg/cu.m.

Corrosion : 0 mm.

Classe : 900 LBS

Sous system 2

A790 Gr.2205 UNS S32205 :

Pression du design : 228 barg

Pression hydro : $P * 1.5 = 342$ barg

Température maximale du design : 90°C

Température minimale du design : -5°C

Température ambiante du system : 21.114°C

Densité du pipe : 8027.19971 kg/cu.m.

Densité du fluide : 125 kg/cu.m.

Corrosion : 0 mm.

Classe : 1500 LBS

Material 4 (Carbon Steel)

API-5L X60 :

Pression du design : 120 barg

Pression hydro : $P * 1.5 = 180$ barg

Température maximale du design : 75°C

Température minimale du design : -5°C

Température ambiante du system : 21.114°C

Densité du pipe : 0 kg/cu.m.

Densité du fluide : 125 kg/cu.m.

Corrosion : 8 mm.

Classe : 900 LBS

V.3.3 Scenarios de simulation

Table V-1 Les scenarios suivis

	Charge	Scenario
1	HYD	WW+HP
2	OPE	W+D1+T1+P1
3	Alt-SUS	W+P1
4	OPE	W+D1+T2+P1

5	Alt-SUS	W+P1
6	SUS	W+P1
7	OPE	W+D1+T1+P1+F1
8	OPE	W+D1+T2+P1+F1
9	OCC	L9+L6
10	OCC	L10+L6
11	EXP	L2-L6
12	EXP	L4-L6
13	EXP	L2-L4

V.4 Représentation le puit HNIA7 sous le logiciel CAESAR II

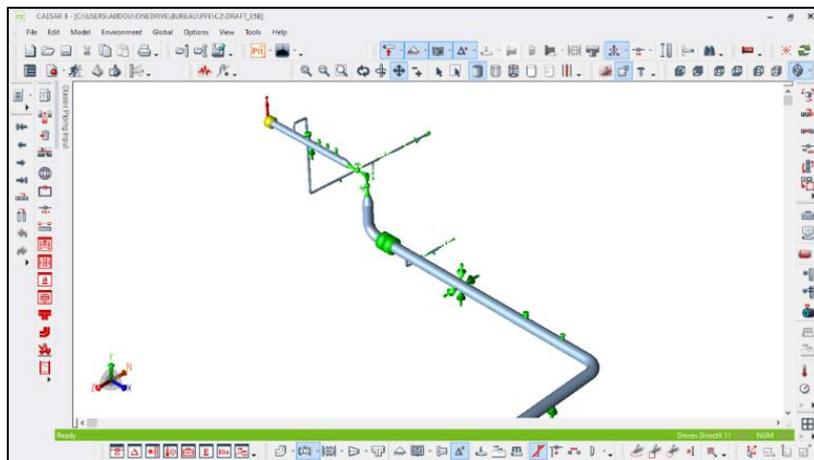


Figure V-1 Le modèle 3D de puit HNIA7 sur Caesar II

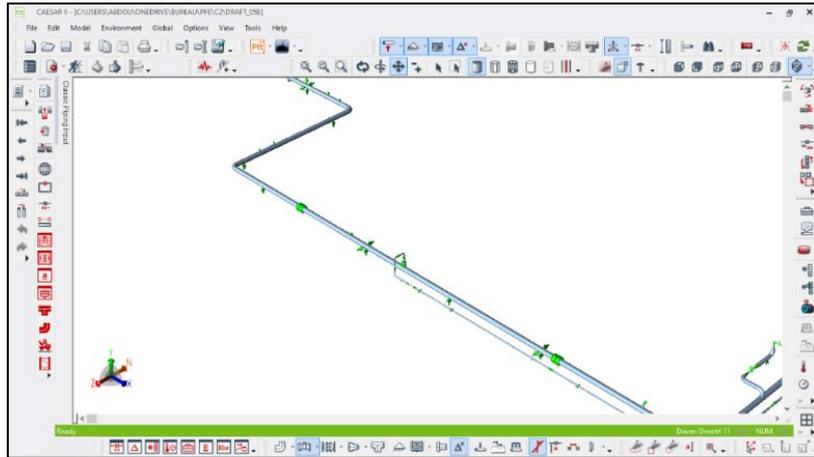


Figure V-3 Le modèle 3D de puit HNIA7 sur Caesar II

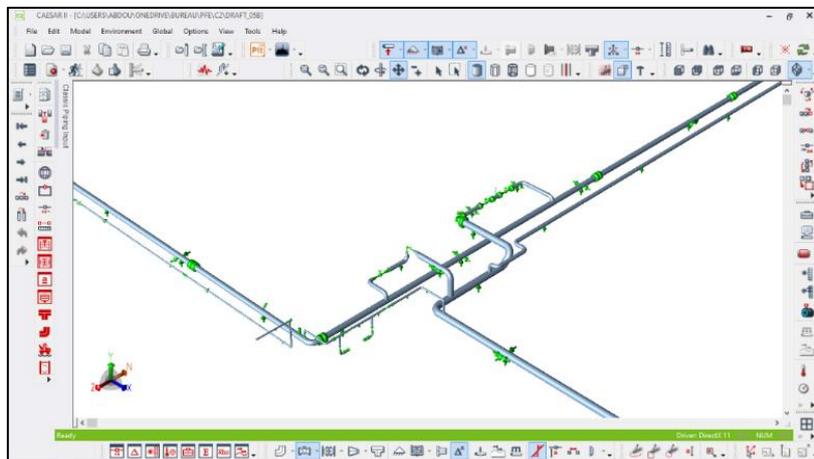


Figure V-2 Le modèle 3D de puit HNIA7 sur Caesar II

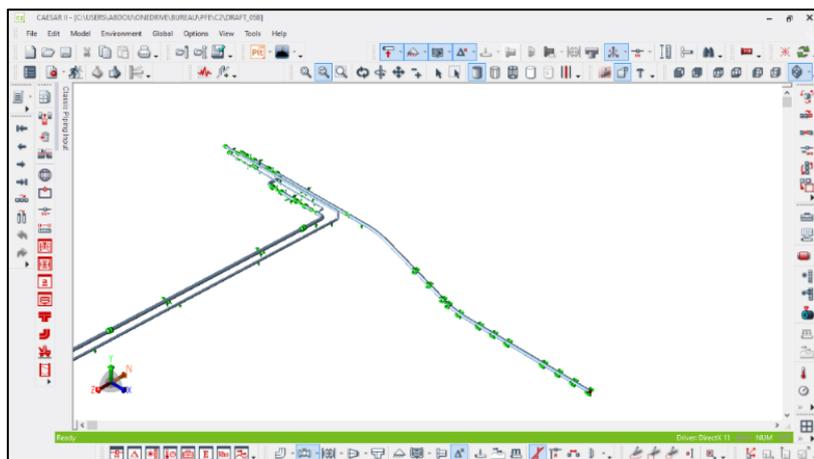


Figure V-4 Le modèle 3D de puit HNIA7 sur Caesar II

V.5 Etude de stress du système

V.5.1 Etudier la Stabilité du système

Dans la première étape, nous étudions la stabilité de notre système sous l'effet de la pression, de son poids propre et du poids du contenu (Gas dans notre cas), et dans les conditions du teste hydrostatique.

Selon les cas de chargement définis pour cette analyse il s'agit des cas HYD et SUS.

Table V-2 Contraintes maximales calculées

Scenario	Node	Code Stress (MPa)	Allowable Stress (MPa)	Ratio (%)
WW+HP (HYD)	2000	669.2	206.9	323.5
W+P1 (SUS)	2000	395.2	137.9	286.6

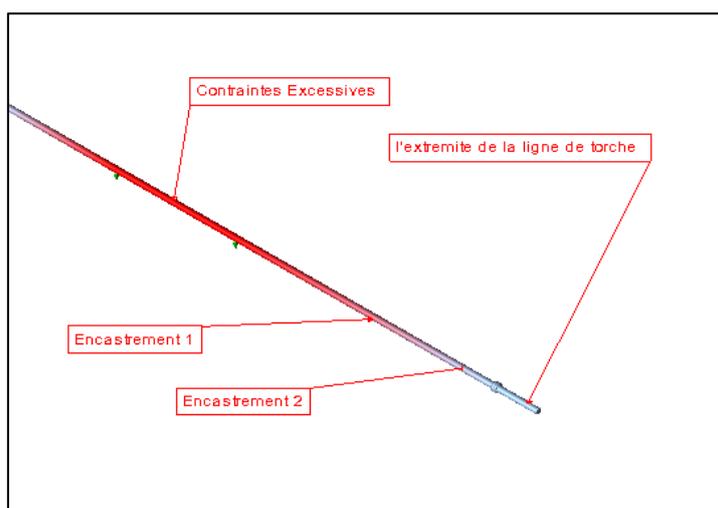


Figure V-5 Node 2000 avec la contrainte maximale

Comme illustré sur la figure 5 Il semble que nous ayons identifié un point avec des contraintes. Nous avons remarqué que le nœud 2000 qui se situe vers la fin de la ligne de torche présente une contrainte maximale, que nous jugeons due au manque de supportage dans cette zone. Comme en réalité, cette partie de tuyauterie sera supporté par le béton de la fausse de brulage (Burn pit), nous allons ajouter deux Restreints dans les directions latérale et verticale du pipe (Z et Y respectivement) avec un jeu de 2mm (gap) et cela pour s'approcher du cas réel.

Table V-3 Contraintes maximales après les modifications

Scenario	Node	Code Stress (Mpa)	Allowable Stress (MPa)	Ratio (%)
WW+HP (HYD)	2000	78.1	206.9	37.7
W+P1 (SUS)	2000	125.3	218.6	57.3

Après avoir analysé nos résultats, nous avons constaté que la contrainte excessive (over stress) au nœud 2000 est passée de 323.5% à 37.7% dans le scénario HYD et de 286.6% à 57.3% dans le scénario SUS. Ainsi, étant donné que la contrainte maximale est de 37.7% et 57.3%, toutes les autres contraintes dans les scénarios HYD et SUS sont inférieures ou égales à cette valeur. Par conséquent, nous pouvons conclure que notre système est stable dans les cas HYD et SUS.

V.5.2 Etudier le système en tenant compte la température et les conditions du projet

Dans cette étape nous introduisons d'autres paramètres et détails essentiels à l'étude de notre système de la tuyauterie.

Le modèle sera modifié et enrichie pour tenir compte de :

- L'effet de la température (dilatation et contraction) : La température est un paramètre crucial à prendre en considération, car elle entraîne des déplacements.
- La partie du pipe enterrée : En intégrant les informations relatives au sol dans l'outil de modélisation de tuyaux souterrains (Underground pipe modeler) pour enterrer le pipeline entre les nœuds 975 et 990.
- L'effet du soulèvement de la tête du puit (Wellhead growth) : Il est important de prendre en compte le déplacement de la tête du puits en raison de la déformation du tuyau de puits, Le déplacement est de 50 mm, fourni par le client du projet.
- La force de réaction de la soupape de sécurité : Lorsque la pression atteint un niveau élevé, la soupape de sécurité (PSV) se déclenche, ce qui entraîne une force axiale qui se représente après le premier changement de direction après la ligne de PSV. Dans notre cas, la force est de 1450 N, cette valeur est donnée par le fabricant de la PSV ou bien peut être calculée par des formules américaines.
- Déplacements aux niveaux de l'extrémité de la ligne de torche : À l'extrémité de la ligne de torche, il y a une fausse de brûlage à laquelle il sera installé un système d'allumage. Ce qui peut être dangereux si cela se déplace. Pour éviter le déplacement axial, il est nécessaire

d'ajouter un stop axial juste avant la fausse.

Table V-4 Contraintes maximales calculées

Scenario	Node	Code Stress (Mpa)	Allowable Stress (MPa)	Ratio (%)
L5= W+P1 (Alt+SUS)	3110	218.6	262.6	119.9
L12=L10+L6 (OCC)	1650	2924.4	183.4	1594.1
L13= L2-L6 (EXP)	1610	1403.5	222.8	629.3
L14= L4-L6 (EXP)	1640	2283.2	172.4	1324.5
L15= L2-L4 (EXP)	1610	3680.5	172.4	2135.2

Comme le montre le tableau 4, plusieurs nœuds présentent des contraintes excessives, c'est ce que nous allons traiter dans les prochains cas.

Cas N°1

Dans la figure 7, nous observons une déflexion vers le haut (+Y) due au déplacement imposé par la tête de puits. Étant donné qu'il n'y a pas de dispositif de Hold down ou de blocage dans le sens opposé (-Y), le système se déplace automatiquement, ce qui engendre des contraintes excessives. Pour remédier à cette situation, une solution serait d'ajouter un hold down avec un espacement (gap) de 10 mm pour réduire légèrement le déplacement.

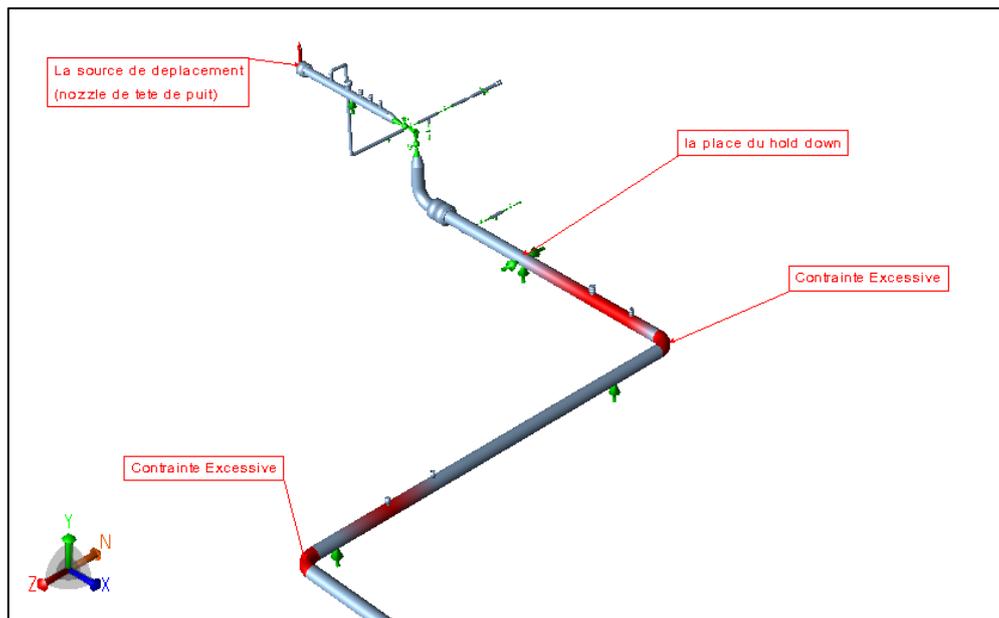


Figure V-6 Partie du système avec des contraintes excessives

Cas N°2

Sur la figure V-7, nous observons plusieurs nœuds avec des contraintes excessives. Cette section du système se situe à l'intersection entre le collecteur de production et la ligne de la torche.

Cette zone est sous l'effet de plusieurs sources de contraintes, notamment la force de réaction de la PSV, et la dilation axiale de la ligne de torche.

Pour faire face à la force de réaction de la PSV, nous proposons d'ajouter un arrêt axial en aval de cette dernière.

Quant aux deuxièmes sources de contraintes (la ligne de torche), nous introduisons un autre arrêt axial sur le nœud 1760 pour isoler le reste du système de la dilation de la ligne de torche.

De plus, pour ajouter plus de flexibilité à cette zone, nous avons ajouté des longueurs supplémentaires sur les manchettes de la ligne de PSV. Ces mesures permettront d'atténuer la dilatation excessive et de réduire la force exercée par la PSV, contribuant ainsi à diminuer les contraintes excessives dans cette partie critique du système.

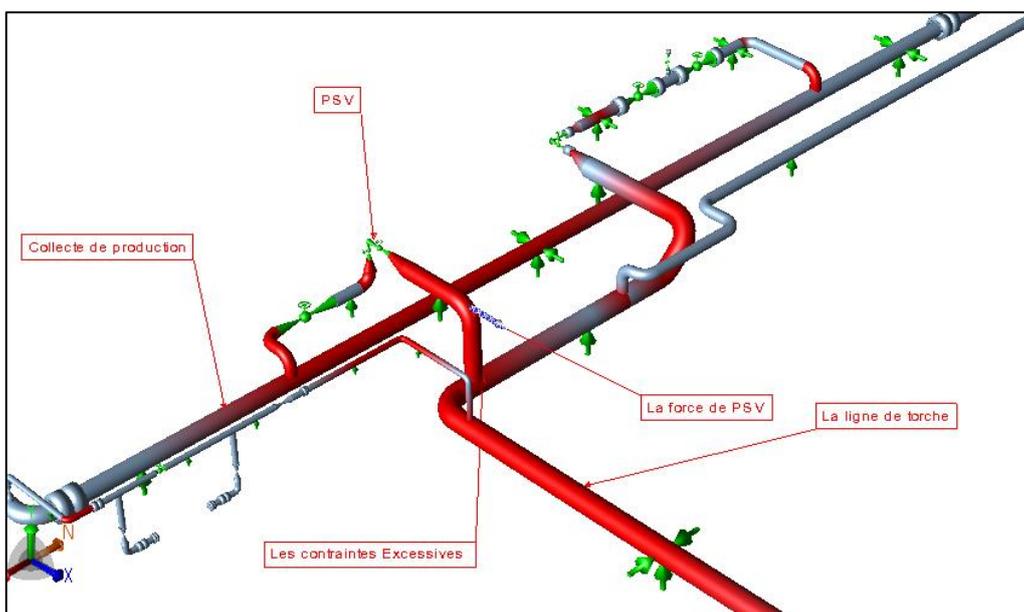


Figure V-7 l'Intersection entre la ligne principale et la ligne de torche

Cas N°3

Dans la figure V-8, nous constatons que le système près du garde-racleur et du pipeline présente des contraintes excessives, dues à la dilatation de la collecte de production et au déplacement imposé sur le système. Pour remédier à cela, il suffit d'ajouter un arrêt axial au centre afin de

diviser la dilatation en deux parties et ainsi minimiser le déplacement. Cette solution permettra de réduire les contraintes excessives et d'améliorer la stabilité du système dans cette zone critique.

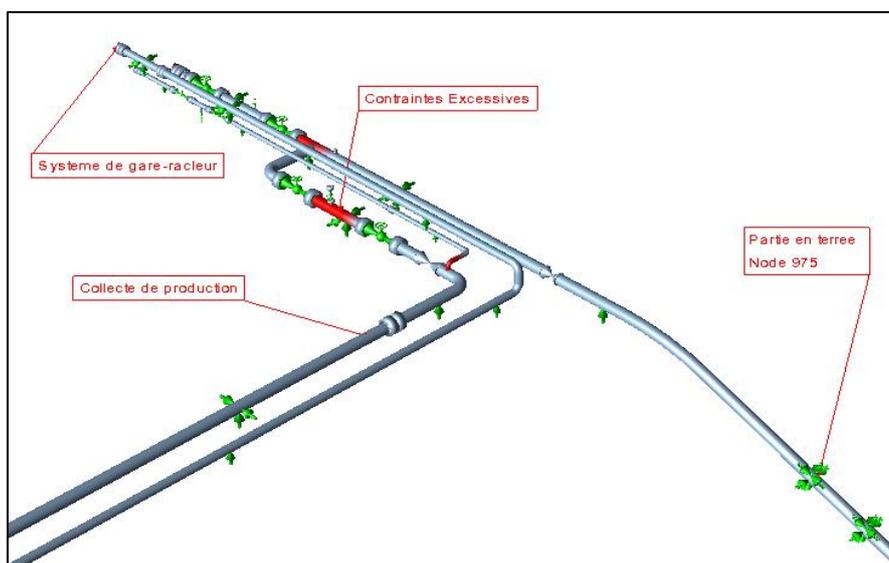


Figure V-8 Le système de Gare-Racleur et pipeline

Table V-5 Contraintes maximales calculée

Scenario	Node	Code Stress (Mpa)	Allowable Stress (MPa)	Ratio (%)
WW+HP (HYD)	1886	283.1	206.9	136.9
W+P1 (Alt-SUS)	1886	187.6	137.9	136
W+P1 (Alt-SUS)	1886	187.6	137.9	136
W+P1 (SUS)	1886	187.6	137.9	136
L11=L9+L6 (OCC)	1886	187.6	183.4	102.3
L12=L10+L6 (OCC)	1886	187.6	183.4	102.3
L13= L2-L6 (EXP)	1886	234	206.9	113.1
L14= L4-L6 (EXP)	1886	338.7	206.9	163.7
L15= L2-L4 (EXP)	1886	572.7	206.9	276.9

V.5.3 Etudier le système avec la lyre de dilatation

Après avoir examiné les résultats du tableau, nous avons constaté que les solutions proposées ont réussi à réduire les contraintes excessives mentionnées dans les figures précédentes. Cependant, elles ont engendré de nouvelles contraintes le long de la ligne de torche en raison des deux arrêts axiaux, ce qui a éliminé complètement le déplacement sur la ligne et entraîné l'apparition de contraintes excessivement élevées. Pour remédier à cela, nous avons décidé

Chapitre V. Analyse du Stress de Tuyauterie de Puit HNIA07

d'ajouter une lyre de dilatation avec longueur de 7500 mm et largeur de 3000 mm au centre de la ligne afin d'augmenter la flexibilité du système et de réduire le stress de dilatation généré.

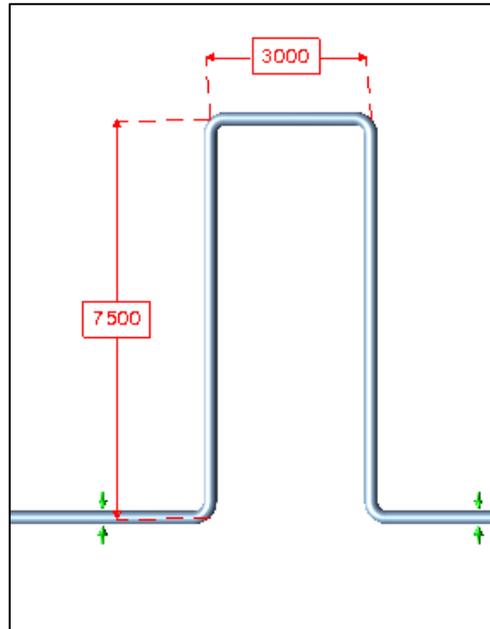


Figure V-9 La lyre de dilatation

Table V-6 Résultat final des contraintes maximales

Scenario	Node	Code Stress (Mpa)	Allowable Stress (MPa)	Ratio (%)
WW+HP (HYD)	1335	75.07	206.9	36.6
L3= W+P1 (Alt+SUS)	1090	192.8	218.6	88.2
L5= W+P1 (Alt+SUS)	1095	192.8	218.6	88.2
W+P1 (SUS)	1095	110.2	218.6	50.4
L11=L9+L6 (OCC)	1095	110.2	290.7	37.9
L12=L10+L6 (OCC)	1095	110.2	290.7	37.9
L13= L2-L6 (EXP)	20	184.1	238.7	77.2
L14= L4-L6 (EXP)	20	193.4	238.7	81.1
L15= L2-L4 (EXP)	1700	269	311.3	86.4

Après avoir examiné les solutions et les modifications proposées par le premier concepteur de tuyauterie, nous sommes parvenus à ces résultats finaux avec une contrainte maximale de 88,2%, tandis que les autres contraintes sont inférieures ou égales. Notre système est donc

V.6 Vérification de déplacements du système

Pour vérifier la flèche maximale de la tuyauterie du système qui est représentée par le déplacement vertical dans le sens (-Y) en tenant compte des pratiques d'ingénierie et s'assurer qu'il soit inférieur ou égal à 10 mm. En vérifiant le déplacement du système dans le cas SUS.

Table V-7 Déplacement maximale calculée

Scenario	Node	Sens	Déplacement Δy (mm)
W+P1 (SUS)	1090	-Y	3.769

Sur la base des résultats obtenus, où le déplacement maximal dans le sens -Y est de 3,769 mm, et étant donné que les valeurs sont inférieures à la limite de 10 mm, on peut conclure que le déplacement du système est acceptable.

V.7 Vérification des brides

V.7.1 Généralités sur les brides

Les progrès réalisés dans le domaine du soudage ont considérablement réduit le nombre des assemblages à brides. Cependant, ceux-ci restent très employés notamment au niveau du raccordement des appareils, machines tournantes et robinetteries démontables

Les assemblages à brides ont une double fonction à assurer :

- La continuité mécanique.
- L'étanchéité.

Ces deux fonctions essentielles nécessitent la prise en compte dans le dimensionnement des trois composants principaux de l'assemblage : la bride, le joint d'étanchéité et la boulonnerie.

V.7.2 Analyse des brides

Il existe deux méthodes pour vérifier les brides sous CAESAR II :

Méthode de pression équivalente (Peq)

Évaluer les brides en utilisant la méthode de pression équivalente de Kellogg.

$$P_{eq} = \frac{16M}{\pi G^3} + \frac{4F}{\pi G^2} + Pd$$

Où :

Peq = pression équivalente (pour vérifier par rapport à la classification de la bride)

M = moment de flexion sur la bride

G = diamètre de la réaction effective du joint

F = force axiale sur la bride

Pd = pression de conception

Méthode de l'ASME B&PVC (NC-3658.3).

Évaluer les brides en utilisant la méthode de l'ASME B&PVC Section III Sous-section NC-3658.3.

Pour un cas de charge non-occasionnel :

$$S = \frac{36 Mfs}{C Ab * 3125}$$

Pour un cas de charge occasionnel :

$$S = \frac{36 Mfs}{C Ab}$$

Notez que les constantes 36,000 et 3,125 doivent être respectivement 248,22 et 21,6 dans les unités SI standard.

Où :

- S = contrainte sur la bride

Chapitre V. Analyse du Stress de Tuyauterie de Puit HNIA07

- Mfs = moment de flexion ou de torsion (le plus grand des deux) agissant sur la bride, développé lors d'un cas de charge non occasionnel
- Mfd = moment de flexion ou de torsion (le plus grand des deux) agissant sur la bride, développé lors d'un cas de charge occasionnel
- Sy = limite d'élasticité du matériau de la bride à la température de conception (en psi, ne doit pas être prise comme supérieure à 36,000 psi)
- C = diamètre du cercle de boulons.
- Ab = surface de la section transversale totale des boulons
- PD = pression de conception

Lors de l'étude de notre système, nous utilisons la première méthode, qui est la plus conservatrice. Par conséquent, si les résultats sont positifs avec la première méthode, cela signifie que la deuxième méthode sera également positive.

Dans notre système, nous allons vérifier trois brides qui sont reliées à la gare racleur et au système. Ces brides sont la bride de la ligne Principale, la bride de la ligne de production et la bride de la ligne d'évent.

Etape N°1

Pour utiliser la Première méthode, nous avons besoin des informations suivantes :

- La classe de Bride.
- Le groupe du matériau

Ces paramètres sont essentiels pour effectuer une analyse précise de l'intégrité des joints d'étanchéité des brides sous CAESAR II.

Table V-8 Résultats de la méthode Peq

Bride	Matériau	Classe	Diamètre (in)	G (mm)	Ratio %
Connexion entre la ligne de production et gare-racleur	A 105	900	6	317.5	109.51
Connexion entre la ligne d'évent et gare-racleur	A 350 Gr LF2	150	4	190.5	119.36
Connexion entre la ligne Principale et gare-racleur	A 182 Gr F60	900	2	105.1	89.70

Après avoir examiné les résultats du tableau, il apparaît que les brides ne sont pas vérifiées pour les scénarios OPE et HYD, et que le ratio est plus élevé pour le scénario SUS. Par conséquent, nous passons à la deuxième méthode.

Etape N°2

Pour utiliser la méthode de NC-3658.3, nous avons besoin des informations suivantes :

- Section des boulons (Bolt Area).
- Diamètre du cercle des boulons (Bolt Circle Diamètre).
- Limite d'élasticité du matériau de la bride (flange yield strength).

Ces paramètres sont essentiels pour effectuer une analyse précise de l'intégrité des joints d'étanchéité des brides sous CAESAR II.

Table V-9 Résultats de la méthode NC-3658.3.

Bride	Matériau	Classe	Diamètre (in)	G (mm)	Ratio %
Connection entre la ligne de production et gare-raqueur	A 105	900	6	317.5	7.89
Connection entre la ligne d'évent et gare-raqueur	A 350 Gr LF2	150	4	190.5	17.07
Connection entre la ligne Principale et gare-raqueur	A 182 Gr F60	900	2	165.1	4.70

D'après les résultats du tableau, nous avons vérifié les brides avec succès en utilisant la méthode NC-3658.3.

Cette méthode permet de s'assurer que les brides sont conformes aux exigences de résistance et de sécurité. Les paramètres critiques tels que la section des boulons, le diamètre du cercle des boulons et la limite d'élasticité de la bride ont été pris en compte pour cette vérification.

V.8 Conclusion

En conclusion, cette étude de stress a non seulement validé la capacité du puits HNIA7 à fonctionner sous les conditions spécifiées, mais a également fourni des directives claires pour améliorer sa fiabilité et sa longévité. La méthodologie rigoureuse employée avec Caesar II s'est avérée essentielle pour anticiper les problèmes potentiels et proposer des solutions concrètes, assurant ainsi une exploitation sécurisée et efficace du puits HNIA7.

CONCLUSION GENERALE

L'analyse de stress des systèmes de tuyauterie est une discipline essentielle dans le domaine de l'ingénierie, particulièrement pour les secteurs industriels critiques tels que le pétrole et le gaz, la pétrochimie et la production d'énergie. Ce mémoire a exploré en profondeur les aspects théoriques et pratiques de cette discipline, mettant en lumière son rôle crucial dans la garantie de la sécurité et de la fiabilité des installations industrielles.

Nous avons commencé par une présentation des entreprises impliquées dans cette étude, notamment Sonatrach et GCB, pour situer le contexte industriel de notre analyse. Ensuite, nous avons examiné les fondements théoriques de l'analyse de stress, en nous concentrant sur la théorie de la résistance des matériaux et la théorie des poutres. Cette exploration théorique a fourni une base solide pour comprendre les mécanismes de contraintes et de déformations dans les systèmes de tuyauterie.

Le mémoire a ensuite détaillé les composants des systèmes de tuyauterie, les matériaux utilisés, ainsi que les normes et les schémas de tuyauterie et d'instrumentation. Une attention particulière a été portée aux supports et aux fixations, ainsi qu'à la lyre de dilatation, soulignant leur importance dans la conception et le fonctionnement efficace des systèmes de tuyauterie.

Une méthodologie complète pour le calcul du stress a été présentée, avec un focus sur l'utilisation du logiciel Caesar II. Les différentes étapes de modélisation, d'analyse et de vérification des résultats ont été discutées, accompagnées d'exemples concrets pour illustrer le processus. Cette section a permis de démontrer l'importance de l'outil logiciel dans la simplification et l'optimisation des analyses de stress.

Enfin, une étude de cas pratique sur le puits HNIA7 a été réalisée pour appliquer les concepts théoriques et les techniques de calcul de stress dans un contexte industriel réel. Cette étude a permis d'évaluer la stabilité du système, de tenir compte des conditions de température et de pression du projet, et de vérifier la conformité des brides et des déplacements du système. Les résultats ont montré comment l'analyse de stress peut être utilisée pour identifier et résoudre des problèmes potentiels avant qu'ils ne deviennent critiques.

En conclusion, ce mémoire a fourni une compréhension approfondie de l'analyse de stress des systèmes de tuyauterie, soulignant son rôle crucial dans la sécurisation et l'efficacité des installations industrielles. En combinant des concepts théoriques solides avec des applications pratiques et des recommandations, ce travail vise à servir de guide précieux pour les ingénieurs et les professionnels de l'industrie. Il est impératif que les meilleures pratiques et les avancées technologiques continuent d'être intégrées dans ce domaine pour assurer le développement de systèmes de tuyauterie encore plus sûrs et plus fiables à l'avenir.

BIBLIOGRAPHIE

[1] CHAPITRE 1 RDM (Cours de Résistance des Matériaux). La Résistance des Matériaux, Dr. M.Bettayeb.

[2] FORMATION STATIQUE Caesar II, (2018). La Résistance des Matériaux, INTERGRAPH.

[3] Logiciel RDM6. Application de flexion d'une poutre.

[4] Hexagon. Fonctionnement du Caesar II, (2022).

Spécification du matériel de tuyauterie

Piping Class	Service	Rating	Facing	C.A (mm)	Main Material	Size range (in)		Design Temperature (°C)		Design Pressure (bar/g)	Pipe Material	Fittings		Flange Material	Gasket Material	Bolts & Nuts Material	Valves				Remarks
						From	To	Min	Max			End Conn.	Material				All Body/ Bonnet	Gate, Globe, Check, Trim	Ball, Plug, Ball, Stem, Seat	End conn.	
1A3A4	DC	150	RF	3.2	CS	2	6	-5	90	18	A106Gr.B SMLS	A105 N	SW	A105 N	Spiral Wound, F-Graphite, W-316SS, IR-316SS, ONCS	A193 Gr.B7 / A194 Gr.2H Galvanized	A216 Gr.WCB	Trim No.8	Ball & Stem, A105 N + EMP Seal, R/PFE	FIG	
1A6A5	DC, GI, PH	150	RF	6	CS	0.5 2	1.5 8	-5	90	18	A106Gr.B SMLS	A105 N A234 Gr.WPB	SW BW	A105 N	Spiral Wound, F-Graphite, W-316SS, IR-316SS, ONCS	A193 Gr.B7 / A194 Gr.2H Galvanized	A216 Gr.WCB	Trim No.8	Ball & Stem, A182 Gr./F316 Soak R/PFE Ball & Stem, A105 N + EMP Seal, R/PFE	FIG FIG	
1B6A5	VA, PH	150	RF	6	LTC5	0.5 2	1.5 8	-45	90	18	A333 Gr.6SMLS	A350 Gr.LF3 Cl.1 A420 Gr.WP6	SW BW	A350 Gr.LF2 Cl.1	Spiral Wound, F-Graphite, W-316SS, IR-316SS, ONCS	A320 Gr.L7 / A304 Gr.7	A352 LCC	Trim No.12	Ball & Stem, A182 Gr./F316 Soak R/PFE + HF	SW or FIG *	
1K0A1	VA	150	RF	0	SS 316	0.5 2	1.5 8	-90	90	18	A312 TP316/TP316L Dual Gr.6SMLS	A182 F316/TP316L A403 Gr.WP316 / WP316L Cl.M.S	SW BW	A182 Gr.F316/TP316L Bl.	Spiral Wound, F-Graphite, W-316SS, IR-316SS, ONCS	A193 Gr.BM Cl.1 / A194 Gr.8MA	A353 Gr.C75M	Trim No.12	Ball & Stem, A182 Gr./F316 Soak R-PTFE	SW or FIG *	
5Q0A1	Cl, PH	1500	RTJ	0	SS Duplex	0.5 2	1.5 4	-5	95	228	A790 Gr.2205 UNS S32205	A182 Gr.F60 A815 Gr.2205 Cl.WP/5	SW BW	A182 Gr.F60	Ring Joint, Soft Inertive Packed	A453 Gr.F60 Cl.A / A483 Gr.F60 Cl.A	A495 Gr.4A	Trim No.12	Ball & Stem, A182 Gr./F60 Soak R/PFE + HF	SW or FIG *	
9A3A4	DC, GI, PH	900	RTJ	3.2	CS	0.5 2	1.5 12	-5	90	95	A106 Gr.B SMLS	A105 N A234 Gr.WPB	SW BW	A105 N	Ring Joint, Soft Iron	A193 Gr.B7 / A194 Gr.2H Galvanized	A216 Gr.WCB	Trim No.12	Ball & Stem, A182 Gr./F316 Soak R/PFE Ball & Stem, A105 N + EMP Seal, R/PFE	SW or FIG *	
9A6A5	DC, GI, PH	900	RTJ	6	CS	0.5 2	1.5 24	-5	90	120	A106 Gr.B SMLS	A105 N A234 Gr.WPB	SW BW	A105 N	Ring Joint, Soft Iron	A193 Gr.B7 / A194 Gr.2H Galvanized	A216 Gr.WCB	Trim No.12	Ball & Stem, A182 Gr./F316 Soak R/PFE Ball & Stem, A105 N + EMP Seal, R/PFE	SW or FIG *	
9K0A1	Cl	900	RTJ	0	SS 316	0.5 2	1.5 2	-5	90	120	A312 TP316/TP316L Dual Gr.6SMLS	A182 F316/TP316L	SW	A182 Gr.F316/TP316L Bl.	Ring Joint, Soft Iron	A193 Gr.BM Cl.1 / A194 Gr.8MA	A182 Gr.F316L	SS316 + Swirlx-6	Ball & Stem, 316SS Soak R/PFE	SW or FIG *	
9K0A4	Cl	900	RTJ	0	SS 316	0.5 2	1.5 2	-5	90	95	A312 TP316/TP316L Dual Gr.6SMLS	A182 F316/TP316L	SW	A182 Gr.F316/TP316L Bl.	Ring Joint, Soft Iron	A193 Gr.BM Cl.1 / A194 Gr.8MA	A182 Gr.F316L	SS316 + Swirlx-6	Ball & Stem, 316SS Soak R/PFE	SW or FIG *	

ANNEXES

Piping Class	Service	Rating	Facing	CA (mm)	Main Material	Size range (in)		Design Temperature (°C)		Design Pressure (barg)	Pipe Material	Fittings		Flange Material	Gasket Material	Bolts & Nuts Material	Valves				Remarks				
						From	To	Min	Max			Material	End Conn.				All: Body, Bonnet	Gate, Globe, Check, Trim	Ball Plug, Ball, Stem, Seat	End conn.					
900A1	PH, VA	900	RTJ	0	SS Duplex	0.5	1.5	-37	90	120	A790 Gr.2205 UNS S32205	A183 Gr.F50	SW	A182 Gr.F50	Ring Joint Soft Ionotropic Polymer	A453 Gr.560 CL.A / A453 Gr.560 CL.A	A182 Gr.F50+ SMIITE-6	Ball & Stem: A182 Gr.F50 Seat: A182 Gr.F50U HF	SW or FIG *	FIG					
						2	6					A815 Gr.2205 CL.WP.WK	BW									A995 Gr.4A	Trim No.12	Ball & Stem: A182 Gr.F50U HF Seat: A182 Gr.F50U HF	FIG
						8	24					A815 Gr.2205 CL.WP.WK S32205ENV	BW												
2A3A4	WI	2500	RTJ	3.2	CS	0.5	1.5	-5	90	280	A491 SL Gr.300	A694 Gr.F70	BW	A694 Gr.F70	Ring Joint, Soft Ion	A193 Gr.87 / A194 Gr.2H Galvanized	A694 Gr.F70	Trim No.12	Ball & Stem: A182 Gr.F50U HF Seat: A182 Gr.F50U HF	FIG (*)					
						2	12					A860 Gr.WMHV	BW									A995 Gr.4A	Trim No.12	Ball & Stem: A105 N + EMP Seat: 316SS + HF	FIG

P&ID de Puit HNIA7

