



BIBLIOTHÈQUE

CÉGEP DE L'ABITIBI-TÉMISCAMINGUE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC EN ABITIBI-TÉMISCAMINGUE

Mise en garde

La bibliothèque du Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue et de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) a obtenu l'autorisation de l'auteur de ce document afin de diffuser, dans un but non lucratif, une copie de son œuvre dans [Depositum](#), site d'archives numériques, gratuit et accessible à tous. L'auteur conserve néanmoins ses droits de propriété intellectuelle, dont son droit d'auteur, sur cette œuvre.

Warning

The library of the Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue and the Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) obtained the permission of the author to use a copy of this document for nonprofit purposes in order to put it in the open archives [Depositum](#), which is free and accessible to all. The author retains ownership of the copyright on this document.

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC EN ABITIBI-TÉMISCAMINGUE

**APPROCHE MULTICRITÈRES POUR L'ESTIMATION DES PRESSIONS
LIMITES ET ANALYSE DE FATIGUE DES POMPES CENTRIFUGES**

MÉMOIRE

PRÉSENTÉ

COMME EXIGENCE PARTIELLE

DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

PAR

SALIFOU ADAM ABDOURAHAMANE

Décembre 2021

DÉDICACE

À ceux qui m'ont toujours aimé honorablement;

Mes parents, qui ont toujours cru en moi et m'ont accompagné moralement tout au long de ce parcours. L'éducation, les soins et les conseils qu'ils m'ont prodigués m'ont toujours guidé pour faire les bons choix dans ma vie. Sans leurs soutiens, et encouragements, rien n'aurait été possible.

À ma femme, mes frères et mes sœurs, qui étaient toujours là pour me soutenir et m'encourager. Particulièrement à vous Antoine FERRON et

Habsatou SALIFOU.

Je les remercie de tout mon cœur.

REMERCIEMENTS

Je voudrais dans un premier temps remercier mon directeur de recherche, le professeur Hatem MRAD qui m'a guidé avec beaucoup d'attention, de la confiance qu'il m'a témoignée, des discussions fructueuses ainsi que pour l'aide appropriée pour la réalisation de ce projet.

J'exprime ma profonde reconnaissance au professeur Fouad ERCHIQUI pour son professionnalisme, son savoir pour l'amélioration et la qualité de ce travail.

J'adresse ma profonde gratitude envers le professeur Tahar TAFTICHT, pour ses conseils; son aide et ses encouragements.

J'adresse mes sincères remerciements à M. Lotfi TOUBAL Directeur du programme de maîtrise en ingénierie, concentration génie mécanique à l'Université du Québec à Trois-Rivières; pour sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils qui ont contribué sans doute à alimenter ma réflexion.

Je remercie également le directeur du département de l'innovation de TECHNOSUB M. Mathieu PARÉ et son équipe, particulièrement M. Thomas MBOCK, pour leur coopération, leur ouverture d'esprit ainsi que leur professionnalisme.

Je tiens également à remercier M. Jessé AUMOND-BEAUPRÉ, responsable des laboratoires à l'UQAT pour m'avoir accompagné et prodigué des conseils tout au long des essais expérimentaux.

Je remercie énormément le professeur Mohamed Abdelaziz, de l'Université française d'Égypte, pour ses précieux conseils et recommandations.

J'exprime ma sincère gratitude envers l'UQAT et à ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail. Enfin je remercie mes amis et collègues : Jules Hade Darankoum, Martin TAIKI, Khalid MAINA, Ibrahime HAMANI, Abdoul-Aziz ALGUIMA.

RÉSUMÉ

Les pompes centrifuges multiétages sont des équipements qui opèrent dans des conditions dynamiques, où le débit et la pression du fluide varient constamment. Ces dernières doivent se conformer à plusieurs normes d'utilisation nationales et internationales, notamment celles relatives à la résistance mécanique, aux performances, à la durabilité et aux modes d'installations. La conception de ces dispositifs est un réel défi d'ingénierie en tenant compte de leur complexité et conditions de travail assez variables et imprévisibles ainsi que leurs installations. Le projet de recherche actuel est une continuité d'un projet de maîtrise antérieur qui a eu comme objectif principal la prédiction, en mode statique, des pressions d'éclatement des ESP. Ainsi, l'objectif premier du projet est de développer un modèle de prédiction de la pression limite des pompes centrifuges multiétages (M) à haute (H) pression de type Technojet par une approche basée sur l'exploration de données issues des essais expérimentaux. Quatre modèles de section de décharges commercialisés sous la désignation MH40-65; MH80-125; MH100-125; MH125-150 sont étudiés. La prédiction des pressions limites utilise les critères de la mécanique de la rupture tels que : le critère de TRESCA, de la déformation plastique équivalente (PEEQ) ainsi que de la densité d'énergie de déformation (SENER). Le PEEQ est le critère le plus pertinent avec des valeurs de pressions limites allant de 17 à 22,2 MPa. Quant au critère de la densité d'énergie de déformation (SENER), il a donné des valeurs de 16 à 23 MPa alors que le critère de TRESCA à donner des estimations allant de 20 à 24,5 MPa. Ensuite, les résultats de cette prédiction seront utilisés pour analyser le comportement dynamique de ces pompes. En ce qui concerne la zone de fatigue oligocyclique, ce sont les modèles M3 et M4 qui seront les premiers à se déformer plastiquement après l'application d'une pression de 3555 PSI avec un nombre faible de cycles respectivement de 559758 et 309742 tandis que pour le modèle M2 le nombre de cycles est 986280 avant la rupture.

Mots – clés : pompes centrifuges, pression limite, plasticité, critère d'état limite, régression linéaire, fatigue, éléments finis, optimisation topologique.

ABSTRACT

The multistage centrifugal pumps are equipment that operates in dynamic conditions, where the flow and pressure of the fluid constantly vary. The latter must comply with several national and international standards of use, those relating to mechanical strength, performance, durability, and installation modes. The design of this equipment is a real engineering challenge considering their complexity and rather variable and unpredictable working conditions as well as their facilities. The current research project is a continuation of an earlier control project whose main objective was to predict, in static mode, the burst pressures of the ESP. Thus, the primary objective of the project is to develop a model for predicting the limit pressure of multistage centrifugal pumps (M) to high (H) pressure of the Technojet type by an approach based on the exploration of data from experimental tests. Four commercial pumps, under the designation MH40-65; MH80-125; MH100-125; MH125-150; are studied. The prediction of limit pressures uses the criteria of fracture mechanics such as the TRESCA criterion, equivalent plastic deformation (PEEQ) as well as deformation energy density (SENER). PEEQ is the most relevant criterion with limit pressure values ranging from 17 to 22.2 MPa. As for the criterion of the density of deformation energy (SENER), it gave values of 16 to 23 MPa while the criterion of TRESCA to give estimates ranging from 20 to 24.5 MPa. Then, the results of this prediction will be used to analyze the dynamic behaviour of these pumps. Regarding the low cycle fatigue zone, the M3 and M4 are the models that will be the first to deform plastically after applying a pressure of 3555 PSI with a low number of cycles of 559,758 and 309,742 respectively while for the M2 model the number of cycles is 986,280 before failure.

Keywords: centrifugal pumps, limit pressure, plasticity, limit state criteria, linear regression, fatigue, finite elements, topological optimization.

Table des matières

DÉDICACE	i
REMERCIEMENTS	ii
RÉSUMÉ	iii
ABSTRACT	ii
Table des matières	iii
1.1.1	vii
1 : CONTEXTE DU PROJET	8
1.1 Introduction	8
1.2 Contexte et problématique de l'étude	9
1.3 Objectifs	10
1.3.1 Objectif général	10
1.3.2 Objectifs spécifiques	11
1.4 Méthodologie	12
1.5 Matériel	15
2 : ÉTAT DE L'ART	16
2.1 Introduction	16
2.2 Généralités sur les pompes centrifuges multiétages	16
2.3 Fonctionnement	17
2.4 Code et standard	18
2.5 Les équipements sous haute pression	19
2.5.1 Dimensions :	19
2.5.2 Conception finale	20
2.6 Comportement des sections cylindriques à paroi épaisses sous pression :	21
2.7 Critère de défaillance	22
2.7.1 Déformation excessive de la paroi	22
2.7.2 Déformation plastique de la paroi :	23
2.7.3 Équation de Lamé	23

2.7.4	Équation de Birnie.....	26
2.7.5	Équation de Barlow.....	27
2.8	Étude dynamique basée sur les déformations :	27
2.8.1	Approche de la fatigue basée sur les déformations :.....	29
2.8.2	La relation Coffin-Manson.....	29
2.8.3	Influence de la contrainte moyenne :	31
2.8.4	Approximation de la courbe de Wöhler :	33
2.8.5	Facteurs influençant sur l'endurance des pièces :	34
2.9	Conclusion.....	36
3	: CALIBRAGE DES SECTIONS DE DÉCHARGE.....	37
3.1	Objectifs	37
3.2	Travail préliminaire	37
3.3	Propriété mécanique de la fonte ductile	39
3.4	Choix des cycles de pression.....	41
3.5	Choix et validation des conditions aux limites.....	42
3.6	Convergence de maillage	44
3.7	Validation du calibrage avec la simulation numérique	45
4	: PRÉDICTION DE LA PRESSION LIMITE	47
4.1	Influence des variables géométriques sur la pression.....	47
4.2	Formulation analytique.....	48
4.3	Pression limite basée sur une approche multicritère	51
4.3.1	Critère 1 : TRESCA	51
4.3.2	Critère 2: Déformation plastique équivalente (PEEQ).....	53
4.3.3	Critère 3 : Densité d'énergie de déformation (SENER).....	55
5	: CALCUL DE LA DURÉE DE VIE EN FATIGUE.....	58
5.1	Introduction	58
5.2	Applications aux sections de décharge.....	58
5.3	Contexte du plan critique	58

5.3.1	Essais sous chargement cyclique	59
5.3.2	Calcul de la durée de vie	64
5.4	Simulation numérique	66
5.4.1	Introduction.....	66
5.4.2	Méthodes des calculs en fatigue.....	67
6	: RÉSULTATS ET DISCUSSION	74
6.1	Modèle de prédiction de la pression limite :	74
6.2	Estimation de la durée de vie avec le logiciel FE-SAFE :	78
6.3	Optimisation structurelle	85
6.3.1	Introduction.....	85
6.3.2	Optimisation topologique des sections de décharge :	85
6.3.3	L’algorithme SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization)	89
6.3.4	Formulations du problème d’optimisation	89
	CONCLUSION ET PERSPECTIVES	97
	ANNEXES	101
	BIBLIOGRAPHIE	104

Liste des tableaux

Tableau 2-1 : Dimensions parois des modèles (M2 ; M3 ; M4)	20
Tableau 3-1 propriétés mécaniques de la fonte ductile 65-45-12	39
Tableau 3-2 couple de serrage ^[47]	43
Tableau 3-3 dimensions des tirants	43
Tableau 3-4 : Désignation	46
Tableau 3-5 : Déformation suivant l'axe Y du modèle M2	46
Tableau 4-1: Facteur de sécurité	47
Tableau 4-2 Modèle analytique.....	49
Tableau 4-3 : Influence du rapport K.....	49
Tableau 4- : Surface de contact (M2, M3, M4).....	50
Tableau 4-5 Contrainte de Tresca (MPa).....	53
Tableau 4-6 Déformations plastiques équivalentes.....	54
Tableau 4-7 densités d'énergie de déformation – Pression.....	57
Tableau 5-1 Amplitude des déformations	63
Tableau 5-2 Propriété en fatigue de la fonte ductile 65-40-12.....	65
Tableau 5-3 : Estimation de durée de vie en cycles	65
Tableau 5-4 Historique des chargements Modèle M2	71
Tableau 5-5 Historique des chargements Modèle M3	72
Tableau 5-6 Historique des chargements Modèle M4	73
Tableau 6-1 rapports détaillés de la régression linéaire :	76
Tableau 6-2 valeurs des constantes	76
Tableau 6-3 calculs de l'écart	77
Tableau 6-4 Durée de vie en fatigue (FE-Safe)	83
Tableau 6-5 Résultats des valeurs après optimisation.....	95

Liste des figures

Figure 1-1 Organigramme de la méthodologie	13
Figure 1-2 : Matériel : a- Sections de décharge ; b- Pompe Manuelle ; c- Système d'acquisition ; d- Chèvre de levage ; e- gabarit de protection.....	15
Figure 2-1 vue éclatée d'une pompe multiétage ^[47]	17
Figure 2-2 Protocole de pressurassions standards ^[45]	19
Figure 2-3 : Paroi cylindrique épaisse ^[38;13]	21
Figure 2-4: Répartitions des contraintes tangentielles et radiales ^[38;13]	22
Figure 2-5 Éprouvette, extensomètre et pinces pour les essais de fatigue à déformation contrôlée.....	27
Figure 2-6 : Description du phénomène de la résistance à la fatigue ^[16]	29
Figure 2-7 : Comportement cyclique du matériau en fatigue à déformation contrôlée ^[25]	30
Figure 2-8 : Allure générale d'une courbe de Wöhler ^[62]	34
Figure 3-1 : modélisation de la paroi sous pression ^[26 ;27]	38
Figure 3-2 Essai de traction de la fonte ductile 65-45-12 - Courbe de plasticité (projections en rouge).....	40
Figure 3-3 Chargements cycliques.....	41
Figure 3-4 Maillages des différents modèles.....	44
Figure 3-5 : Banc d'essai de la section de décharge (identification du point de référence).....	45
Figure 3-6: Simulation numérique dans ABAQUS.....	46
Figure 4-1 : Pression de travail à la décharge ^[47]	47
Figure 4-2 : Pression - Rapport - K.....	50
Figure 4-3 distributions des états de contrainte en 2D suivant le critère de TRESCA.....	52
Figure 4-4 graphes Pression - PEEQ.....	54
Figure 4-5 États limites SENER.....	56
Figure 4-6 Pression – SENER.....	57

Figure 5-1 Jauges de déformations – ϵ	62
Figure 5-2 Boxplot des déformations.....	64
Figure 5-3 pressions cycliques.....	66
Figure 5-4 Amplitude.....	67
Figure 5-5 modèle géométrique soumise à un chargement multiaxial.....	68
Figure 5-6 Introduction du chargement.....	69
Figure 5-7 Décomposition des efforts en états unitaires.....	69
Figure 6-1 évaluations de la durée de vie du modèle M2.....	79
Figure 6-2 évaluations de la durée de vie en appliquant le critère de GOODMAN ..	80
Figure 6-3 évaluations de la durée de vie suivant le critère de SONDERBERG	81
Figure 6-4 évaluations de la durée de vie selon le critère de MORROW.....	82
Figure 6-5 Zones critiques	84
Figure 6-6 Densités d'énergie de déformation des nœuds critiques des modèles	88
Figure 6-7 solutions de l'optimisation topologique des sections de décharge	91
Figure 6-8 Comparaison de $\eta(\rho) = \rho p$. Il montre l'importance du facteur de pénalisation. (Deaton et grandhi ^[33]).....	92
Figure 6-9 convergence de la solution	94
Figure 6-10 modèle géométrique avant et après optimisation	96

Liste symbole et leur définition

SENER : densité d'énergie de déformation
PEEQ : déformation plastique équivalente
ATOM : Module d'optimisation topologique d'Abaqus
 σ_m : contrainte moyenne
 σ_{max} : contrainte maximale
 σ_{min} : contrainte minimale
 $\Delta\sigma$: étendue de contrainte
 Se' : limite endurance éprouvette
 Sf' : limite résistance à la fatigue éprouvette
 σ_a = amplitude de la contrainte sinusoïdale imposée
 S_f = résistance à la fatigue pour une vie N donnée
(due à une contrainte sinusoïdale complètement renvers)
 S_u = contrainte ultime (résistance maximale) en traction uniaxiale
 σ'_f = coefficient de résistance en fatigue
 σ' = coefficient de résistance en fatigue
 ϵ'_f = ductibilité en fatigue
a=exposant de résistance en fatigue
b=exposant de ductilité en fatigue
fa : amplitude de la contrainte de flexion
ta : amplitude de la contrainte de cisaillement (torsion)
fm : contrainte moyenne de flexion
tm : contrainte moyenne de cisaillement (torsion)
 $\sigma-1$: limite d'endurance en traction alternée symétrique
f-1 : limite d'endurance en flexion alternée symétrique
 $\tau-1$: limite d'endurance en torsion alternée symétrique
 R_m : résistance maximale de traction
 τ_u : résistance maximale au cisaillement
 σ_{hhmin} : contrainte normale minimale
 σ_{hhmax} : contrainte normale maximale
 σ_{hha} : amplitude de la contrainte normale
 $\sigma_{hha}(t)$: partie alternée de la contrainte normale à l'instant t
 σ_{hhm} : contrainte normale moyenne
 σ' = coefficient de résistance en fatigue
 ϵ'_f = ductibilité en fatigue
a=exposant de résistance en fatigue
b=exposant de ductibilité en fatigue
 σ_t =contrainte tangentielle
 σ_r =contrainte radiale
P =Pression
r0 =rayon du diamètre extérieur
ri =rayon du diamètre intérieur
t =épaisseur de la paroi=r0-ri

1 : CONTEXTE DU PROJET

1.1 Introduction

Généralement utilisées afin de transporter des fluides, les pompes sont des dispositifs essentiels dans le secteur de l'industrie. Les procédés industriels impliquant des pompes centrifuges nécessitent des performances très élevées pour pomper de grandes quantités de fluide, généralement à des hauteurs élevées ^[59]. Les pompes sont alors très sollicitées, ce qui n'est pas sans impact sur ces dernières, du fait des contraintes mécaniques, mais aussi thermiques ^[57]. La sécurité et la sûreté de ces machines sont donc importantes. Il existe différents procédés de fabrication des composants d'une pompe. Cela a un impact sur les propriétés originelles des matériaux et leur comportement. Le moulage, utilisé pour la fabrication de l'enveloppe extérieure des pompes, est le principal procédé. L'usinage permet quant à lui d'assurer la finition des surfaces fonctionnelles de la pompe. La structure extérieure des pompes est faite en fonte ductile, car ce matériau est beaucoup moins couteux que l'acier par exemple et présente en outre d'autres avantages : son taux de retrait et sa température de coulée, 2 fois moins que celle de l'acier. Les pièces en fonte ductile présentent alors des propriétés très intéressantes telles qu'une porosité moindre et des fissures plus résistantes. Cependant, avant et après le moulage, les propriétés thermomécaniques sont assez différentes. Il est difficile de prédire les pressions limites lorsque la fonte est soumise à des pressions et températures extrêmes. Il y a néanmoins une façon d'y arriver, même si très couteuse, c'est le surdimensionnement. Les microfissures ne sont pas les seules causes de dégradation des performances d'une pompe, il a été constaté que les premières déformations permanentes le sont aussi.

1.2 Contexte et problématique de l'étude

Le projet de recherche actuel s'inscrit dans le cadre de la continuité d'un projet de maîtrise antérieur qui a eu comme objectif principal la prédiction en mode statique des pressions d'éclatement des équipements sous pression ^[45]. La détermination du taux de déformation dans la section de décharge et la localisation de l'endroit permettent de choisir de meilleures conditions opératoires pour la pompe.

Les déformations peuvent être causées par :

- Les sollicitations dynamiques des impulseurs et de l'arbre
- Le non-équilibre des écrous d'assemblage
- Le type de fixation de la pompe

Des études ont été menées afin de trouver de plus fiables conditions de fonctionnement des équipements sous température et pression ^[58]. Ces derniers ont permis de mettre en place des approches pour prédire des pressions de pré-éclatement et d'éclatement ESP. YU et LIU ^[39] se sont intéressés au dimensionnement et à la fracture d'éléments tels que les impulseurs des pompes centrifuges lorsqu'ils sont soumis à des pressions de contact et le couple de l'axe moteur. IVERSEN et AL ^[35] ont quant à eux étudié l'impact de la distribution de pression dans la volute et la force radiale sur les impulseurs. D'autres auteurs ont préféré l'approche des éléments finis pour simuler une fracture sur les tubes en acier ductile. Leurs études se sont basées sur des critères tels que la déformation plastique globale et le J-intégrale ^[60] afin de calculer des densités d'énergie de déformation plastique. Concernant les structures en fonte ductile, la modélisation de l'endommagement doit suivre des critères adéquats au comportement fragile et ductile de fonte. L'apparition de fissures macroscopiques est souvent considérée comme étant due à l'accumulation de dommages dans le matériau au niveau microscopique ou macroscopique. Il a été démontré que prédire des états aux limites, dépend des facteurs spatio-temporels. Plus le nombre d'aléas pris en compte est élevé, plus il y'a de chance d'aboutir à des résultats de prédiction précis.

L'extrapolation des données est une étape clé. Afin de la réaliser, il est important d'avoir des données valides, après expérimentation. C'est pourquoi nous nous intéresserons aux défaillances mécaniques des pompes et à leur baisse de performance, dues aux conditions limites. Ces pompes doivent respecter les normes nationales et internationales contre tout risque de défaillance.

Cependant, très peu de travaux se sont concentrés sur la partie de la section de décharge des pompes centrifuges et très peu de modèles existent pour la prédiction des pressions limites pour un matériau et une géométrie donnée, car ils ne sont généralement pas applicables à ces types modèles. L'identification des zones où se concentrent les contraintes sur la structure et les pressions aux limites seront recommandées. Comme vu plus haut, ces pressions fluctuent de façon permanente par rapport à l'état du fluide et par rapport au type d'installation de la pompe.

Ce projet de recherche consistera non seulement à développer un modèle de prédiction de pression limite fiable et précis pour n'importe quelle géométrie, mais aussi à calculer la durée de vie en fatigue sous chargement dynamique de la section de décharge des pompes centrifuges TECHNOJET de la série MH en fonte ductile (65-45-12).

1.3 Objectifs

1.3.1 Objectif général

L'objectif global du projet de recherche est d'utiliser la technologie numérique pour prédire la pression limite des modèles de pompes centrifuges TECHNOJET :

- À l'aide de normes adaptées au comportement thermomécanique de la fonte ductile, déterminer les zones de concentrations de contraintes critiques des modèles de pompe.
- Établir un modèle général pour que la pression limite sur la géométrie variable puisse être déterminée
- Calculer la durée de vie en fatigue des 4 modèles en condition réelle

1.3.2 Objectifs spécifiques

Des normes et des travaux de recherche sont conditionnés afin de garantir le fonctionnement optimal et sécuritaire, cependant des recherches sont en cours quant à leur fiabilité portant sur les matériaux : c'est la « psychologie des matériaux ». Elle est consacrée à prédire le comportement de ces derniers en vue de les rendre fiables lors de leurs utilisations dans des conditions extrêmes. Les structures des équipements sous pressions sont asservies à des incitations fluctuantes au cours du temps. La répétition de cycles d'effort modifie et dégrade les matériaux et peut conduire, à terme, à la rupture de pièces d'où l'intérêt de comprendre et de quantifier le comportement des fissures.

Les objectifs précis de ce projet de recherche sont :

- Réaliser les essais expérimentaux avec un banc d'essai adéquat.
- Vérifier l'influence des variables géométriques sur la conception.
- Appliquer des critères de la mécanique de rupture pour le cas des matériaux en fonte ductile (65-45-12).
- Établir une méthode d'extrapolation pour déterminer la pression limite des 4 pompes géométriques différentes.
- Calculer la durée de vie en fatigue.

1.4 Méthodologie

Une étude dynamique des équipements sous pression requiert dans un premier temps, la caractérisation des propriétés mécaniques du matériau (Tableau 3-1). Ensuite, il faudra appliquer les conditions aux limites (Figure 0-1 et Figure 0-2) et les sollicitations dynamiques les plus fidèles aux conditions réelles d'utilisation de la pompe. Pour déterminer les différentes déformations (ϵ_{\min} , ϵ_{moy} , ϵ_{\max}) du comportement cyclique de la pompe, un chargement cyclique sera imposé lors des essais expérimentaux. Ainsi le comportement décrira une variation cyclique de pression permettant de connaître l'amplitude de la déformation. Les limites des déformations seront mesurées par les différentes jauges de déformations

La modélisation de l'équipement doit prendre en considération les variabilités des sollicitations appliquées et les différentes propriétés mécaniques, physiques et thermiques. Afin de faciliter l'application des approches citées précédemment, un organigramme Figure 1-1 est mis en place à cet effet :

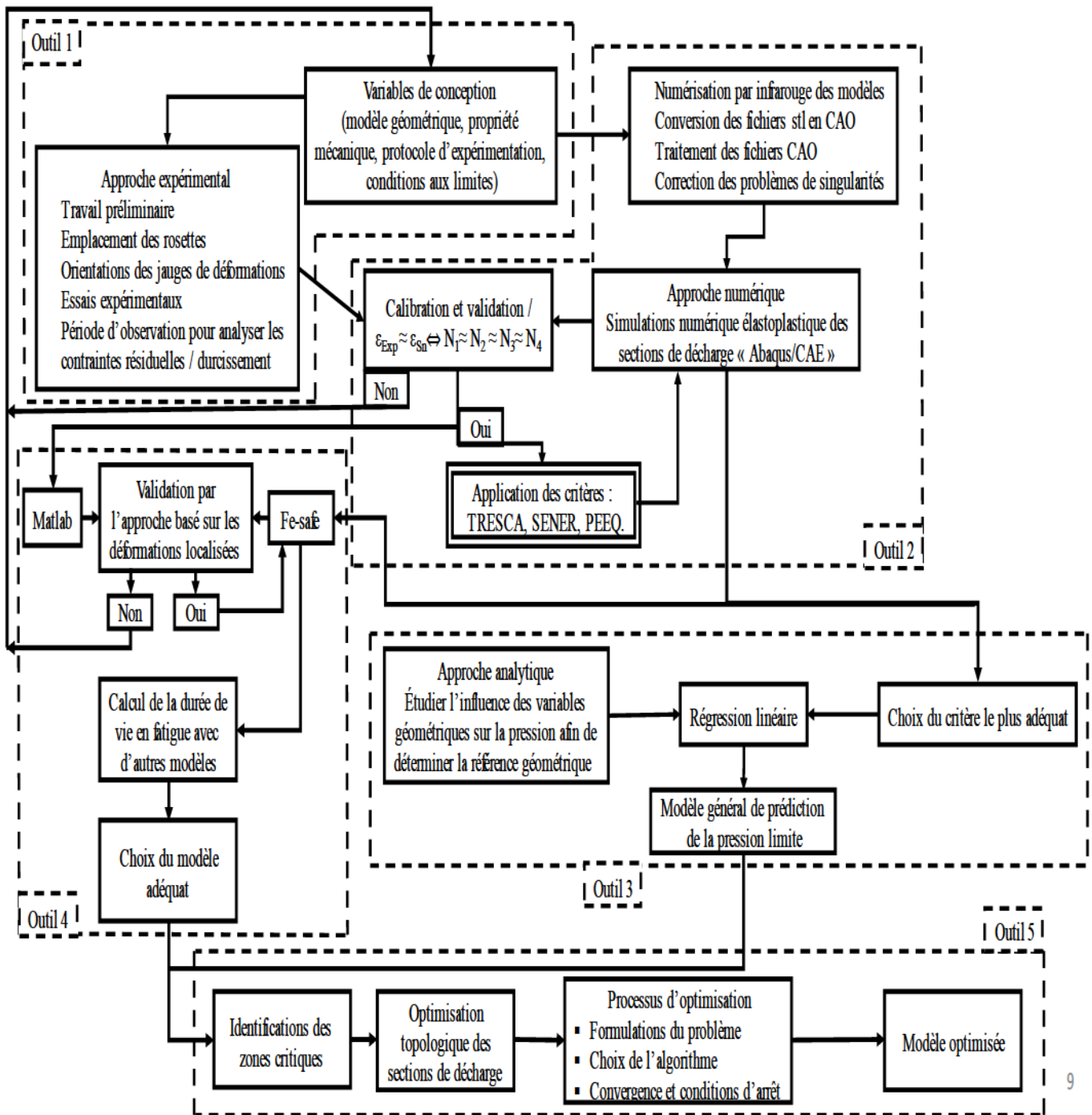


Figure 1-1 Organigramme de la méthodologie

Le premier outil concerne la définition des variables de conception. Ces variables seront prises en considération dans un premier temps lors des essais expérimentaux. Concernant l'approche expérimentale, elle comporte un certain nombre de points clés telle une période d'observation pour analyser les contraintes résiduelles/durcissement. Les variables de conception seront prises en compte également pour l'approche numérique. Le deuxième outil servira pour la calibration et la validation du modèle numérique avec les essais expérimentaux. Après l'exécution des outils 1 et 2, on pourra alors établir le modèle général de prédiction de la pression limite avec le présent outil, c'est-à-dire le troisième outil. La première étape est de choisir le critère le plus adéquat, en second lieu d'utiliser l'approche analytique pour déterminer la référence géométrique. À la fin, la méthode des moindres carrés sera appliquée pour déterminer le modèle général de prédiction de la pression limite. Pour le quatrième outil, il s'agira de déterminer le modèle adéquat pour l'étude de la fatigue pour ces sections de décharge. La première des choses à faire est de faire la validation des déformations localisées obtenues d'une part lors des essais expérimentaux et d'autre part, avec les simulations numériques. Lorsque la validation aura été faite, il s'agira ensuite de faire pour d'autres modèle de fatigue dans le but de choisir le modèle adéquat pour les pompes centrifuges. En fin de parcours, après avoir fait l'identification des zones de concentrations de contrainte sur le modèle géométrique, on procéderait alors à l'optimisation topologique de la section de décharge pour pallier ce problème.

1.5 Matériel

La première étape effectuée est la numérisation par infrarouge des sections des décharges vu la complexité des modèles géométriques par un expert en numérisation 3D. Par la suite, étant donné que les fichiers sont sous l'extension STL, une conversion en CAO est nécessaire pour faire le traitement de ces fichiers pour corriger des problèmes de singularités (rayon de courbure, chanfrein, congés, etc.). La prochaine étape était de faire venir les sections de décharge au laboratoire de l'UQAT pour la préparation du banc d'essai. Et enfin, pour mener à bien les essais expérimentaux le matériel en Figure 1-2 est mis à disposition :

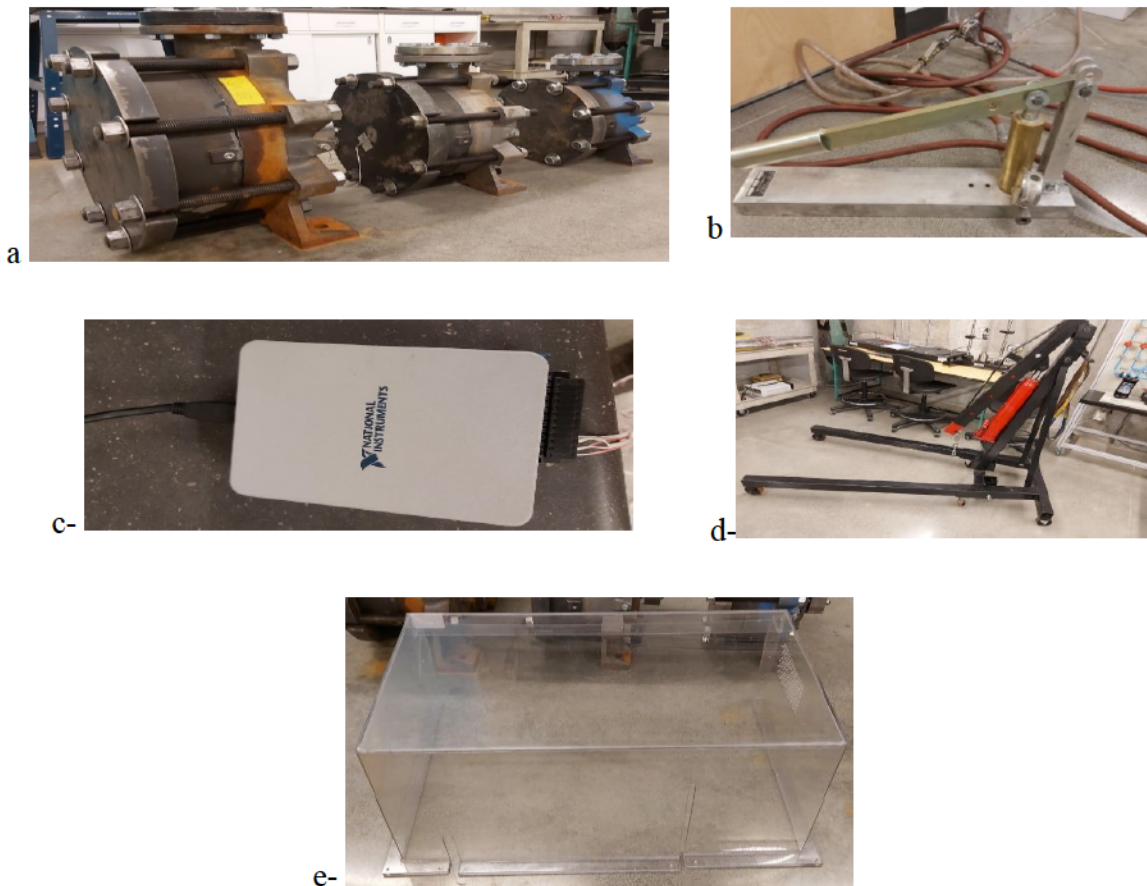


Figure 1-2 : Matériel : a- Sections de décharge ; b- Pompe Manuelle ; c- Système d'acquisition ; d- Chèvre de levage ; e- gabarit de protection

2 : ÉTAT DE L'ART

2.1 Introduction

La première étape de la méthode consistera à revoir les spécifications et les normes utilisées pour la certification des équipements sous pression. Les travaux permettant de définir les états limites de fonctionnement en pression pour les équipements sous pression (ESP) seront examinés. Le critère admissible le plus pertinent et la loi de comportement élastoplastique en petite déformation et grande déformation seront le but des recherches. Par exemple les critères de la déformation élastoplastique seront privilégiés. Enfin il sera intéressant de vérifier l'applicabilité des méthodes d'extrapolation linéaire et non linéaire pour étendre la recherche pour toute la série des modèles de pompes étudiés.

Au second plan, il s'agira d'étudier le comportement dynamique des sections de décharge. Cela implique dans un premier temps, la caractérisation des propriétés en fatigue du matériau. Ensuite, il faudra appliquer les conditions aux limites et sollicitations dynamiques les plus fidèles aux conditions réelles d'utilisation de la pompe. Enfin, choisir le modèle de fatigue (oligocyclique, endurance) correspondant au mode d'endommagement (phase d'amorçage Ni et une phase de propagation) typique du matériau. De ce fait, une étude bibliographique permettra d'identifier les différentes étapes d'une modélisation en fatigue (cycle RainFlow, courbe Wöhler, Diagrammes de Haigh et de Goodman, Manson-Coffin) du modèle.

2.2 Généralités sur les pompes centrifuges multiétages

Les pompes centrifuges sont constituées de deux types de composants (Figure 2-1). Ces composants sont soit :

- Immobiliers

Il s'agit du corps de la pompe, des brides d'aspiration et de refoulement, de la volute et des pieds de fixation...

- Mobiles (rotations) :

Il s'agit de l'arbre, des impulseurs, des roulements, des garnitures d'étanchéité...

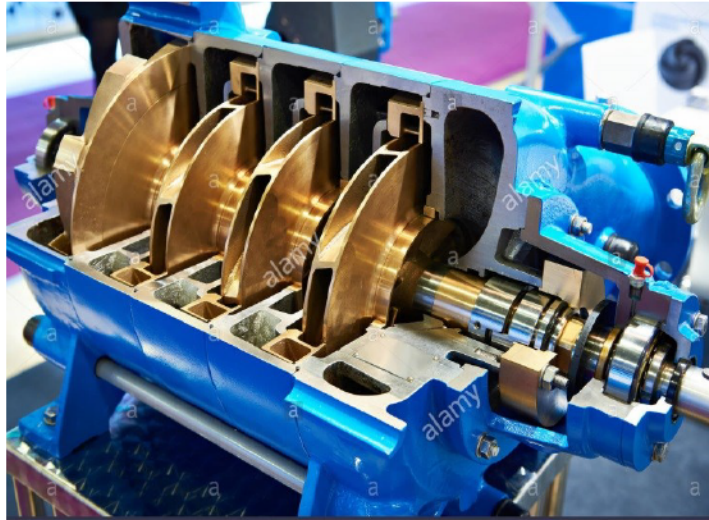


Figure 2-1 vue éclatée d'une pompe multiétage ^[47]

2.3 Fonctionnement

Le principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge multiétages est de mettre en rotation un fluide en le faisant circuler dans un impulseur à grande vitesse. Initialement, le fluide est récolté dans le conduit d'aspiration. Sa vitesse, son énergie cinétique et aussi sa pression dynamique augmentent pour donner suite à sa mise en rotation vers l'impulser. Une fois à la sortie de l'impulser, un diffuseur permet de ralentir le fluide et de le distribuer équitablement. Le fluide subit une décélération et une partie de sa pression dynamique bascule en pression statique.

Le fluide est ensuite conduit vers le canal pour être aspiré à nouveau. Le nombre de phases d'aspiration dépend du nombre d'étage que possède la pompe. Une fois sorti du dernier diffuseur, le liquide est acheminé vers le conduit de la décharge. Le gain de pression statique fourni par la pompe centrifuge est exprimé par la hauteur manométrique.

2.4 Code et standard

Un nombre considérable de normes ont été combinées pour s'adapter aux dimensionnements, au choix de la charge appliquée et au protocole utilisé pour les tests expérimentaux de la mise sous pression et dépressurisation:

- ANSI (American National Standards Institute) /API 610-1995 (American Petroleum Institute) :

Pour les pompes centrifuges, cette norme couvre les exigences minimales. Cela s'applique également aux pompes utilisées comme turbines de récupération d'énergie hydraulique dans les industries du pétrole, la chimie lourde et du gaz naturel.

Cette norme comprend les pompes classées comme suspendues, entre roulements et suspendues verticalement.

- ASME B73.1-2001,

Spécifications pour les pompes centrifuges à aspiration horizontale à traitement chimique. Cette norme comprend les pompes centrifuges horizontales, l'aspiration en bout et à décharge centrale. Elle comprend également des exigences d'interchangeabilité dimensionnelle et certaines fonctions pour faciliter l'installation et la maintenance. Le but de cette norme est que toutes les pompes de même propriété puissent être interchangeables concernant leurs dimensions de montage, leurs tailles, la position de leurs buses d'aspiration et de refoulement, leurs arbres d'entrée, ainsi que leurs plaques de base et leurs trous de boulons.

- ASME B73.2-2003,

Spécifications des pompes centrifuges verticales pour l'industrie chimique.

La première étape de la méthode consiste à utiliser une pompe hydraulique pour remplir la partie de charge avec de l'eau sous pression dans un court laps de temps clairement défini. La pression initiale ne doit pas dépasser 1000 kPa, il est à noter que

pendant toute l'expérience, la pression maximale de travail doit être doublée chaque fois, et par la même occasion ajouter 10 % de pression. La forme de décompression est sous l'aspect d'une droite linéaire décroissante. L'organigramme Figure 2-2 suivant décrit le protocole :

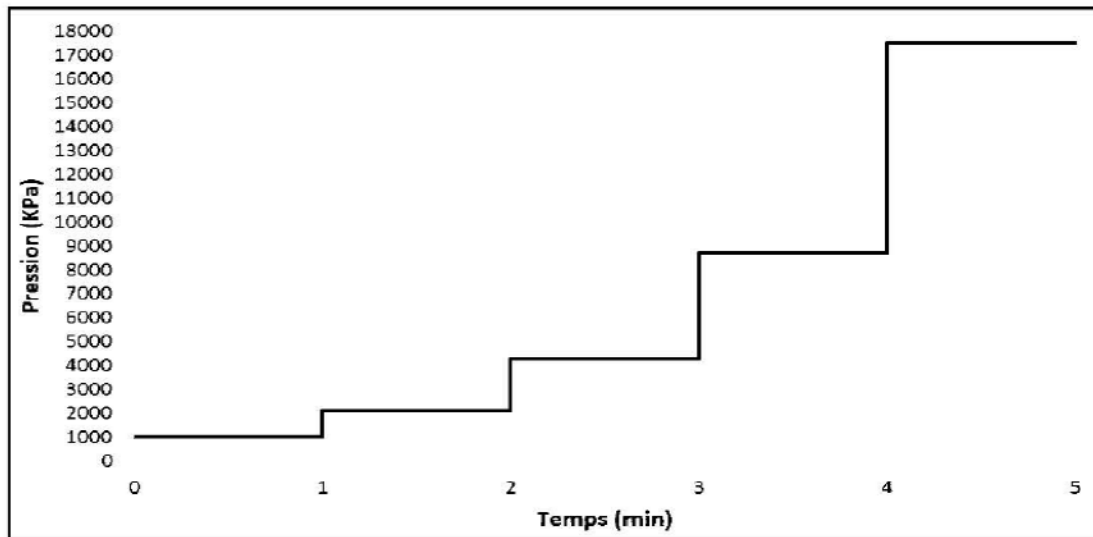


Figure 2-2 Protocole de pressurisations standards ^[45]

2.5 Les équipements sous haute pression

Les ESP sont utilisés pour stocker des fluides sous pression. Le fluide stocké peut changer d'état à l'intérieur de la paroi sous pression, comme dans le cas des chaudières à vapeur, ou se combiner avec d'autres réactifs, dans une usine chimique. C'est pourquoi les ESP sont conçus avec beaucoup de soin, car leur rupture sous pression signifie une explosion qui peut causer des pertes humaines et matérielles. Le matériau des ESP peut être fragile, comme la fonte ductile telle est dans ce cas précis.

Les ESP peuvent être classés selon leurs dimensions et leurs conceptions finales.

2.5.1 Dimensions :

Les équipements sous pression, en fonction de leurs dimensions, peuvent être classés suivant deux catégories : à paroi mince ou à paroi épaisse. Si l'épaisseur de la paroi est inférieure à 1/10 du diamètre intérieur, on parle alors de coque mince; en revanche,

on les qualifie de parois épaisses lorsqu'elle est supérieure à 1/10 du diamètre intérieur. Généralement, les parois minces sont utilisées dans les chaudières, les réservoirs et les tuyaux, tandis que les parois épaisses sont utilisées dans les cylindres à haute pression, les canons. De plus, il existe un autre critère pour classer les ESP comme parois minces ou épaisses est la pression interne du fluide (P) et la contrainte admissible (σ_t). Si la pression interne du fluide (P) est inférieure à 1/6 de la contrainte admissible, on parle alors de paroi mince. En revanche, si la pression interne du fluide est supérieure à 1/6 de la contrainte admissible, on dit qu'il s'agit d'une paroi épaisse [38].

2.5.2 Conception finale

Les ESP, selon leur conception finale, peuvent être classés à extrémité ouverte ou à extrémité fermée. Un simple cylindre avec piston, tel que le cylindre d'une presse est un exemple à une extrémité ouverte, tandis qu'un réservoir est un exemple de structure à extrémité fermée. Dans le cas des ESP à extrémités ouvertes, les contraintes circonférentielles sont induites par la pression du fluide, tandis que dans le cas à extrémité fermée, des contraintes longitudinales s'ajoutent aux contraintes circonférentielles [38].

La partie cylindrique de la section de décharge fera l'objet de l'étude vu que le fluide y transite sous haute pression avant refoulement et occasionne de fortes concentrations de contrainte.

Tableau 2-1 : Dimensions parois des modèles (M2 ; M3 ; M4)

Modèle	Rayon(mm)		Épaisseur
	re	ri	E
M4	238,00	216,33	21,67
M3	210,00	190,57	19,43
M2	180,51	166,11	14,40

Selon le mode de classification des ESP et le (Tableau 2-1), on conclut que ces sections de décharge sont à paroi épaisse et à extrémité ouverte en mode fonctionnelle. Ce qui amène à nous s'intéresser en premier lieu à l'étude des corps cylindriques à paroi épaisse sous pression et en second plan, leur mode de défaillance afin de comprendre leurs comportements et élaborer des critères d'endommagement propre aux modèles géométriques.

2.6 Comportement des sections cylindriques à paroi épaisses sous pression :

Généralement, il est de nature à rendre les épaisseurs plus conséquentes, lorsque l'enveloppe cylindrique d'un équipement sous pression est soumise à une pression interne de fluide très élevée. Mais dans le cas des parois épaisses (Figure 2-3), les contraintes ne sont pas réparties uniformément sur la section des parois.

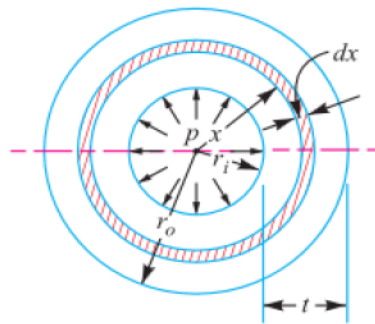


Figure 2-3 : Paroi cylindrique épaisse [38;13]

Cependant, elles développent des contraintes à la fois tangentielles et radiales dont les valeurs dépendent du rayon de l'élément considéré. La distribution des contraintes dans une coque cylindrique épaisse est illustrée à la Figure 2-4. On remarque que la contrainte tangentielle est maximale à la surface intérieure et minimale à la surface extérieure de la coque tandis que la contrainte radiale est maximale à la surface intérieure et nulle à la surface extérieure de la paroi [9].

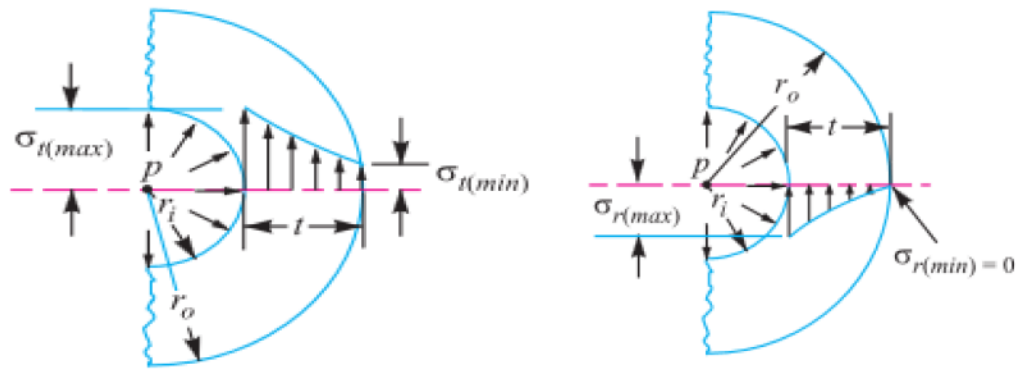


Figure 2-4: Répartitions des contraintes tangentielles et radiales [38;13]

Avec :

σ_t = contrainte tangentielle

σ_r = contrainte radiale

P = Pression

r_o = rayon du diamètre extérieur

r_i = rayon du diamètre intérieur

t = épaisseur de la paroi = $r_o - r_i$

2.7 Critère de défaillance

2.7.1 Déformation excessive de la paroi

La contrainte circonférentielle dans un équipement cylindrique sous haute pression de rayon interne r_i et d'épaisseur E, avec l'application d'une pression max interne appliquée P est donné par :

$$\sigma_c = \frac{Pr_i}{E} \quad (1)$$

Pour prévenir une déformation excessive de la paroi et en tenant compte de la contrainte limite d'élasticité σ_y , l'épaisseur sera :

$$E \leq \frac{Pr_i}{\sigma_y} \quad (2)$$

La pression issue de cette équation :

$$P_{max} = \frac{E}{r_i} * \sigma_y \quad (3)$$

2.7.2 Déformation plastique de la paroi :

Les hypothèses suivantes seront prises pour le calcul de la pression critique :

- Le matériau a un comportement élastoplastique
- La contrainte tangentielle sera considérée

$$P_{max} = \sigma_t * \ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right) \quad (4)$$

2.7.3 Équation de Lamé

En considérant l'hypothèse que les fibres longitudinales d'une paroi cylindrique sont soumises à une contrainte égale, Lamé a démontré que :

La contrainte tangentielle à tous rayons X est :

$$\sigma_t = \left[\frac{p_i(r_i)^2 - p_e(r_e)^2}{(r_e)^2 - (r_i)^2} \right] + \left[\frac{(r_i)^2(r_e)^2}{X^2} \left(\frac{p_i - p_e}{(r_e)^2 - (r_i)^2} \right) \right] \quad (5)$$

La contrainte radiale pour tout rayon X :

$$\sigma_r = \left[\frac{p_i(r_i)^2 - p_e(r_e)^2}{(r_e)^2 - (r_i)^2} \right] - \left[\frac{(r_i)^2(r_e)^2}{X^2} \left(\frac{p_i - p_e}{(r_e)^2 - (r_i)^2} \right) \right] \quad (6)$$

Puisqu'il s'agit exclusivement de la pression interne, cela implique à dire :

$$p_i = P \text{ Et } p_e = 0 \quad (7)$$

Ce qui en découle :

- La contrainte tangentielle a tout rayon X :

$$\sigma_t = \frac{p(r_i)^2}{(r_e)^2 - (r_i)^2} \left[1 + \frac{(r_e)^2}{X^2} \right] \quad (8)$$

- La contrainte radiale pour tout rayon X :

$$\sigma_r = \frac{p(r_i)^2}{(r_e)^2 - (r_i)^2} \left[1 - \frac{(r_e)^2}{X^2} \right] \quad (9)$$

On remarque que la contrainte tangentielle est toujours une contrainte de traction tandis que la contrainte radiale est une contrainte de compression. La contrainte tangentielle est maximale à la section intérieure de la paroi (*si* $X = r_i$) et minimale à la section extérieure de la paroi (*lorsque* $X = r_e$).

En remplaçant la valeur de ($X = r_i$) et ($X = r_e$) dans l'équation de la contrainte tangentielle :

- La contrainte tangentielle maximale à la section intérieure de la paroi est :

$$\sigma_{t(max)} = \frac{p[(r_e)^2 + (r_i)^2]}{(r_e)^2 - (r_i)^2} \quad (10)$$

La contrainte tangentielle minimale à la section extérieure de la paroi est :

$$\sigma_{t(min)} = \frac{2p(r_i)^2}{(r_e)^2 - (r_i)^2} \quad (11)$$

La contrainte radiale est maximale à la surface intérieure de la paroi et nulle à la surface extérieure de celle-ci.

En remplaçant la valeur de $(X = r_i)$ et $(X = r_e)$ dans l'équation de la contrainte radiale, implique que :

La contrainte radiale maximale à la surface intérieure de la paroi est :

$$\sigma_{r(max)} = -p(\text{compression})$$

La contrainte radiale minimale à la surface intérieure de la paroi est :

$$\sigma_{r(min)} = 0$$

Dans le cas des parois cylindriques en matériau ductile, c'est la contrainte de cisaillement maximale qui est prise en considération dans l'équation de Lamé.

La contrainte de cisaillement maximale en tout point d'un corps tendu est égale à la moitié de la différence algébrique entre les contraintes principales maximale et minimale en ce point.

Pour une paroi cylindrique ;

- La contrainte principale maximale à la surface intérieure est :
- $\sigma_{t(max)} = \frac{p[(r_e)^2 + (r_i)^2]}{(r_e)^2 - (r_i)^2}$
- La contrainte principale minimale à la surface extérieure est $\sigma_{t(min)} = -p$
- la contrainte de cisaillement maximal est :

$$\tau = \tau_{max} = \frac{\sigma_{t(max)} - \sigma_{t(min)}}{2} = \frac{p[(r_e)^2 + (r_i)^2]}{(r_e)^2 - (r_i)^2} - (-p) \quad (12)$$

Sachant que le rayon extérieur est la somme du rayon intérieur et de l'épaisseur E ($r_e = r_i + E$), en remplaçant la valeur de r_e dans l'expression ci-dessus, on obtient :

$$E = r_i \left[\sqrt{\frac{\tau}{\tau - P}} - 1 \right] \quad (13)$$

La valeur de la contrainte de cisaillement (τ) est généralement prise comme la moitié de la contrainte de tangentielle σ_t . par conséquent, l'expression ci-dessus peut être écrite comme suit :

$$E = r_i \left[\sqrt{\frac{\sigma_t}{\sigma_t - 2P}} - 1 \right] \quad (14)$$

Ce qui donne comme pression :

$$P_{max} = \tau - \left[\frac{\tau}{\left(\frac{E}{r_i} + 1\right)^2} \right] \quad (15)$$

2.7.4 Équation de Birnie

Selon cette théorie, la défaillance se produit lorsque la déformation atteint une valeur limite établie par l'équation de Birnie en tenant compte de l'épaisseur de la paroi:

$$E = r_i \left[\sqrt{\frac{\sigma_t + (1 - \gamma)P}{\sigma_t - (1 + \gamma)P}} - 1 \right] \quad (16)$$

D'où σ_t est la contrainte tangentielle, P la pression max.

À partir de l'équation de BIRNIE, la pression max est déterminée comme suit:

$$\frac{E}{r_i} = \sqrt{\frac{\sigma_t + (1 - \gamma)P}{\sigma_t - (1 + \gamma)P}} - 1$$

$$\left(\frac{E}{r_i} + 1\right)^2 = \frac{\sigma_t + (1 - \gamma)P}{\sigma_t - (1 + \gamma)P}$$

$$P_{max} = \frac{\sigma_t \left[\left(\frac{E}{r_i} + 1 \right)^2 - 1 \right]}{(1-\gamma) \left[1 + \left(\frac{E}{r_i} + 1 \right)^2 \right]} \quad (17)$$

2.7.5 Équation de Barlow

Cette équation est généralement utilisée pour les équipements sous très hautes pressions dans le domaine pétrolier :

$$E = \frac{Pr_e}{\sigma_t} \quad (18)$$

La pression est :

$$P_{max} = \frac{E}{r_e} * \sigma_y \quad (19)$$

2.8 Étude dynamique basée sur les déformations :

L'approche basée sur les déformations (Figure 2-5) a été initialement développée à la fin des années 1950 et au début des années 1960 en réponse à la nécessité d'analyser les problèmes de fatigue impliquant des durées de vie en fatigue assez courtes [26].

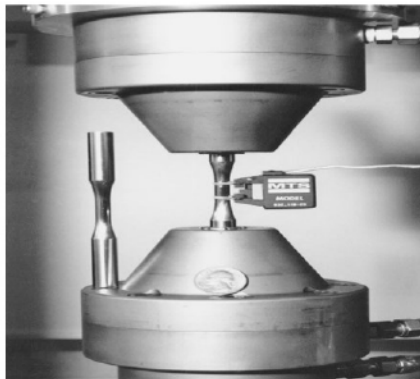


Figure 2-5 Éprouvette, extensomètre et pinces pour les essais de fatigue à déformation contrôlée.

Les applications particulières étaient les réacteurs nucléaires et les moteurs à réaction en particulier, les charges cycliques associées à leurs cycles de fonctionnement, notamment les contraintes thermiques cycliques. Par la suite, il est devenu évident que les charges de services de nombreuses machines, véhicules et structures comprennent des événements sévères occasionnels qui peuvent être mieux évalués avec une approche basée sur la déformation. En exemple on peut citer :

- La charge sur les pièces de suspension automobile causée par les nids de poule, les virages à grandes vitesses ou les routes exceptionnellement accidentées.
- Une autre situation est la perturbation transitoire des systèmes d'alimentation d'une centrale électrique.
- D'autres exemples incluent les charges sur les avions dus aux rafales dans les tempêtes, et les charges dues aux manœuvres de combat des avions de chasse de combat.

Tel est le cas de ces équipements sous haute pression qui sont soumis à divers types de chargement et doivent prévenir tous types de dommages. La fatigue d'une pièce se produit en général avec une déformation plastique localisée autour des accidents de forme (entailles, alésages, congés de raccordement...). En observant une structure sollicitée en fatigue, on peut constater la naissance de nombreuses microfissures sur la surface. On remarque aussi que les éléments qui constituent la surface du matériau sont complètement traversés par ces microfissures, lorsque le nombre de cycles appliqués est élevé.

Cela entraîne généralement une déformation ou même la ruine de la structure, ce qui impose un dimensionnement au flambage.

De ce fait, la première étape consistera à estimer la durée de vie en fatigue à partir des déformations obtenues lors des essais expérimentaux, ensuite une autre analyse sera faite dans le logiciel par éléments finis Abaqus couplé avec son module de fatigue Fe-Safe. En effet c'est pour donner suite au bilan obtenu en tenant compte des conditions réelles d'utilisation de la pompe, accroître la pression graduellement jusqu'à l'obtention du premier cycle de vie finie et appliquer d'autres modèles pour valider le critère de fatigue choisis. Une comparaison des résultats obtenus est primordiale afin d'identifier les meilleurs critères adaptés afin de prédire les endommagements par fatigue des « ESP ».

2.8.1 Approche de la fatigue basée sur les déformations :

L'approche de la fatigue basée sur les déformations tient compte de la déformation plastique qui est généralement localisée où les fissures de fatigue se forment [15;18;19], comme au niveau des congés, bord des poutres. Les contraintes et déformations dans ces régions sont analysées et utilisées comme base pour les estimations de durée de vie. Cette procédure permet d'étudier en profondeur les situations de fatigue dans lesquelles une déformation locale est impliquée, ce qui est souvent le cas pour les métaux ductiles avec des durées de vie relativement courtes [37]. Cependant, l'approche s'applique également lorsqu'il y'a peu de plasticité à des durées de vie longues, de sorte qu'il s'agit d'une approche globale qui peut être utilisée à la place de l'approche basée sur les contraintes [18].

2.8.2 La relation Coffin-Manson

La formule Coffin-Manson a pour but d'établir la relation entre la durée de vie totale (élastique et plastique) et de la fatigue uniaxiale. Les caractéristiques du comportement et de la résistance en fatigue d'un matériau (lorsqu'il est soumis à plusieurs déformations plastiques locales répétées) nous permettent de déterminer sa durée de vie en fatigue.

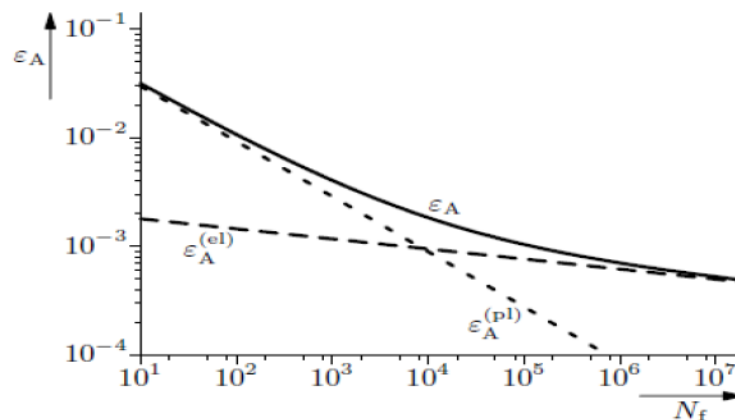


Figure 2-6 : Description du phénomène de la résistance à la fatigue [16]

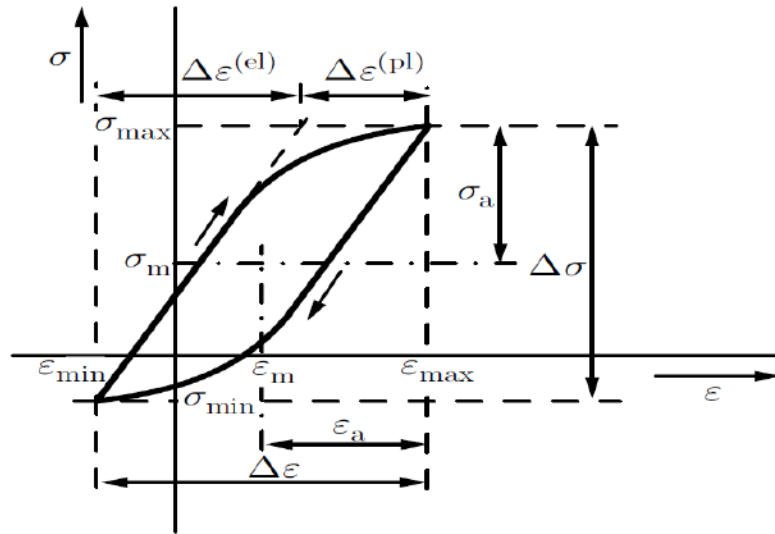


Figure 2-7 : Comportement cyclique du matériau en fatigue à déformation contrôlée^[25]

La Figure 2-6 montre des régimes linéaires qui sont liés à la partie élastique et plastique issue de la contrainte totale et la Figure 2-7 décrit le comportement cyclique du matériau en fatigue. C'est ainsi que l'amplitude totale de la déformation s'exprime par la relation suivante :

$$\varepsilon_a = \varepsilon_a^{(el)} + \varepsilon_a^{(pl)} \quad (20)$$

Pour atteindre un grand nombre de cycles, il faudrait que l'amplitude de la contrainte soit faible pour que la quantité de déformation plastique soit également faible. La déformation totale correspond à la zone élastique de la déformation.

La déformation est exprimée par la loi de Hooke introduite dans l'équation de Basquin :

$$\varepsilon_a^{(el)} = \frac{\sigma'}{E} (2N_f)^{-a} \quad (21)$$

Lorsque le nombre de cycles est faible, les contraintes sont importantes et la déformation totale est déterminée par la déformation plastique. L'équation de Manson-Coffin permet de réaliser une approximation de la relation entre l'amplitude de la déformation plastique et de la durée de vie cyclique :

$$\varepsilon_a^{(pl)} = \varepsilon'_f (2N_f)^{-b} \quad (22)$$

Les deux équations combinées donnent :

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma'}{E} (2N_f)^{-a} + \varepsilon'_f (2N_f)^{-b} \quad (23)$$

σ' = coefficient de résistance en fatigue

ε'_f = ductibilité en fatigue

a=exposant de résistance en fatigue

b=exposant de ductibilité en fatigue

2.8.3 Influence de la contrainte moyenne :

On peut aujourd'hui, grâce à plusieurs relations prédire l'effet d'une contrainte sur la durée de vie d'un matériau. Pour cela on doit se référer à l'analyse des résultats de la fatigue due à une contrainte moyenne nulle et à la résistance déterminée lors d'un chargement uniaxial. On constate trois cas :

- Si la contrainte σ_m n'est pas égale à zéro, il faut nécessairement une autre contrainte.
- Lorsqu'elle est négative (compression), la limite d'endurance augmente.
- Et quand σ_m est positive et croissante, la valeur de la limite d'endurance décroît.

- **Critère de Goodman** :

La relation empirique de Goodman est la suivante :

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (24)$$

Équation (CG)

Où

σ_a = amplitude de la contrainte sinusoïdale imposée

σ_m = contrainte moyenne

S_f = résistance à la fatigue pour une vie N donnée
(due à une contrainte sinusoïdale complètement renvers)

S_u = contrainte ultime(résistance maximale) en traction uniaxiale

- **Critère de Sonderborg** :

Ce critère ressemble à l'équation (Critère de Goodman), mais la valeur de la contrainte moyenne maximale est la limite d'écoulement S_y en traction statique.

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (25)$$

Néanmoins l'impact de la contrainte moyenne est moins important dans la zone de vie intermédiaire et à bas cycle. Il s'exprime par la relation suivante :

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{\sigma'_f} = 1 \quad (26)$$

σ'_f = coefficient de résistance en fatigue

La contrainte moyenne (σ_m) est introduite dans le cas où la différence de déformation est faible. En revanche pour les grandes déformations, elle devient faible à cause de l'écoulement plastique du matériau ($S_{y_{max}}$). On peut alors conclure que la contrainte moyenne σ_m a un effet plus important seulement dans la zone de vie intermédiaire et à haut cycle [21 ;22]. Cette influence est considérée par l'introduction de la variable σ_m dans la relation $\varepsilon - N$ selon le concept de Goodman qui s'exprime par :

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} \left(1 + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right) (2N_f)^{-a} + \varepsilon'_f (2N_f)^{-b} \quad (27)$$

Les valeurs typiques de « a » sont comprises entre 0.05 et 0.12 tandis que celle de «b» sont de 0.4 à 0.73 [23].

- **Critère de Morrow** :

La formule de Coffin-Manson décrit la relation entre la déformation (élastique et plastique) et la durée de vie en fatigue dans le régime de fatigue à haute déformation à faible cycle. Quant à l'équation de Basquin décrit le comportement à faible déformation à cycle élevé. Cependant le critère de Morrow combine non seulement la déformation élastique et plastique dans une relation de déformation totale, mais tient compte aussi de la contrainte moyenne comme suit [23]:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma' - \sigma_m}{E} (2N_f)^{-a} + \varepsilon'_f (2N_f)^{-b} \quad (28)$$

2.8.4 Approximation de la courbe de Wöhler :

La limite d'endurance est la plus grande amplitude de contrainte pour laquelle il est constaté 50% de rupture après un nombre fini N de sollicitations en contraintes purement alternées (contraintes moyennes nulles). Les essais mécaniques nous permettent de déterminer les caractéristiques des matériaux utilisés. La résistance en fatigue ou limite d'endurance est la caractéristique principale pour le dimensionnement des structures.

La courbe qui illustre le comportement des pièces aux sollicitations de fatigue est la courbe de Wöhler, appelée aussi courbe d'endurance S-N telle qu'illustrée par la **Figure 2-8**.

On peut distinguer trois zones :

- Zone de fatigue oligocyclique,
- Zone d'endurance limitée,
- Limite d'endurance

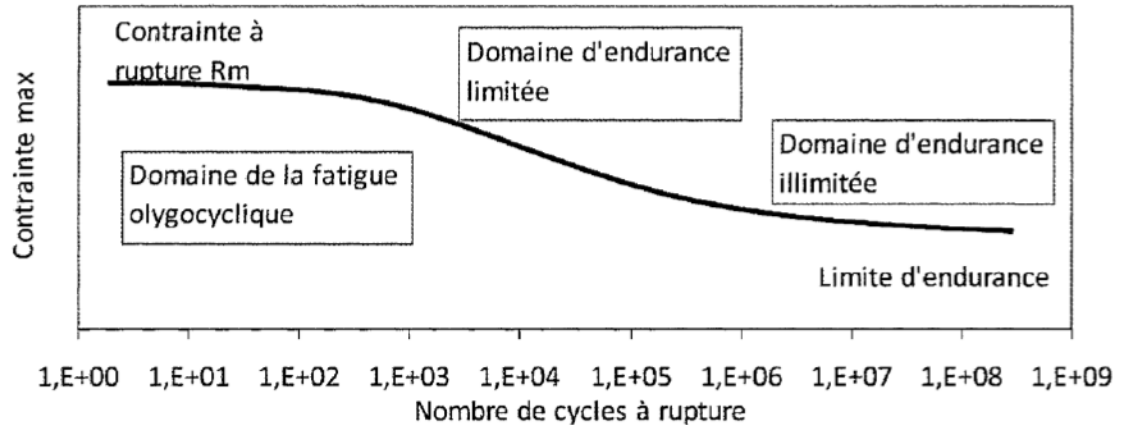


Figure 2-8 : Allure générale d'une courbe de Wöhler [62].

- **Fatigue oligocyclique** : les contraintes dans cette zone sont généralement supérieures à la limite élastique du matériau. En d'autres termes, une déformation plastique importante se produit pour chaque cycle. Après un nombre faible de cycles où les matériaux ont une endurance finie, la rupture se produit. Le nombre de cycles dans cette zone avant la rupture est défini jusqu'à 10^2 voire 10^4 cycles.
- **Zone d'endurance limitée** : dans cette zone, les contraintes sont plus faibles. L'endurance augmente au fur et à mesure que l'amplitude de la contrainte diminue.
- **Limite d'endurance** : cette partie est considérée comme illimitée ou de sécurité. Elle se caractérise par de faibles contraintes, une rupture apparaît pour les nombres de cycles supérieurs à 10^7 .

2.8.5 Facteurs influençant sur l'endurance des pièces :

La durée de vie en fatigue des matériaux ou des pièces est liée à un certain nombre de facteurs, qui sont principalement :

- Les facteurs métallurgiques.
- Les facteurs géométriques.
- Les conditions de surfaces.
- Et l'influence de l'environnement.

- **Facteurs métallurgiques :**

Ces facteurs sont la nature du métal qui constitue la pièce, telle que sa composition chimique et sa structure cristallographique, le procédé d'élaboration de la pièce (inclusions, défauts, fibrage) et les traitements thermiques subis par la pièce après son élaboration.

- **Facteurs géométriques :**

La géométrie a un impact considérable sur l'endurance des pièces qui agit sur la dimension des pièces : forme, entaille, etc.

- **Condition de surface**

Les fissures apparaissent généralement dans les couches superficielles. Grâce à un traitement (par exemple la carburation ou la cémentation), on peut réduire l'amorçage des microfissures sur les surfaces.

- **Condition de sollicitation**

Le type d'efforts auxquelles sont soumises les sections de décharge est le facteur prédominant sur leur durée de vie en fatigue. Un autre paramètre affectant la durée de vie en fatigue est la fréquence des chargements. Ceci a également un impact sur la durée de vie en fatigue. L'effet de surcharge ou sous-charge est le fait de soumettre un matériau à des contraintes supérieures et inférieures respectivement à sa limite d'endurance.

Ce qui veut dire en somme que l'influence de la fréquence est que : si elle augmente, la déformation plastique maximale atteinte pour une même amplitude de contrainte diminue, pour cette raison la durée de vie augmente et inversement.

- **Influence de l'environnement**

- Influence de la température : si la température est élevée, pas d'influence sur la durée de vie sauf pour les très hautes températures (turbines à gaz,

réacteurs d'avion, etc.). Si elle est basse donc, la dimension critique de la fissure diminue, par conséquent une rupture fragile est possible.

- Influence de la corrosion : La durée de vie d'une structure peut être réduite par la corrosion.

2.9 Conclusion

À l'issue de cette partie, on peut retenir les points suivants :

- Une revue de la littérature a été faite sur les propriétés de fatigue des matériaux utilisés.
- Un inventaire a été effectué sur les normes associées aux équipements sous pression (pressions limites).

Dans le contexte de ces sections de décharge et en considérant les essais expérimentaux en chargement cyclique, la formulation MANSOON-COFFIN est le modèle de fatigue adéquat pour faire l'estimation de la durée de vie en fatigue [25], tout en tenant compte de la nature du matériau ainsi que de la forme géométrique complexe qui sont de toute évidence les paramètres prédominants pour ce type d'exercice.

3 : CALIBRAGE DES SECTIONS DE DÉCHARGE

3.1 Objectifs

Le but de cet essai expérimental est d'étudier la répartition des déformations en fonction de la pression appliquée par variation cycliques sur les parois (Figure 3-1), et ce selon chaque modèle de décharge afin de :

- Calibrer le modèle dans le logiciel ABAQUS
- Recueillir les données via le système d'acquisition pour connaître les amplitudes des déformations

Ces objectifs serviront à estimer la durée de vie en fatigue et par la suite extrapoler les données afin de déterminer la pression limite en fonction de la géométrie en mode dynamique (dans les conditions les plus fidèles d'utilisation de la pompe).

3.2 Travail préliminaire

Afin d'analyser le comportement de la structure, il est primordial d'établir la relation contrainte-déformation pour déterminer l'orientation des jauges de déformation [26 ;27].

Afin de simplifier le problème, on est amené à décomposer la section de décharge en deux cylindres distincts : cylindre vertical (entrée du fluide) et cylindre horizontal (sortie du fluide). Étant donné que les modèles sont de formes cylindriques, le tenseur des contraintes et de déformations dans la décharge ont pour expressions respectives :

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_{rr} & \sigma_{r\theta} & \sigma_{rz} \\ \sigma_{r\theta} & \sigma_{\theta\theta} & \sigma_{\theta z} \\ \sigma_{rz} & \sigma_{\theta z} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} \quad (29)$$

Et

$$\epsilon = \begin{pmatrix} \epsilon_{rr} & \epsilon_{r\theta} & \epsilon_{rz} \\ \epsilon_{r\theta} & \epsilon_{\theta\theta} & \epsilon_{\theta z} \\ \epsilon_{rz} & \epsilon_{\theta z} & \epsilon_{zz} \end{pmatrix} \quad (30)$$

Le tenseur des contraintes et le tenseur de déformations sont reliés par la loi de Hooke en tenant compte du coefficient de Poisson dans le cas d'un matériau isotrope [26 ;27]: stipulant (sous sa forme générale) que :

$$\sigma_{ij} = \frac{E}{1+\gamma} \left(\epsilon + \frac{\gamma}{1-2\gamma} \epsilon_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (31)$$

Sous forme matricielle, elle devient :

$$\sigma = \frac{E}{1+\gamma} \left(\epsilon + \frac{\gamma}{1-2\gamma} \text{Tr}(\epsilon) I \right)$$

Avec : E le module de Young et γ le coefficient de poisson.

Selon cette loi de comportement, on pourra alors déterminer l'expression de la composante nulle. Le tenseur de contrainte déterminé sur la base des composantes non nulles des composantes non nulles du tenseur de déformation.

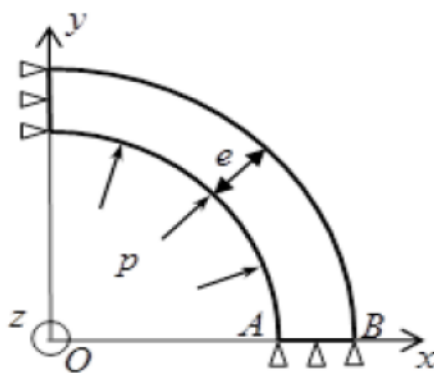


Figure 3-1 : modélisation de la paroi sous pression [26 ;27].

3.3 Propriété mécanique de la fonte ductile

Un matériau ductile subissant une déformation le conduisant à la rupture répond au comportement plastique, où la déformation plastique est le résultat du glissement entre les faces atomiques de la structure cristalline. En raison du comportement plastique du matériau, la matrice de rigidité de la structure est fonction du déplacement du nœud, c'est pourquoi l'équation de l'état d'équilibre est utilisée. La méthode des éléments finis utilise la courbe de contrainte-déformation du matériau pour définir son comportement non linéaire. Les essais de traction uniaxiale normalisés peuvent fournir des propriétés mécaniques des matériaux isotropes tel le cas de la fonte ductile (Tableau 3-1) dans ce contexte, telles que la limite d'élasticité, le module de Young, le coefficient de poisson et la courbe de contrainte-déformation. La courbe de contrainte-déformation est basée sur la section d'origine de l'échantillon dans le test de traction uniaxiale, mais en réalité, la section devient progressivement plus mince pendant la déformation plastique. Par conséquent, la véritable courbe contrainte-déformation prend en compte l'amincissement de la section d'échantillon pendant l'essai de traction. Toutefois, les essais de traction sur le matériau utilisé (fonte ductile 65-45-12) pour ces pompes permet de se rendre compte des propriétés en fracture et la chimie de surface (microscopie) de ce dernier. Les essais sont utilisés sur des échantillons standards.

Tableau 3-1 propriétés mécaniques de la fonte ductile 65-45-12

Densité (kg/m ³)	7150
Contrainte ultime de traction (MPa)	490.58
Contrainte limite d'élasticité (MPa)	318.97
Module de Young (MPa)	168000
Coefficient de poisson	0.29
Allongement avant rupture	15%

SAMPLE ID: 0000000
PROGRAM: 01

MACH. NO.: 194804
DATE: 04/29/2019

SPEC. ID	FORCE lbf	STRAIN %gl	STRESS psi	WIDTH in	THICK in
1. 0000000	14027.2	0.75000	14027.2	1.00000	1.00000
AVG	14027.2	0.75000	14027.2		
SD	NA	NA	NA		

546 A
UTS 14027.2 → 71 154 psi
Yield 9120 → 46 263 psi
Ø 0.5010
L_{id}: 2.0015
L_{Fm}: 2.3820 → 16.01%

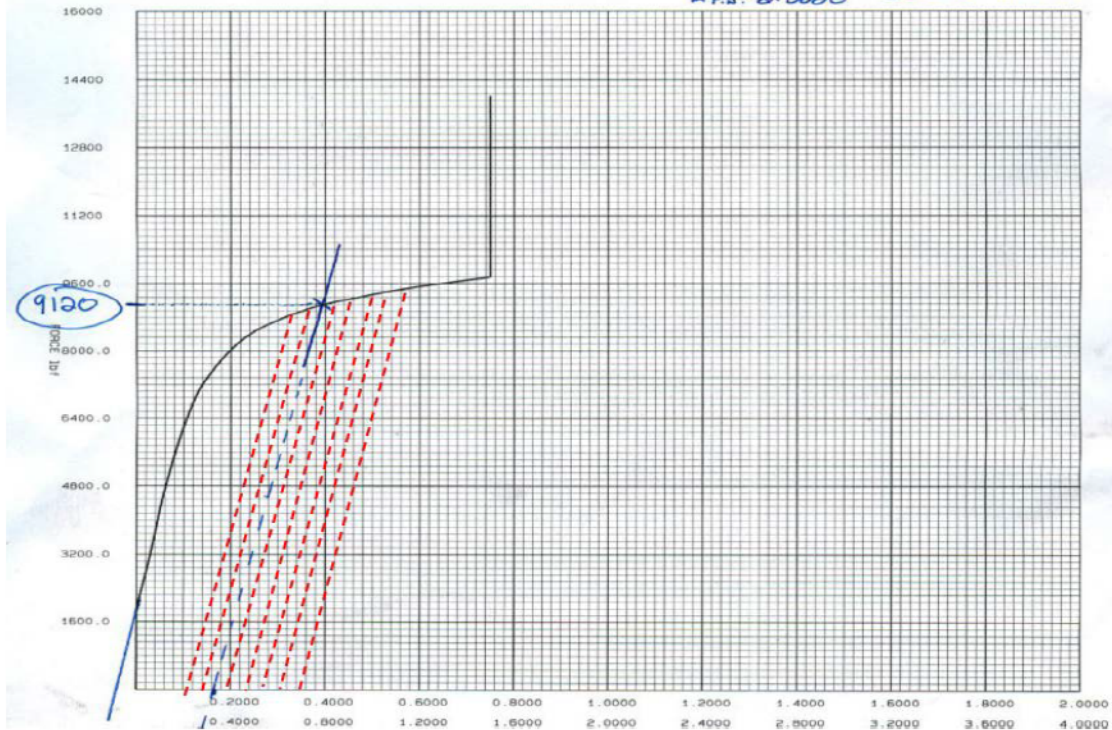


Figure 3-2 Essai de traction de la fonte ductile 65-45-12 - Courbe de plasticité (projections en rouge/trait interrompu)

C'est pour toutes ces raisons que le comportement plastique, contrainte ultime, limite élastique et élongation maximale sont les principales données à utiliser pour calibrer les modèles par éléments finis. La courbe a été fournie et un maximum de point a été extrait, par la suite, est introduite dans les paramètres du logiciel Abaqus. La courbe de l'essai de traction (Figure 3-2) a été raffinée au niveau de la zone de limite d'élasticité afin de prendre le maximum de points.

3.4 Choix des cycles de pression

Le choix de chaque cycle de pression est basé sur le protocole d'expérience qui tient compte d'un nombre considérable de normes citées dans les sections précédentes [28]. Ces cycles de pression (Figure 3-3) imposés aux sections de décharges permettront de déterminer les limites des déformations ainsi que les contraintes cycliques maximales et minimales. L'évolution de la contrainte en fonction de la déformation est définie par une variation cyclique. Le comportement cyclique de la section de décharge se définit en faisant la liaison des boucles suites à une série d'essais pour atteindre une déformation propre à la pression appliquer. Cette série d'essais est décrite comme suite :

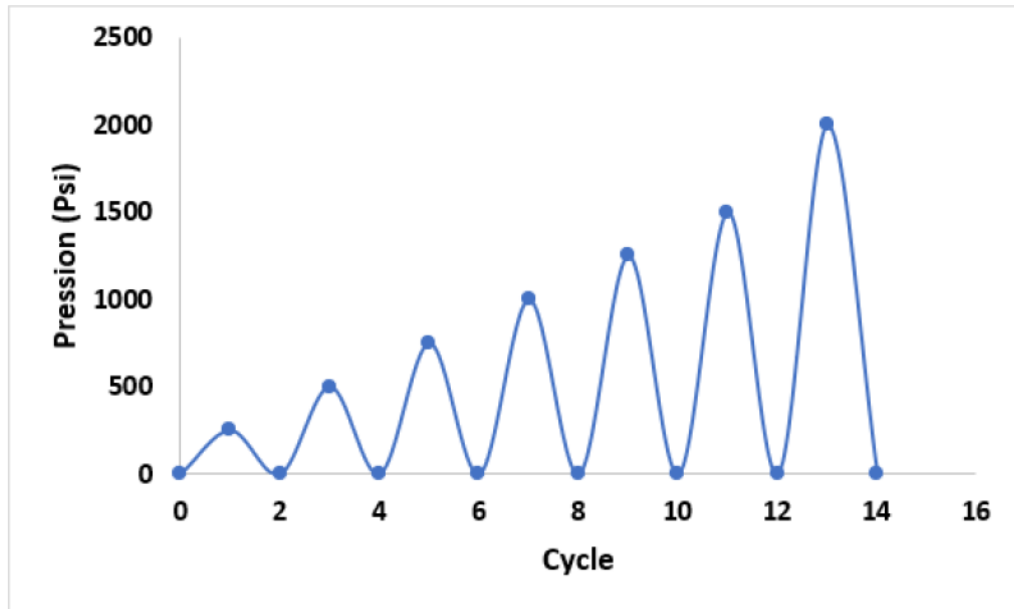


Figure 3-3 Chargements cycliques

Les séries d'essais ont fait l'objet d'une longue période d'observation et ont pour but non seulement de faire la validation avec les simulations numériques, mais aussi de déterminer les déformations suivant les différents axes. D'une manière générale, on fait appel aux spécifications de la conduite et de l'endurance en fatigue sous déformations répétées contrôlées afin d'estimer la durée de vie en fatigue d'une pièce éprouvant des déformations locales provoquées par l'association des contraintes. À partir de la jauge de déformation placée sur la section de la décharge, en appliquant les chargements cycliques, on pourra déterminer les déformations suivant un plan spécifique (emplacement des rosettes), respectivement ε_1 , ε_2 , ε_3 . Ces valeurs mesurées sont ensuite récupérées via le système d'acquisition. Les différentes mesures des allongements relatifs en temps réels sont affichées sur l'écran.

3.5 Choix et validation des conditions aux limites

Pour avoir des résultats précis, il est important de prendre les conditions aux limites avec une très grande considération, car ils ont un rôle très important lors tant pour les essais expérimentaux que pour les simulations numériques. C'est dans cette dynamique qu'il faut :

- Faire l'inventaire des données essentielles au projet : propriétés de matériau de la pompe (fonte ductile), conditions d'assemblages de la pompe (serrage, conditions aux limites, fixations), ordre de grandeur des sollicitations (pressions, températures).
- Se familiariser avec le fonctionnement de série de pompe MH.

Le Tableau 3-2 est fourni par l'entreprise partenaire dans le but de calculer les différents couples de serrage :

Tableau 3-2 couple de serrage ^[47]

Modèle	Couple de serrage de la tige [lb. FT]	Pression max Joint mécanique [PSI]	Pression max à la décharge [PSI]
M4	600	1000	1095,17
M3	500	1000	846,26
M2	400	1000	889

Après avoir pris connaissance des différents couples de serrage, il faudra par la suite déterminer la force de compression (Tableau 3-3) pour l'introduire comme conditions limite lors des simulations numériques :

Tableau 3-3 dimensions des tirants

Modèle	M4	M3	M2
Diamètre nominal	1 1/2	1 1/4	1
Pas filetage	4	3,5	3
Couple de serrage lb. FT	600	500	400
Couple de serrage lb. FT	813,60	678,00	542,40
Force par tirant (N)	1277,35	1216,53	1135,42
Diamètre plaque avant(mm)	630	510	445
Pression par tirant (MPa)	2,03	2,39	2,55

3.6 Convergence de maillage

Avoir un maillage adéquat est synonyme d'avoir des résultats proches de la réalité. Pour obtenir ces résultats, il est de coutume d'utiliser un maillage fin. En effet, la méthode des éléments finis consiste à interpoler la valeur des fonctions à l'intérieur des mailles, ce qui implique que plus le maillage est grossier, plus la différence entre la valeur réelle de la fonction et sa valeur interpolée sera conséquente. Cependant, générer un maillage fin n'améliore pas idéalement la qualité du résultat, voire peut dans certains cas le compromettre. Lors des essais expérimentaux du premier modèle, il a été prouvé qu'avec un maillage (Figure 3-4) d'un élément C3D10 (tétraédrique quadratique à 10 nœuds) donnait une solution stable [30] et sera considéré pour tous les autres modèles. En considérant ces paramètres, on a obtenu les différentes tailles des maillages suivants :

Modèle	M2	M3	MH125-15
Taille	17	18	22

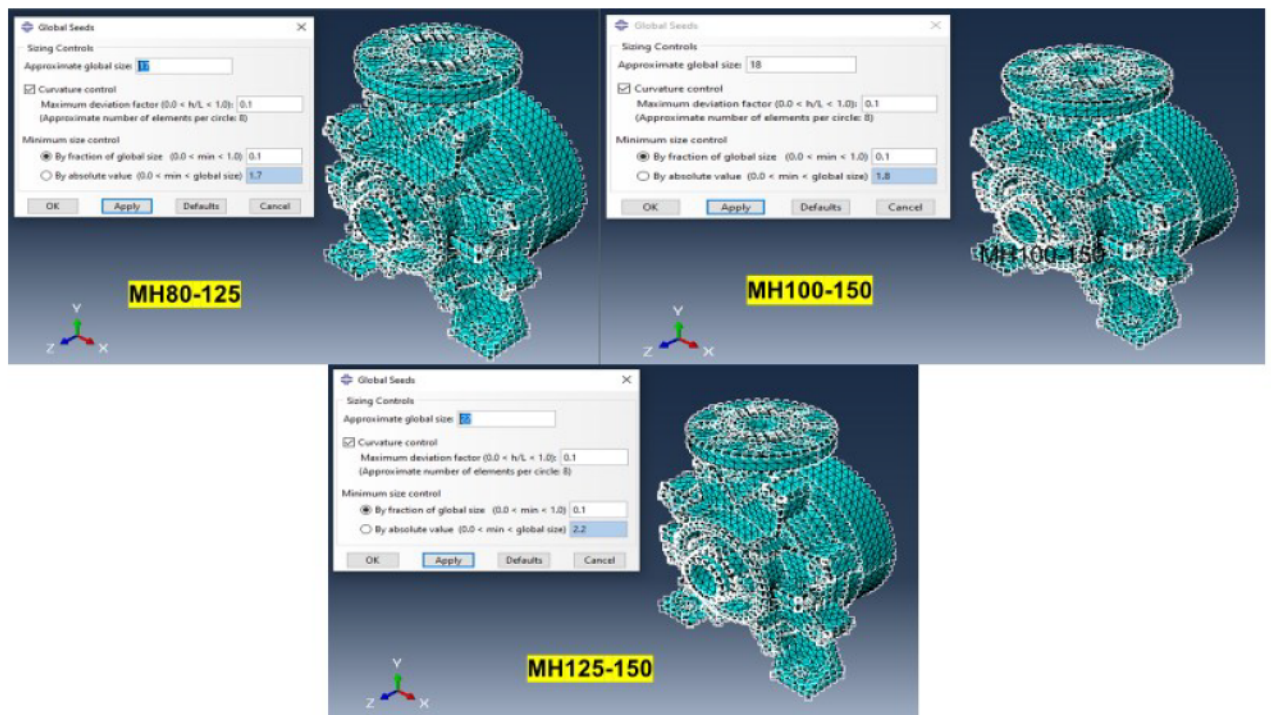


Figure 3-4 Maillages des différents modèles

3.7 Validation du calibrage avec la simulation numérique

Afin de valider le calibrage, il est important de prendre en considération certains points sur la méthodologie :

- Les points références géométriques de la structure sur le banc d'essai et sur la simulation numérique (Figure 3-5 ;Tableau 3-4).
- Le type de maillage qui sera utilisé lors de la simulation numérique (Figure 3-6).

Exemple de choix de validation :

Lors des essais expérimentaux du premier modèle, il a été prouvé qu'avec un maillage d'un élément C3D10 (tétraédrique quadratique à 10 nœuds) donnait une solution stable [45].

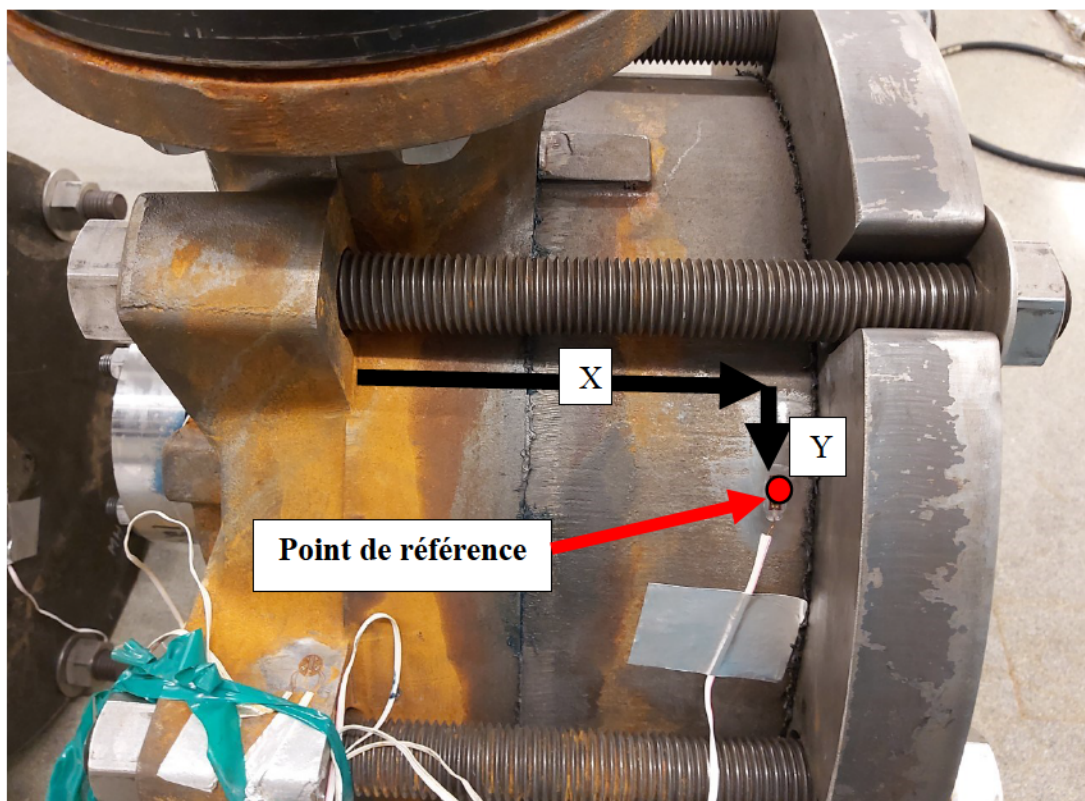


Figure 3-5 : Banc d'essai de la section de décharge (identification du point de référence)

Tableau 3-4 : Désignation

Désignation	
X	Longueur
Y	Largeur

Après avoir défini l'emplacement de la jauge (Figure 3-5 ;Tableau 3-4), il suffira de comparer les déformations expérimentales et numériques (Figure 3-6;Tableau 3-5) pour validation.

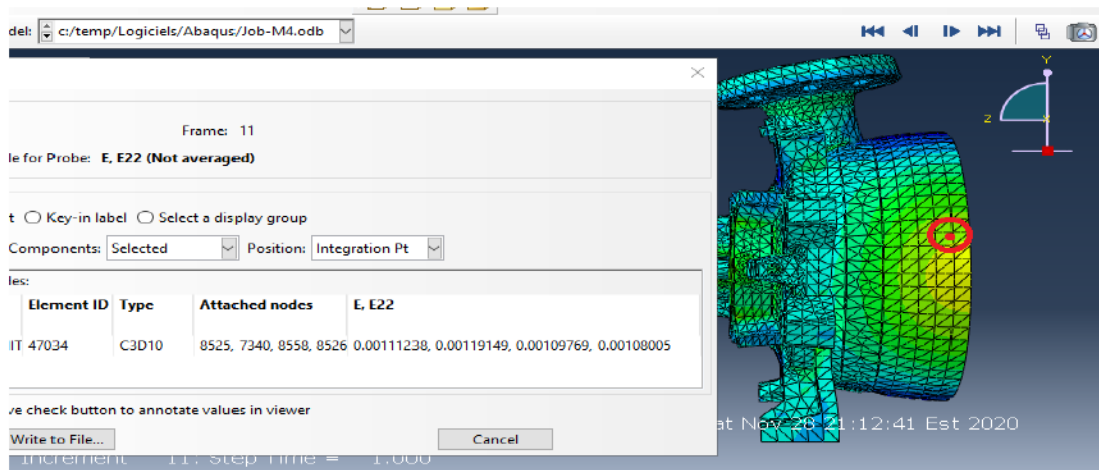


Figure 3-6: Simulation numérique dans ABAQUS

Étant donné que c'est un élément tétraédrique quadratique (Figure 3-6), on prendra les quatre nœuds (Tableau 3-5) qui sont liés et devra trouver des valeurs plus ou moins proches.

Tableau 3-5 : Déformation suivant l'axe Y du modèle M2

	Déformation Y
Nœud 1	0.000111
Nœud 2	0.000119
Nœud 3	0.000109
Nœud 4	0.000108

À l'issue de cette confrontation de résultats, la validation a pu être faite le modèle.

4 : PRÉDICTION DE LA PRESSION LIMITE

4.1 Influence des variables géométriques sur la pression

Afin de déterminer la pression de limite en mode dynamique, il est important d'identifier les pressions de travail (Figure 4-1) et max afin de définir le facteur de sécurité (Tableau 4-1: Facteur de sécurité) :

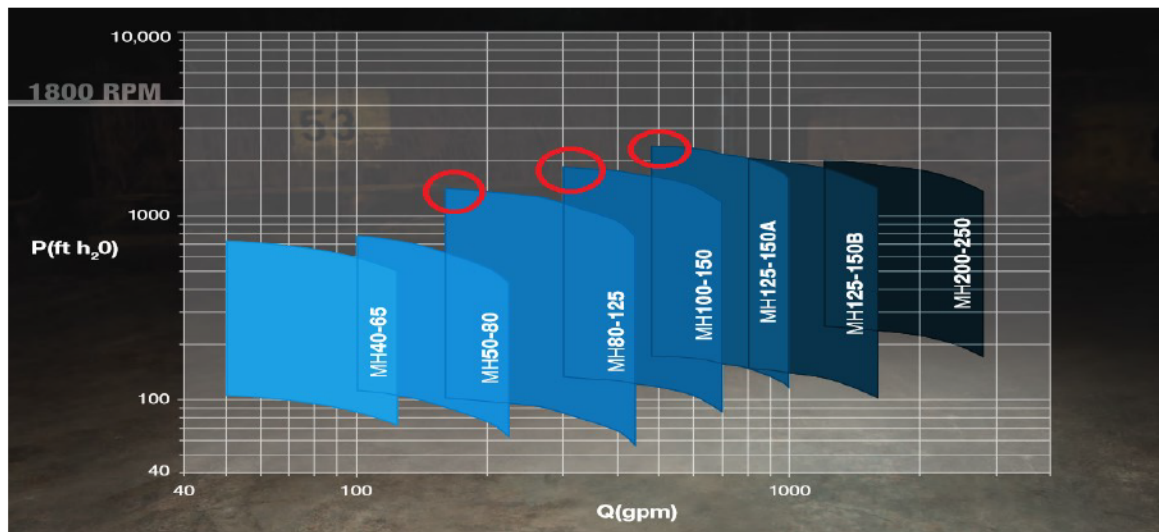


Figure 4-1 : Pression de travail à la décharge [47]

Tableau 4-1: Facteur de sécurité

Modèle	Pression de Travail (Psi)	Pression max (Psi)	Facteur de sécurité
M4	455	1095,17	2,4
M3	448	846,26	1,88
M2	440	889	2,02

L'un des buts de ce projet est de certifier les pompes technojet par rapport aux pressions limites et en fonction de la géométrie. C'est pourquoi il est important d'établir une relation entre la pression et la géométrie des sections de décharge. Dans cet exercice il sera question de trouver une référence géométrique, c'est-à-dire déterminer ce qui influence la pression. Autrement dit, faire une formulation du problème en déterminant la variable indépendante et la variable dépendante.

Mahesh Kadam ^[40] a mené une étude pour prédire la pression d'éclatement statique dans les cylindres fermés à paroi épaisse en utilisant l'analyse FEA. L'analyse a tenu compte de la défaillance du cylindre purement par mode de rupture ductile. Des cylindres à paroi épaisse de différents rapports de diamètre (k=diamètre extérieur/diamètre intérieur) ont été étudiés. C'est pour dire en ces termes qu'il a étudié l'influence du rapport K sur la pression d'éclatement.

4.2 Formulation analytique

Les contraintes admissibles ne peuvent pas être déterminées au moyen de la théorie de la rupture. Cependant pour les équipements sous pressions (les pompes centrifuges, les vérins, etc..) qui sont fabriqués en matériau ductile (c'est-à-dire en acier faible teneur en carbone, en laiton, en bronze et alliages d'aluminium), la théorie de la limite d'élasticité sera utilisée dans ce cas :

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \left(\frac{2*\sigma_1*\sigma_2}{\gamma}\right) = \frac{\sigma_y}{FS} \quad (32)$$

σ_1 et σ_2 Sont les contraintes principales, γ le coefficient de Poisson et FS est le facteur de sécurité.

En calcul analytique et dans la conception des équipements cylindriques sous hautes pressions, le dimensionnement est basé sur des critères dont ils existent une multitude selon le type de paroi (paroi mince ou épaisse) et d'extrémité (avec fermeture ou ouverture). Le critère utilisé dans cette analyse est basé sur la contrainte-déformation tangentielle et radiale de la paroi. De plus, la contrainte tangentielle sera considérée

conforment à la théorie de la rupture provoquée par la contrainte normale maximale. Ce qui veut dire que la contrainte de traction est égale à la contrainte tangentielle.

Pour les matériaux ductiles, la contrainte tangentielle $\sigma_t = 0.8\sigma_y$ Selon la norme ASTM [35;36]. Après l'application, le Tableau 4-2 ci-dessous montre la pression max à la section selon la formulation analytique :

Tableau 4-2 Modèle analytique

Modèle	Déformation excessive (MPa)	Déformation plastique (MPa)	LAME (MPa)	BIRNIE (MPa)	BARLOW (MPa)
M4	31,05	23,68	43,11	33,24	28,23
M3	31,61	24,08	43,77	33,81	28,68
M2	26,87	20,62	37,99	28,97	24,73

Conclusion :

À l'issue de cette partie analytique, on remarque que la pression limite dépend fortement du rapport K (Tableau 4-3) de l'épaisseur et du rayon intérieur de la section de décharge.

$$K = \left(\frac{E}{r_i}\right) \quad (33)$$

Tableau 4-3 : Influence du rapport K

Modèle	r_e	r_i	E	K
M4	238	216,33	21,67	0,100
M3	210	190,57	19,43	0,101
M2	180,51	166,11	14,4	0,086

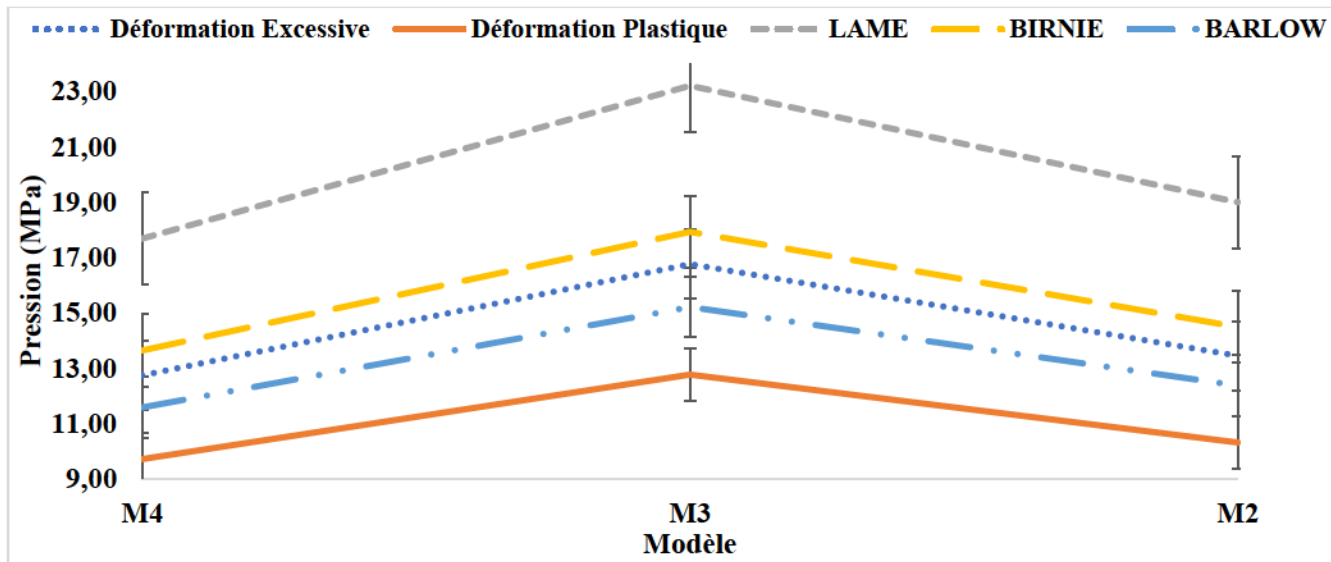


Figure 4-2 : Pression - Rapport - K

Au vu des formulations analytiques, la pression dépend fortement du rapport K (Figure 4-2) de l'épaisseur et du rayon intérieur. Cependant, on constate qu'avec les simulations numériques et les essais expérimentaux tel n'est pas le cas pour ces modèles de décharge. Et de plus aucune formule analytique (les cylindres à parois épaisses à extrémité ouverte ou fermée) ne pouvait déterminer la pression limite. En effet dans ce cas précis, on s'aperçoit que la pression varie en fonction de la surface de contact (Tableau 4-4), c'est-à-dire plus la surface est grande, moins elle admet de pression ; plus la surface est petite, plus elle supporte une grande pression. Ce qui amène à prendre la section de la partie creuse de la décharge comme référence géométrique : $S = \pi (D_2 - d_2) / 4$.

Tableau 4-4 : Surface de contact (M2, M3, M4)

Modèle	D(cm)	d(cm)	S(cm ²)
M4	47,66	43,21	618,28
M3	42,11	381,10	488,77
M2	36,10	33,22	313,45

4.3 Pression limite basée sur une approche multicritère

Pour prédire les pressions limites de ces modèles de pompes centrifuges, il s'agit dans un premier temps d'identifier les zones critiques de concentration de contrainte des 4 structures de la pompe utilisant les critères adaptés au comportement thermomécanique des fontes ductiles. En second ordre, c'est de considérer les critères d'état limite liés au comportement élastoplastique et à la géométrie de la pompe et choisir les critères de défaillance (mécanique de la rupture) les plus adéquats. Et enfin, en choisir un des critères pour le couplé avec la méthode de régression linéaire pour déterminer un modèle général pour une géométrie variable. Le critère de plasticité ou critère d'écoulement plastique a pour but de savoir si la structure subit une déformation plastique ou reste dans la plage élastique sous une contrainte donnée. Plusieurs tests ont prouvé que deux standards principaux peuvent être utilisés : le critère de TRESCA-GUEST ou le standard Von Mises. En termes de résistance des matériaux, on cherche le plus souvent dans le domaine élastique, on parle alors du critère de résistance. La contrainte de comparaison n'est pas en réalité la contrainte existant dans la pièce à un moment donné, mais elle sert à prédire la défaillance en mécanique. Cependant la plupart des ingénieurs l'utilisent pour déterminer si un champ de contraintes donné dans une structure est acceptable. On parle dans ce cas de contrainte équivalente et effective qui en découle des critères de plasticité. Pour le cas de ces sections de décharge, on cherche à ce qu'elles soient les plus fiables et respecter les normes internationales. C'est pour toutes ces raisons que l'on doit se baser sur les critères les plus pertinents, c'est-à-dire rester dans le domaine élastique du matériau.

4.3.1 Critère 1 : TRESCA L'autofrettage ou autorenforcement est un processus qui permet de provoquer et d'induire des contraintes de compression résiduelle sur les parois internes d'une pièce creuse, et dont le but est d'améliorer considérablement la résistance ou la tenue en fatigue de pièces mécaniques creuses. La pièce est soumise à une pression pendant quelques secondes (3000 à 9000 bars), ce qui entraînera une déformation plastique de la paroi inférieure, comparable à un durcissement en précontrainte.

Dans cet exercice, c'est le critère de TRESCA qui est utilisé pour déterminer la contrainte d'autofrettage : la déformation se produit lorsque la contrainte de cisaillement maximale est égale à la contrainte de déformation dans un essai de traction uniaxiale. Le critère de Tresca prédit la défaillance d'un échantillon soumis à une combinaison de charges. Cela se produit lorsque la contrainte de cisaillement maximale atteint le point de défaillance. Il est basé sur le principe du cercle de Mohr-Coulomb exprimé par l'équation classique $\tau = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3)$ qui sont respectivement les contraintes principales maximales et minimales, τ est la contrainte de cisaillement maximale, et $\sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_y$.

$$\sigma_I - \sigma_{III} \leq \sigma_y$$

$$\sigma_I - \sigma_{II} \leq \sigma_y$$

$$\sigma_{II} - \sigma_{III} \leq \sigma_y$$

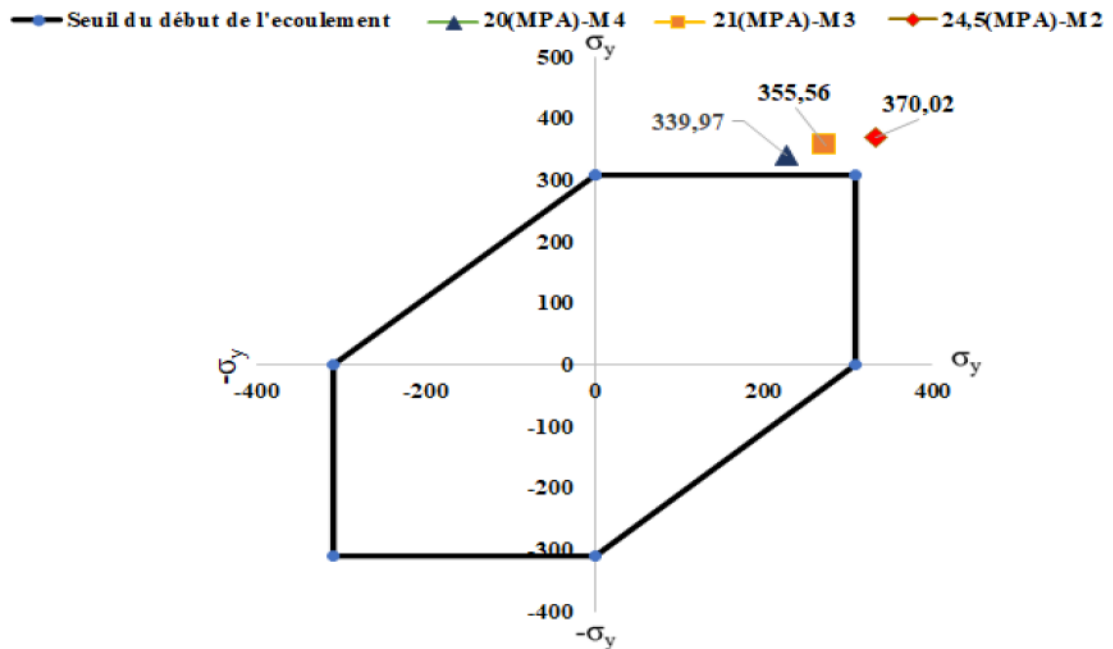


Figure 4-3 distributions des états de contrainte en 2D suivant le critère de TRESCA

La Figure 4-3 montre une distribution de contrainte 2D dans les sections de décharge des pompes étudiées sur la base du critère Tresca. Les valeurs maximales (Tableau 4-5) sont respectivement de 370,02 à 24,5 pour M2, de 355,56 à 21 pour M3 et de 339,97 à 20 pour M4. L'hexagone représente les contraintes seuils qui peuvent être atteintes au début de l'opération. Cela peut s'expliquer par la déformation plastique de la structure causée à la fois par les contraintes de cisaillement et le mouvement des plans des atomes. Des observations similaires ont été faites par des auteurs précédents comme (N. Aleksandrova 2019) qui a étudié l'efficacité du critère de rendement de Tresca dans la modélisation de plaques annulaires avec contrainte rigide et a constaté que ce critère peut être utilisé pour la prédiction de défaillance pour les charges critiques :

Tableau 4-5 Contrainte de Tresca (MPa)

Modèle	Pression (MPa)	Pression (Psi)	TRESCA(MPa)
M2	24,5	3480	370,02
M3	21	3045	355,56
M4	20	2900	339 ,97

4.3.2 Critère 2: Déformation plastique équivalente (PEEQ)

Dans cette partie, le critère retenu est la pression qui provoquerait la déformation plastique équivalente, on la détermine graphiquement en surveillant de près le début de la zone non linéaire. La déformation plastique équivalente est utilisée dans le logiciel ABAQUS pour mesurer la déformation plastique à chaque position du modèle. Il est basé sur le modèle de plasticité spécifique de Hollomon (M. K Gupta et al. 2021) donné par l'équation: $\sigma = K\varepsilon_T^n$ où σ est la contrainte réelle, ε_T est la déformation totale réelle, k est le coefficient de résistance et n est l'exposant de durcissement de la déformation. Par conséquent, à l'aide du fichier de sortie du logiciel ABAQUS, la déformation plastique équivalente PEEQ est déterminée directement à chaque incrément de la déformation totale comme suit:

$$PEEQ = \int_0^{tf} \varepsilon_p dt = \int_0^{tf} \left(\varepsilon_T - \frac{\sigma}{E} \right) dt.$$

La valeur PEEQ indique dans quelle mesure le point considéré se compare au mode de défaillance du matériau.

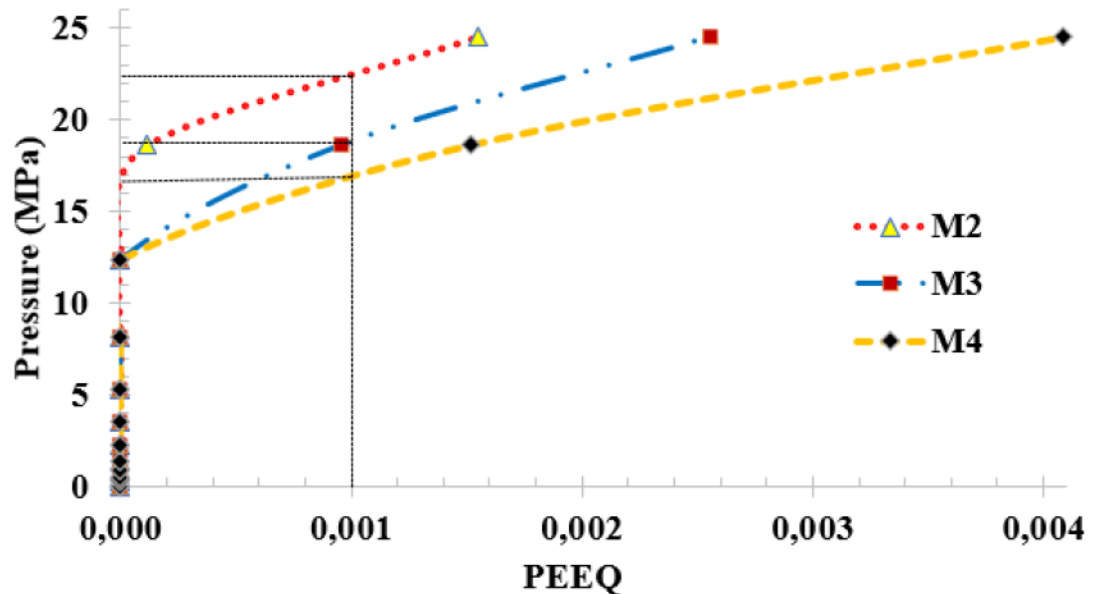


Figure 4-4 graphes Pression - PEEQ

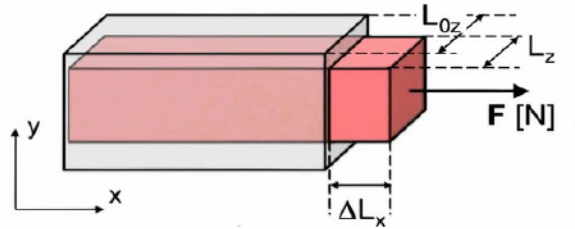
La Figure 4-4 montre les variations de la déformation plastique équivalente en fonction de la pression pour chacun des modèles de pompe étudiés. Au début de la plasticité où la valeur PEEQ est de 0,001, les états limites associés sont respectivement de 16,5, 18,3 et 22,2 MPa pour M4, M3 et M2. Ces valeurs (Tableau 4-6) montrent une tendance commune aux variations. Les valeurs PEEQ dépendent à la fois de l'aspiration de la pompe et des diamètres de refoulement.

Tableau 4-6 Déformations plastiques équivalentes

Modèle	Pression (MPa)	Pression (Psi)	PEEQ
M2	22,2	3191	0,001
M3	19,3	2611	
M4	17	2321	

4.3.3 Critère 3 : Densité d'énergie de déformation (SENER)

Pour analyser le comportement des corps déformables, en particulier les corps axisymétriques, on fait recours à l'énergie de déformation qui est un outil important pour cette étude. En effet un élément soumis à un chargement subit des déformations, parfois irréversibles. Dans ce mécanisme, pour un chargement graduel, le travail matérialisé par cette charge est converti, sous l'action des contraintes normale et de cisaillement, en travail interne; ce travail est appelé énergie de déformation [25]. En considérant qu'il n'y a pas de perte (température), cette énergie est emmagasinée dans le matériau et l'énergie interne par unité de volume se définit comme la densité de l'énergie de déformation. Dans notre cas, il s'agit de déterminer l'énergie qui conduira à la déformation plastique du matériau. Elle s'exprime sous l'action d'une seule contrainte normale:



$$U_{totale} = \int_0^{\Delta Lx} Fx dLx$$

$$U_{totale} = \int_0^{\Delta Lx} \sigma_{xx} S_x d\varepsilon_{xx} L_{0x}$$

$$U_{totale} = \int_0^{\varepsilon_x} E \varepsilon d\varepsilon \quad (34)$$

Le SENNER est l'énergie associée à la déformation d'un solide ou d'un fluide. En effet pour déformer un solide conduisant à la zone plastique, il faut lui appliquer une force qui provoquera cette dislocation. En appliquant une pression graduellement (Figure 4-5), on obtient les états limites pour chaque modèle:

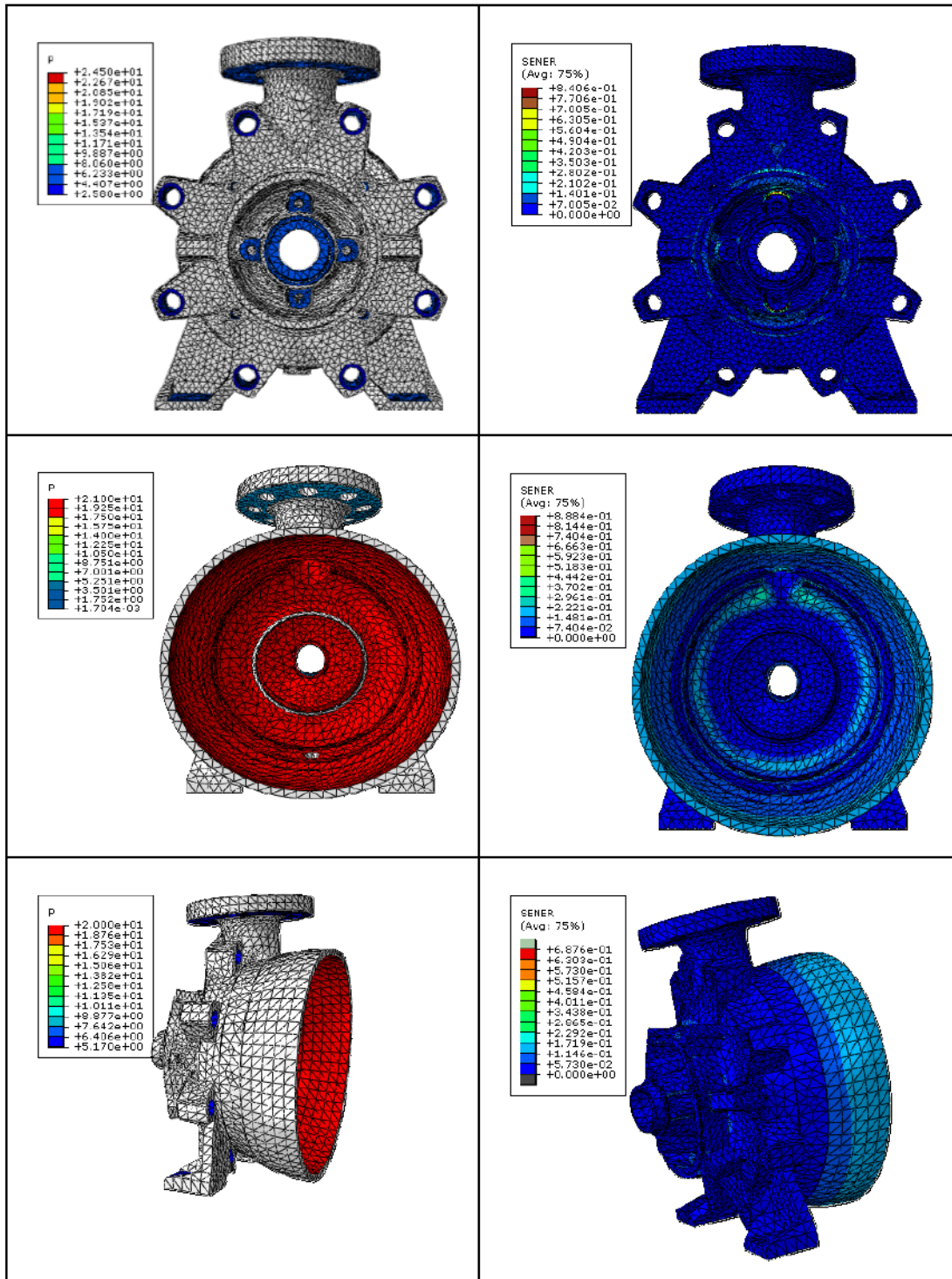


Figure 4-5 États limites SENER

Les variations de la densité d'énergie de déformation avec la pression sont données à la Figure 4-6. Ils montrent la même tendance pour les trois pompes étudiées. De plus, en fixant le critère SENER maximal acceptable à 0,54; les valeurs de pression (Tableau 4-7) correspondantes sont de 23, 21 et 17 MPa pour les pompes avec les diamètres de refoulement M2, M3 et M4 respectivement. Au-delà de cette limite, il y'a dislocation du matériau et durcissement par vieillissement.

$$U_{totale} = \int_0^{\epsilon_x} E \epsilon d\epsilon \leq \text{SENER}$$

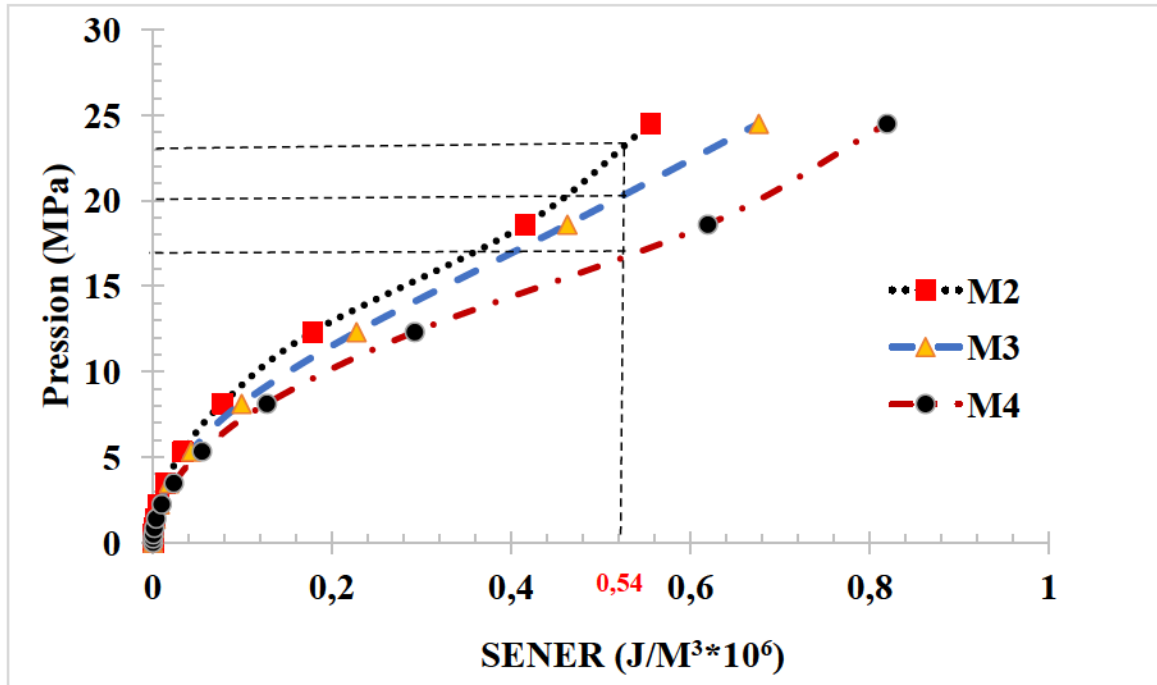


Figure 4-6 Pression – SENER

Tableau 4-7 densités d'énergie de déformation – Pression

Modèle	Pression (MPa)	Pression (Psi)	SENER (J/m³*10⁶)
M2	23	3336	0,54
M3	20	2901	
M4	16	2321	

5 : CALCUL DE LA DURÉE DE VIE EN FATIGUE

5.1 Introduction

Les équipements sous haute pression sont soumis à divers types de chargement et doivent prévenir tous types de dommages. La fatigue d'une pièce se produit en général avec une déformation plastique localisée autour des accidents de forme (entailles, alésages, congés de raccordement...). En observant une structure sollicitée en fatigue, on peut constater la naissance de nombreuses microfissures sur la surface. On remarque aussi que les éléments qui constituent la surface du matériau sont complètement traversés par ces microfissures, lorsque le nombre de cycles appliqués est élevé. Cela entraîne généralement une déformation ou même la ruine de la structure, ce qui impose un dimensionnement au flambage.

5.2 Applications aux sections de décharge

Les méthodes de calcul de fatigue, citées précédemment, ont en commun la détermination de la valeur des dommages en fonction de l'évolution des vecteurs de contrainte dans le temps, qui caractérise l'état utilisé pour calculer les dommages, les contraintes ou les déformations de la structure. Ce qui veut dire dans notre cas que l'évaluation des dommages sera basée sur l'utilisation des données issues des chargements cycliques sur le plan dit critique qui associent les changements de contrainte d'amplitude avec plusieurs cycles admissibles (voir chargement cyclique pour chaque pression). Pour utiliser ces déformations au point considéré à partir des charges cycliques uniaxiales réelles, l'historique des déformations doit être traité en identifiant les cycles de base.

5.3 Contexte du plan critique

La méthode tire des mêmes principes qui proviennent des méthodes classiques tel que les lois d'endommagement, comptage des cycles, critères de fatigue multiaxiaux, en revanche qui opère et additionne les endommagements plan physique par plan physique, traduisant le plus fidèlement la réalité de la modélisation de l'altération du matériau (elle se base sur les contraintes normales et tangentielles qui agissent sur le

plan physique considéré). Citées dans les chapitres précédents, les rosettes ont été placées sur des emplacements spécifiques qui sont assujettis à de fortes concentrations de contraintes localisées. Étant donné que ces jauges donnent accès aux déformations suivant le plan, on peut aisément déterminer les déformations suivant les trois directions (ε_1 , ε_2 et ε_3 respectivement X, Y, Z). L'autre avantage est que les orientations de ces rosettes sont faites sur les plans susceptibles où les fissures s'amorcent. Ce qui veut dire que l'analyse se fait à partir du point critique considéré.

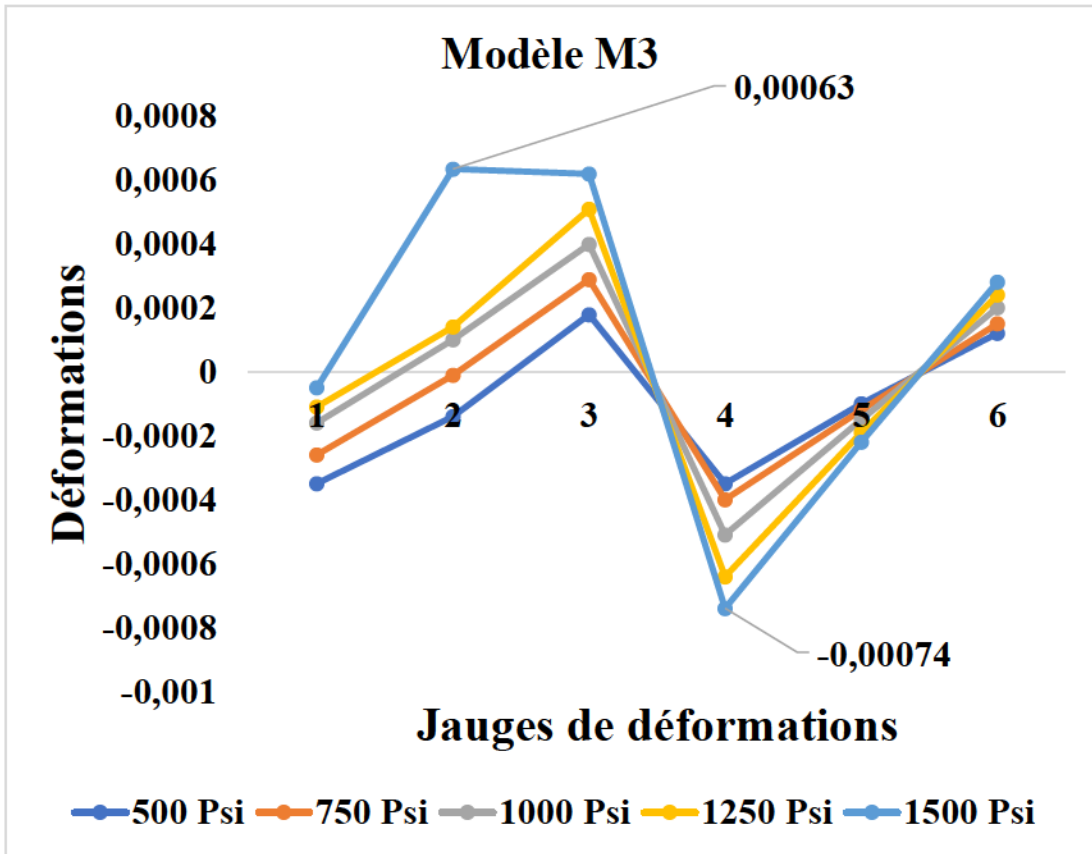
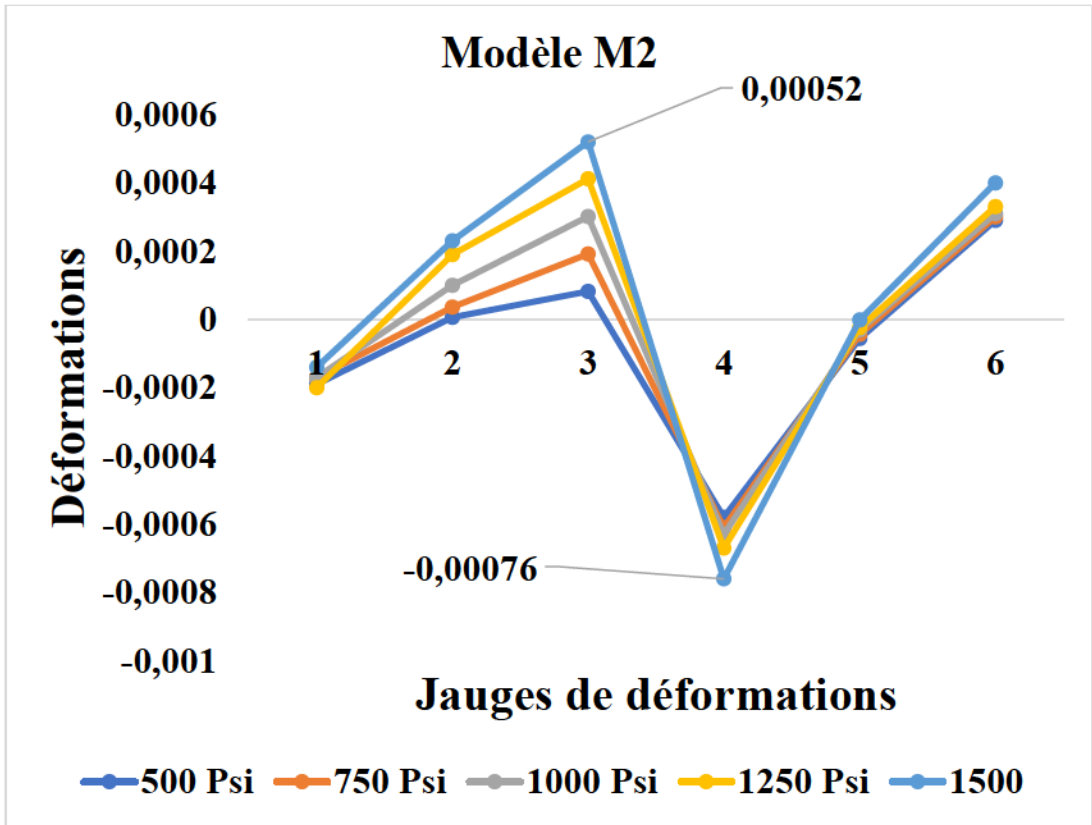
5.3.1 Essais sous chargement cyclique

En premier lieu il s'agissait de mesurer les déformations selon plusieurs directions à l'aide des jauges de déformations placées sur les zones de concentration de contrainte telles que la surface latérale de la forme cylindrique du modèle :

Modèle M4						
Déformations		Pression (Psi)				
		500	750	1000	1250	1500
Rosette 1	ε_1	-0,00019	-0,00016	-0,00012	-0,00011	-0,00007
	ε_2	0,00049	0,00089	0,00011	0,00016	0,00001
	ε_3	0,000166148	0,000287202	0,000408255	0,000529308	0,000650362
Rosette 2	ε_1	-0,00035	-0,00044	-0,00046	-0,00062	-0,0007
	ε_2	-0,0001	-0,0007	-0,00063	-0,00041	-0,0002
	ε_3	0,000132	0,000188	0,00022	0,000255	0,0003

Modèle M3						
Déformations		Pression (Psi)				
		500	750	1000	1250	1500
Rosette 1	ϵ_1	-0,00035	-0,00026	-0,00016	-0,00011	-0,00005
	ϵ_2	-0,00014	-0,000011	0,0001	0,00014	0,000634
	ϵ_3	0,000178665	0,000288546	0,00039842	0,000508287	0,000618146
Rosette 2	ϵ_1	-0,00035	-0,0004	-0,00051	-0,000641	-0,00074
	ϵ_2	-0,0001	-0,00012	-0,00015	-0,00019	-0,00022
	ϵ_3	0,00012	0,00015	0,0002	0,00024	0,00028

Modèle M2						
Déformations		Pression (Psi)				
		500	750	1000	1250	1500
Rosette 1	ϵ_1	-0,00019	-0,00017	-0,00017	-0,0002	-0,00014
	ϵ_2	0,000006	0,000036	0,0001	0,00019	0,00023
	ϵ_3	8,15376 E-05	0,000191565	0,000301592	0,000411619	0,00052
Rosette 2	ϵ_1	-0,00058	-0,00061	-0,00063	-0,00067	-0,00076
	ϵ_2	-0,000056	-0,000044	-0,00003	-0,000024	-1,41 E-06
	ϵ_3	0,00029	0,0003	0,00031	0,00033	0,0004



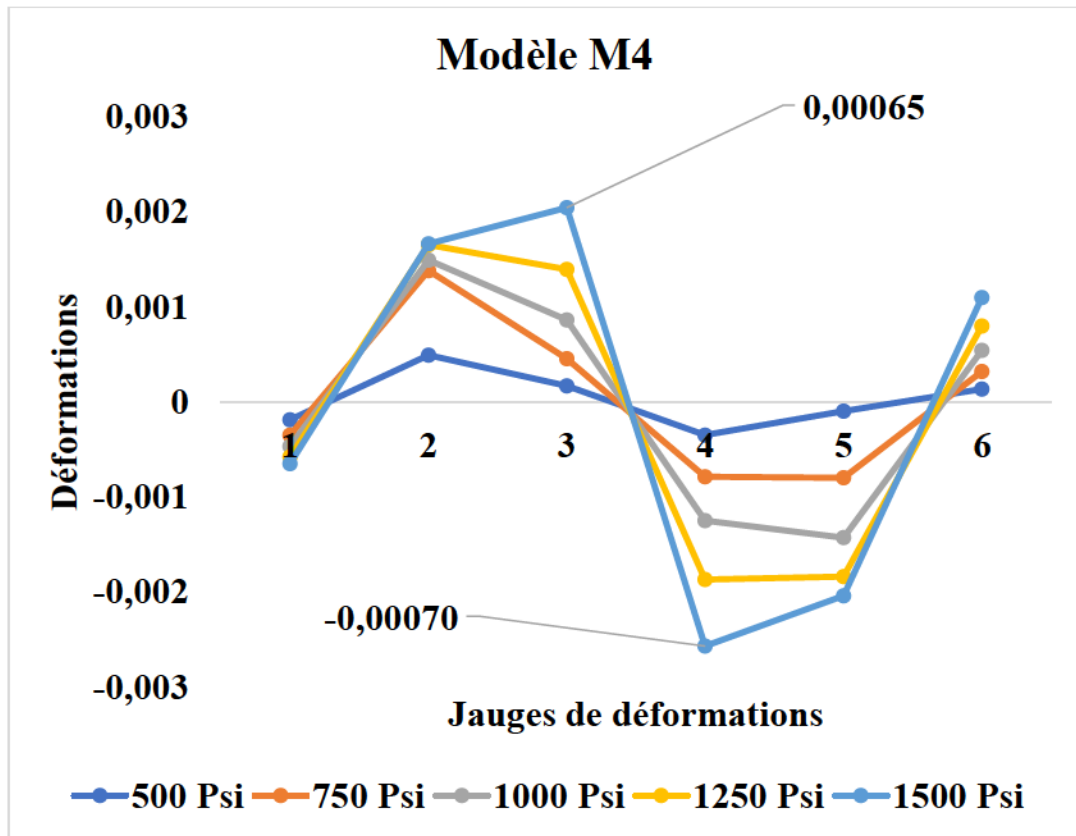


Figure 5-1 Jauges de déformations – ϵ

La Figure 5-1 illustrent les différentes mesures de variation des déformations obtenues suivant les 6 jauges de déformations lors des essais expérimentaux observées pour chaque modèle de pompe. Ces déformations expérimentales permettront de déterminer les amplitudes des variations.

$$\epsilon_a = \frac{\sigma'}{E} (2N_f)^{-a} + \epsilon'_f (2N_f)^{-b}$$

Avec $\epsilon_a = \frac{\epsilon_{\max} - \epsilon_{\min}}{2}$

Dans les chapitres précédents, l'étude des différentes structures cylindriques (paroi mince et épaisses, à extrémité ouverte ou fermé) a permis de voir que les contraintes radiales et circonférentielles s'expriment sous l'hypothèse de contraintes planes [16] par les relations :

$$\sigma_r = \frac{p * a^2}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right); \sigma_\theta = \frac{p * a^2}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (35)$$

Pour ces sections de décharge qui sont sous pressions interne, le champ de contrainte se traduit par la superposition d'un état plan de contrainte avec un chargement uni-axial défini par la contrainte axiale :

$$\sigma_z = \frac{p * a^2}{b^2 - a^2} \quad (36)$$

À l'issue de ces résultats, tout en combinant la loi élastique linéaire isotrope de HOOKE en chargement biaxiale, les amplitudes des déformations (Tableau 5-1) cycliques sont les suivants:

Tableau 5-1 Amplitude des déformations

ε_a	Pression (Psi)	Modèle
0,0001508	1000	M2
0,00026083	1500	
0,00037085	2000	
0,00019921	1000	M3
0,00030908	1500	
0,00041892	2000	
0,00020413	1000	M4
0,00032518	1500	
0,00044624	2000	

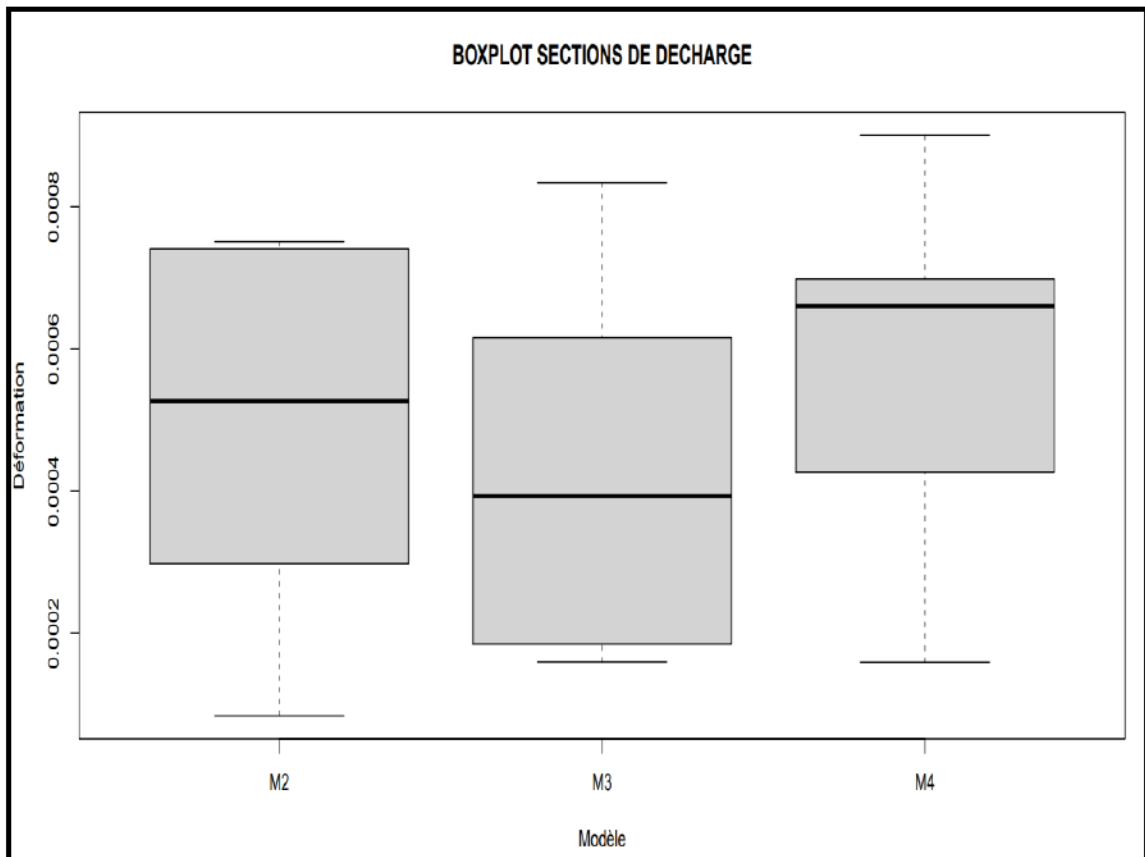


Figure 5-2 Boxplot des déformations

La Figure 5-2 montre les variations des déformations obtenues expérimentalement. Au vu de ces résultats, les déformations occasionnées pour une pression de 2000 Psi, le modèle M2 a des valeurs de déformations plus petites que celles des modèles M3 et M4.

5.3.2 Calcul de la durée de vie

L'équation de MANSION-COFFIN, dont les propriétés en fatigue de la fonte ductile se trouvent dans le Tableau 5-2, est non linéaire et pour la résoudre. C'est ainsi que la fonction Fzero du logiciel Matlab (Figure 0-3) a été utiliser pour la résolution.

Tableau 5-2 Propriété en fatigue de la fonte ductile 65-40-12

Propriété en fatigue de la fonte ductile 65-40-12	
Exposant de résistance en fatigue : a	-0.0729
Exposant de ductibilité en fatigue : b	-0.6215
σ' = coefficient de résistance en fatigue MPa	810
ductibilité en fatigue: ϵ'_f	0.2651

Le même processus sera appliqué pour les autres modèles ce qui donnera les résultats suivants :

Tableau 5-3 : Estimation de durée de vie en cycles

ϵ_a	Pression (Psi)	Estimation de la durée de vie	Modèle
0,0001508	1000	3,25 E+16	M2
0,00026083	1500	1,77 E+13	
0,00037085	2000	1,41 E+11	
0,00019921	1000	7,14 E+14	M3
0,00030908	1500	1,73 E+12	
0,00041892	2000	2,66 E +10	
0,00020413	1000	5,11 E +14	M4
0,00032518	1500	8,60 E+11	
0,00044624	2000	1,12 E +10	

À l'issue de cette analyse (Tableau 5-3), on constate que la durée de vie de ces sections de décharge se situe dans la zone de vie illimitée jusqu'à une pression cyclique de 2000 Psi.

5.4 Simulation numérique

5.4.1 Introduction

Pour les ESP, la prise en compte des déformations du matériau est chose capitale. En effet ces pompes sont généralement destinées aux transports de l'eau ; c'est pourquoi il faudra étendre le champ de recherche en passant par les simulations numériques en tenant compte des conditions réelles d'utilisations de la pompe : les conditions aux limites telles que les couples de serrage, vibrations, pression variable à l'intérieur de la section de décharge.

Cette étude tient compte non seulement des pressions variables internes (Figure 5-3), mais aussi des forces extérieures dans les situations réelles de la pompe et permettra entre autres de faire non seulement valider l'hypothèse de la loi d'élasticité de Hook pour un chargement biaxial, mais aussi de voir le comportement de ces sections de chargement en situation de fonctionnement. Ces fluctuations ont été discutées et validées par l'ingénieur en charge du suivi de projet qui sont plus ou moins de l'ordre de 20% [45] :

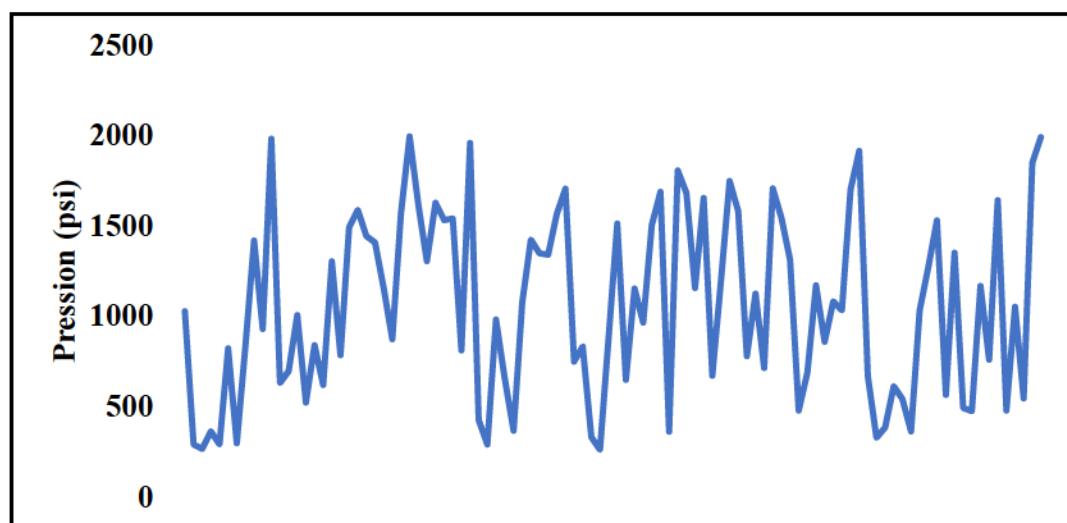


Figure 5-3 pressions cycliques

Ce qui veut dire en résumé qu'on a pris en compte les cas extrêmes des déformations localisées pour évaluer la durée de vie en fatigue de ces sections de décharge. Ces pressions cycliques seront ensuite traduites en amplitudes (Figure 5-4) pour les introduire dans le logiciel ABAQUS :

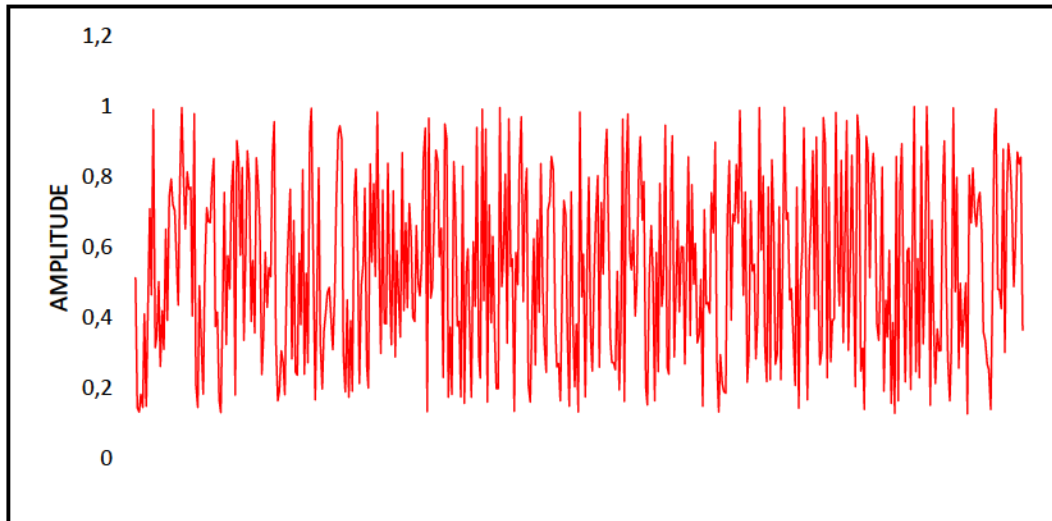


Figure 5-4 Amplitude

5.4.2 Méthodes des calculs en fatigue

5.4.2.1 Introduction

Dans un premier temps, le logiciel commercial ABAQUS est utilisé pour configurer la séquence de chargement et les limites équivalentes, correspondant aux différents types de chargement, cet ensemble est défini comme donné d'entrée. Vu la complexité géométrique de ces sections de décharge, l'étape pionnière de l'exécution du logiciel de calcul en fatigue consiste à établir les séquences de chargement en contraintes en tout point de la structure. Tout cela est possible grâce à l'utilisation du code d'Éléments finis d'ABAQUS en particulier celui de la fonction « scale and combine » [63].

5.4.2.2 La fonction SCALE-COMBINE

En considérant une amplitude de pression quelconque, les composantes des contraintes normales et de cisaillement sont caractérisées par l'état de contrainte en un point suivant un système de coordonnées et par conséquent, lorsque ce système orthogonal admet une rotation, les composantes de contrainte changent de valeurs. En somme les contraintes normales et de cisaillement sont observées pour chaque état/amplitude de pression et sont considérées comme chargement pour l'étude de fatigue pour le modèle d'élément fini. C'est ainsi que la fonction « SCALE-COMBINE » est utilisée dans l'analyse de la fatigue où le modèle d'éléments finis est résolu pour un ou plusieurs états de contrainte qui est définie en un historique temporel de chargement et en combinant chaque état en un seul tenseur. La définition de ce chargement (Figure 5-6) est une série de facteurs d'échelles numériques qui représentent un cycle de fatigue du modèle, et ce selon leur géométrie.

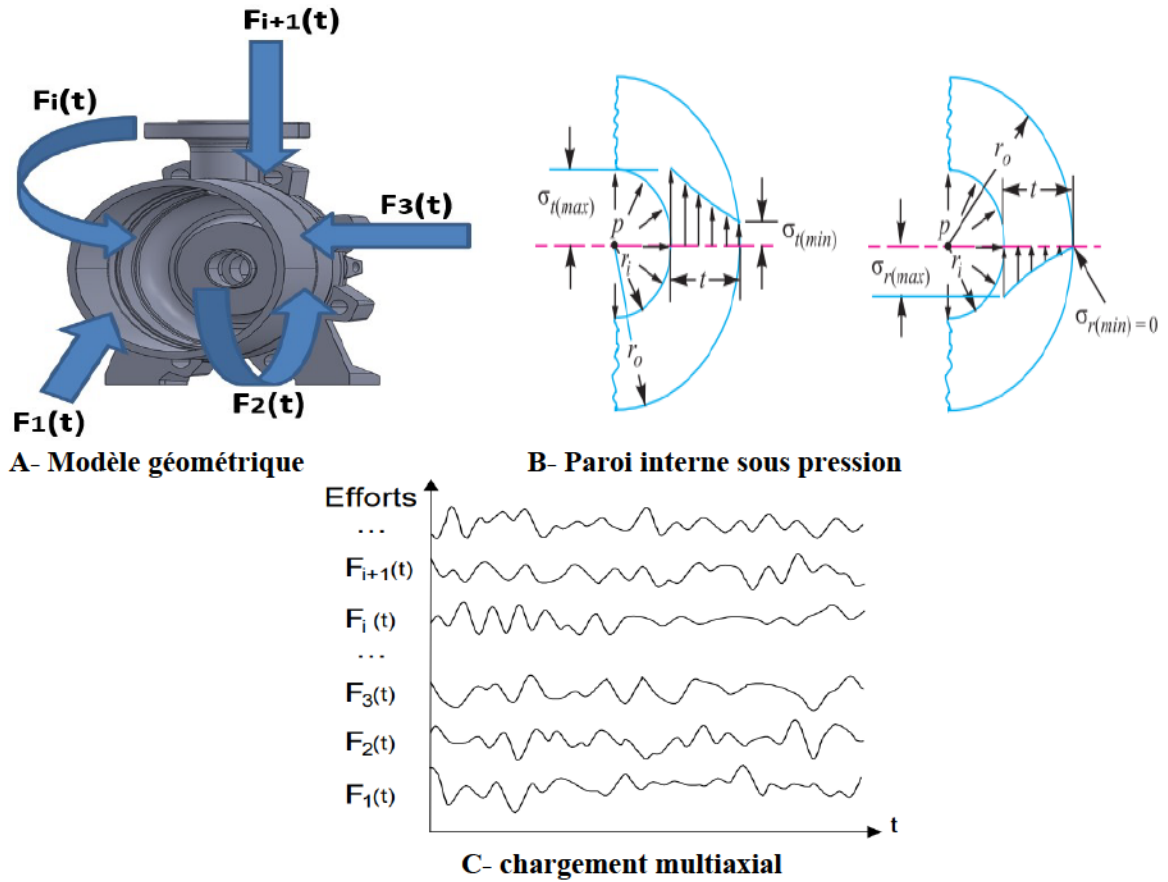


Figure 5-5 modèle géométrique soumise à un chargement multiaxial

La Figure 5-5 représente le modèle géométrique de la section de décharge subissant des efforts qui lui sont appliqués dont l'ensemble est représenté sous la forme d'un système linéaire d'états unitaires.

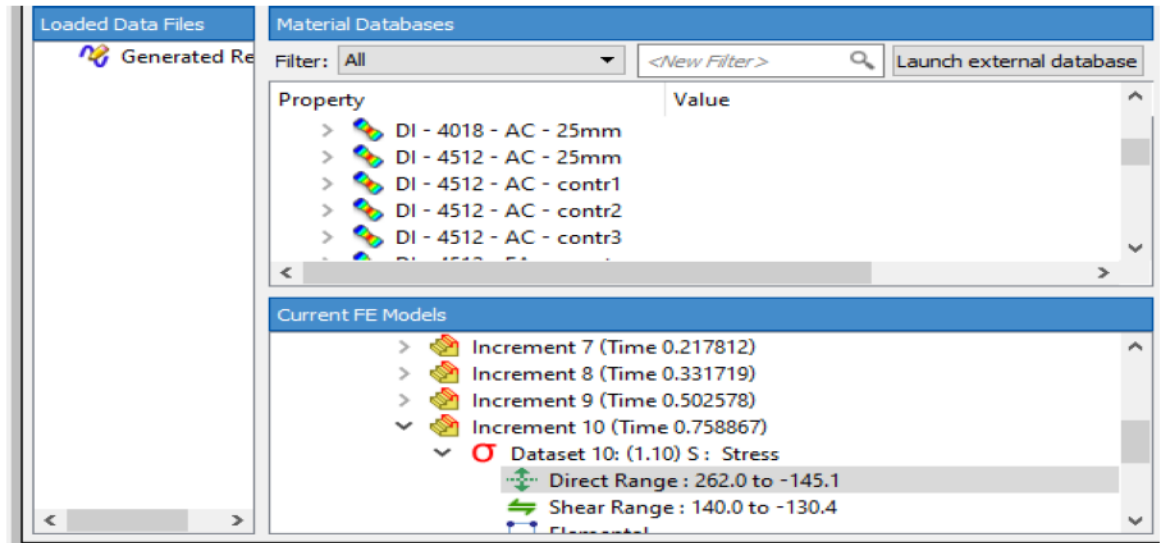
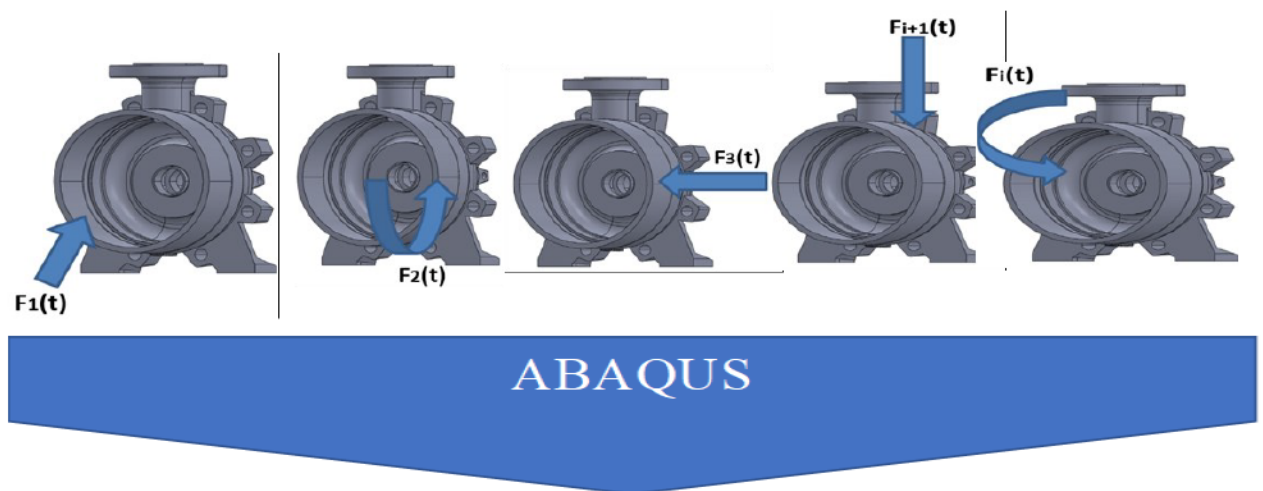


Figure 5-6 Introduction du chargement



$$[\sigma_{ij}^{F1}] \quad [\sigma_{ij}^{F2}] \quad [\sigma_{ij}^{F3}] \quad [\sigma_{ij}^{Fi}] \quad [\sigma_{ij}^{Fi+1}]$$

Figure 5-7 Décomposition des efforts en états unitaires

La Figure 5-5 représente le modèle géométrique de la section de décharge subissant des efforts qui lui sont appliqués dont l'ensemble est représenté sous la forme d'un système linéaire d'états unitaires.

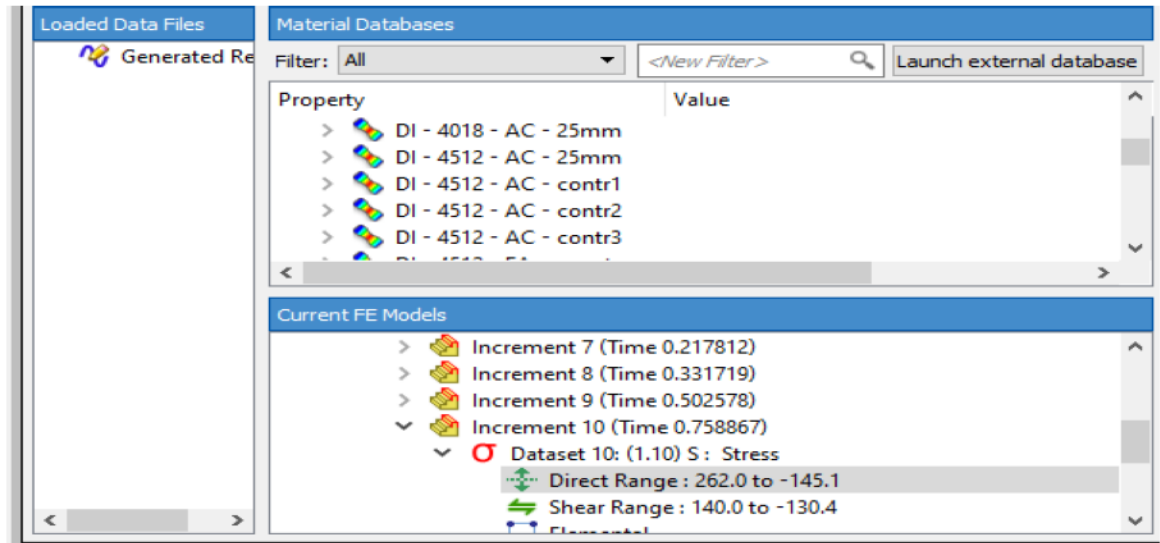
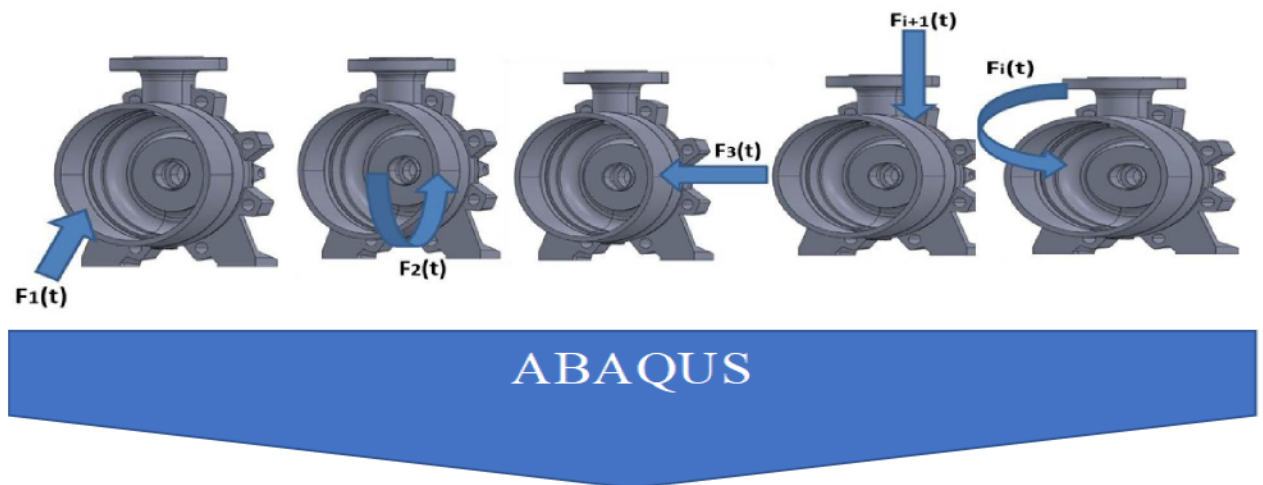


Figure 5-6 Introduction du chargement



$$[\sigma_{ij}^{F1}] \quad [\sigma_{ij}^{F2}] \quad [\sigma_{ij}^{F3}] \quad [\sigma_{ij}^{Fi}] \quad [\sigma_{ij}^{Fi+1}]$$

Figure 5-7 Décomposition des efforts en états unitaires

En prenant compte le système des états unitaires (Figure 5-7) correspondant à une force normalisée (F_k) et en combinant chaque point de la structure à un tenseur de contrainte $[\sigma_{ij}^{Fk}]$, il est aisément facile de recomposer la séquence de chargement en contraintes en tout point vu la linéarité du comportement élastique de la structure, on pourra par la suite superposer par combinaison linéaire les états unitaires pondérés respectivement par les valeurs des efforts à l'instant t :

$$[\sigma_{ij}] = \frac{F_1(t)}{F_1} [\sigma_{ij}^{F1}] + \frac{F_2(t)}{F_2} [\sigma_{ij}^{F2}] + \frac{F_3(t)}{F_3} [\sigma_{ij}^{F3}] + \dots + \frac{F_i(t)}{F_i} [\sigma_{ij}^{Fi}] + \frac{F_{i+1}(t)}{F_{i+1}} [\sigma_{ij}^{Fi+1}] + \dots$$

Ce qui se traduit par :

$$[\sigma_{ij}] = \sum_{k=1}^n \frac{F_k(t)}{F_k} [\sigma_{ij}^{Fk}] \quad (37)$$

Une fois que la simulation est terminée, les résultats au format (odb) des analyses d'Abaqus seront ensuite donnés en entrée à Fe-Safe, où l'évaluation de la fatigue sera faite. Ainsi l'historique du chargement est décrit dans les Tableau 5-4, Tableau 5-5, Tableau 5-6 pour chaque état de pression selon le modèle :

Tableau 5-4 Historique des chargements Modèle M2

Modèle	Contrainte (MPa)								
M2	Itération	Amplitude	Pression (MPa)	Chargement Direct			Cisaillement		
				Min	Max	σ_a	Min	Max	τ_a
	1	0,01	0,25	-3,42	6,21	1,40	-3,24	3,34	0,05
	2	0,02	0,49	-6,83	12,42	2,79	-6,47	6,67	0,10
	3	0,04	0,86	-11,96	21,73	4,88	-11,33	11,68	0,18
	4	0,06	1,41	-19,65	35,70	8,02	-18,61	19,19	0,29
	5	0,09	2,24	-31,18	56,65	12,73	-29,53	30,45	0,46
	6	0,14	3,48	-48,48	88,08	19,80	-45,92	47,34	0,71
	7	0,22	5,34	-74,44	135,22	30,39	-70,50	72,68	1,09
	8	0,33	8,13	-113,36	205,94	46,29	-107,37	110,69	1,66
	9	0,50	12,31	-171,75	312,01	70,13	-162,67	167,70	2,52
	10	0,76	18,59	-259,28	456,63	98,68	-245,62	242,37	-1,63
11	1,00	24,50	-341,19	635,37	147,09	-260,93	264,61	1,84	
	Déformation (mm/mm)								
	Itération	Amplitude	Pression (MPa)	Chargement Direct			Cisaillement		
Min				Max	ϵ_a	Min	Max	ϵ_a	
	1	0,01	0,25	-1,9E-05	3,1E-05	5,9E-06	-5,0E-05	5,1E-05	7,7E-07
	2	0,02	0,49	-3,8E-05	6,1E-05	1,2E-05	-9,9E-05	1,0E-04	1,5E-06
	3	0,04	0,86	-6,6E-05	1,1E-04	2,1E-05	-1,7E-04	1,8E-04	2,7E-06
	4	0,06	1,41	-1,1E-04	1,8E-04	3,4E-05	-2,9E-04	2,9E-04	4,4E-06
	5	0,09	2,24	-1,7E-04	2,8E-04	5,4E-05	-4,5E-04	4,7E-04	7,0E-06
	6	0,14	3,48	-2,7E-04	4,4E-04	8,4E-05	-7,1E-04	7,3E-04	1,1E-05
	7	0,22	5,34	-4,1E-04	6,7E-04	1,3E-04	-1,1E-03	1,1E-03	1,7E-05
	8	0,33	8,13	-6,3E-04	1,0E-03	2,0E-04	-1,6E-03	1,7E-03	2,6E-05
	9	0,50	12,31	-9,5E-04	1,5E-03	3,0E-04	-2,5E-03	2,6E-03	3,9E-05
	10	0,76	18,59	-1,4E-03	2,5E-03	5,3E-04	-3,8E-03	4,3E-03	2,5E-04
	11	1,00	24,50	-3,5E-03	4,6E-03	5,7E-04	-1,4E-02	9,1E-03	-2,2E-03

Tableau 5-5 Historique des chargements Modèle M3

Modèle	Itération	Amplitude	Pression (MPa)	Contrainte (MPa)						
				Chargement Direct			Cisaillement			
				Min	Max	σ_a	Min	Max	τ_a	
M3	1	0,01	0,25	-4,06	7,06	1,50	-3,82	4,02	0,10	
	2	0,02	0,49	-8,12	14,12	3,00	-7,64	8,03	0,20	
	3	0,04	0,86	-14,22	24,70	5,24	-13,37	14,06	0,34	
	4	0,06	1,41	-23,36	40,58	8,61	-21,97	23,09	0,56	
	5	0,09	2,24	-37,07	64,40	13,67	-34,86	36,64	0,89	
	6	0,14	3,48	-57,63	100,13	21,25	-54,20	56,97	1,39	
	7	0,22	5,34	-88,48	153,72	32,62	-83,21	87,47	2,13	
	8	0,33	8,13	-134,75	234,11	49,68	-126,73	133,21	3,24	
	9	0,50	12,31	-204,16	354,69	75,27	-192,00	201,83	4,91	
	10	0,76	18,59	-309,61	530,38	110,39	-268,11	250,06	-9,02	
	11	1,00	24,50	-404,16	715,79	155,81	-271,55	264,15	-3,70	
					Déformation (mm/mm)					
					Chargement Direct			Cisaillement		
					Min	Max	ϵ_a	Min	Max	ϵ_a
		1	0,01	0,25	-0,00002	0,00004	0,00001	-0,00006	0,00006	0,00000
		2	0,02	0,49	-0,00004	0,00007	0,00001	-0,00012	0,00012	0,00000
		3	0,04	0,86	-0,00007	0,00012	0,00003	-0,00021	0,00022	0,00001
		4	0,06	1,41	-0,00012	0,00020	0,00004	-0,00034	0,00035	0,00001
		5	0,09	2,24	-0,00019	0,00032	0,00007	-0,00054	0,00056	0,00001
		6	0,14	3,48	-0,00030	0,00050	0,00010	-0,00083	0,00087	0,00002
		7	0,22	5,34	-0,00045	0,00077	0,00016	-0,00128	0,00134	0,00003
		8	0,33	8,13	-0,00069	0,00117	0,00024	-0,00195	0,00205	0,00005
	9	0,50	12,31	-0,00105	0,00177	0,00036	-0,00295	0,00310	0,00008	
	10	0,76	18,59	-0,00158	0,00328	0,00085	-0,00540	0,00688	0,00074	
	11	1,00	24,50	-0,00317	0,00565	0,00124	-0,00971	0,01213	0,00121	

Tableau 5-6 Historique des chargements Modèle M4

Modèle	Itération	Amplitude	Pression (MPa)	Contrainte (MPa)					
				Chargement Direct			Cisaillement		
				Min	Max	σ_a	Min	Max	τ_a
M4	1	0,01	0,25	-4,45	6,62	1,08	-3,61	3,62	0,01
	2	0,02	0,49	-8,90	13,24	2,17	-7,21	7,23	0,01
	3	0,04	0,86	-15,58	23,16	3,79	-12,62	12,66	0,02
	4	0,06	1,41	-25,59	38,06	6,23	-20,73	20,79	0,03
	5	0,09	2,24	-40,62	60,39	9,89	-32,90	33,00	0,05
	6	0,14	3,48	-63,15	93,90	15,37	-51,15	51,30	0,08
	7	0,22	5,34	-96,95	144,16	23,60	-78,52	78,76	0,12
	8	0,33	8,13	-147,65	219,54	35,95	-119,59	119,95	0,18
	9	0,50	12,31	-223,70	332,62	54,46	-181,19	181,74	0,27
	10	0,76	18,59	-338,06	485,23	73,59	-249,62	234,64	-7,49
	11	1,00	24,50	-453,45	620,59	83,57	-321,99	269,36	-26,31
	Itération	Amplitude	Pression (MPa)	Déformation (mm/mm)					
				Chargement Direct			Cisaillement		
				Min	Max	ϵ_a	Min	Max	ϵ_a
	1	0,01	0,25	-0,00002	0,00003	0,00001	-0,00006	0,00006	0,00000
	2	0,02	0,49	-0,00004	0,00006	0,00001	-0,00011	0,00011	0,00000
	3	0,04	0,86	-0,00006	0,00011	0,00002	-0,00019	0,00019	0,00000
	4	0,06	1,41	-0,00010	0,00018	0,00004	-0,00032	0,00032	0,00000
	5	0,09	2,24	-0,00017	0,00029	0,00006	-0,00051	0,00051	0,00000
	6	0,14	3,48	-0,00026	0,00046	0,00010	-0,00079	0,00079	0,00000
	7	0,22	5,34	-0,00040	0,00070	0,00015	-0,00121	0,00121	0,00000
	8	0,33	8,13	-0,00061	0,00107	0,00023	-0,00184	0,00184	0,00000
9	0,50	12,31	-0,00092	0,00162	0,00035	-0,00278	0,00279	0,00000	
10	0,76	18,59	-0,00138	0,00246	0,00054	-0,00494	0,00527	0,00017	
11	1,00	24,50	-0,00253	0,00464	0,00105	-0,00877	0,00924	0,00024	

6 : RÉSULTATS ET DISCUSSION

6.1 Modèle de prédiction de la pression limite :

Étant donné qu'on ne peut pas plastifier ces modèles expérimentalement avec l'équipement mis à disposition (la pompe manuelle ne permet pas d'aller au-delà de 3000psi), on a fait recours au numérique (logiciel Abaqus FEA) pour déterminer le critère de pression limite qui est de 0.19% de déformation totale qui correspond au début de la zone plastique de ces modèles de décharges, à savoir le PEEQ. Dans cette analyse la déformation est définie comme étant la variable dépendante tandis que la pression et la géométrie sont les variables indépendantes (les variables qui expliquent la déformation).

Donc on aura une fonction de la forme :

$$\text{Déformation} = \beta_0 + \beta_1 * \text{Pression} + \beta_2 * \text{Géométrie} = 0.19\% \text{ (PEEQ)}$$

D'où β_0 β_1 β_2 sont des constantes

Les déformations ci-dessous sont issues d'une base de données comportant 30 millions de données via le système d'acquisition lors des essais expérimentaux. En effet le logiciel enregistre 1000 données par secondes.

Déformation (Psi)	Pression	Section (cm²)
8,15376 E-05	500	313,45
0,000191565	750	313,45
0,000301592	1000	313,45
0,000411619	1250	313,45
0,000521647	1500	313,45
0,000631674	1750	313,45
0,000741702	2000	313,45
0,000178665	500	488,77
0,000288546	750	488,77
0,00039842	1000	488,77
0,000508287	1250	488,77
0,000618146	1500	488,77
0,000727999	1750	488,77
0,000837844	2000	488,77
0,000166148	500	618,28
0,000287202	750	618,28
0,000408255	1000	618,28
0,000529308	1250	618,28
0,000650362	1500	618,28
0,000771415	1750	618,28
0,000892468	2000	618,28

Tableau 6-1 rapports détaillés de la régression linéaire :

<i>Statistiques de la régression</i>	
Coefficient de détermination multiple	0,99728722
Coefficient de détermination R ²	0,99458179
Coefficient de détermination R ²	0,99397977
Erreur type	1,8544 E-05
<i>Coefficients</i>	
Constante	0,00027246
Pression (Psi)	4,5459 E-07
Section (cm ²)	3,9553 E-07

Les différents coefficients de déterminations (Tableau 6-1) sont de 0.99, proche de 1 avec des valeurs des constantes dans le Tableau 6-2. Ce qui veut dire que le modèle prédit à hauteur de 99%.

Tableau 6-2 valeurs des constantes

	Constante	Symbole
	-	
La pente	0,000272456	β_0
Pression (Psi)	4,54592 E-07	β_1
Géométrie	3,96 E-07	β_2

$$\text{Déformation} = -0,000272456 + 4,54592 \text{ E-}07 * \text{Pression} + 3,96 \text{ E-}07 * \text{Géométrie} = 0.19\%$$

Tableau 6-3 calculs de l'écart

Déformation	Pression (Psi)	Section	Fonction=$\beta_0+(\beta_1*Pression)+(\beta_2*Géométrie)$	Écart en valeur absolue
8,15376 E-05	500	313,45	7,88184 E-05	2,71918 E-06
0,000191565	750	313,45	0,000192466	9,01705E-07
0,000301592	1000	313,45	0,000306114	4,52247 E-06
0,000411619	1250	313,45	0,000419762	8,14313 E-06
0,000521647	1500	313,45	0,00053341	1,17636 E-05
0,000631674	1750	313,45	0,000647058	1,5384 E-05
0,000741702	2000	313,45	0,000760706	1,90042 E-05
0,000178665	500	488,77	0,000148163	3,05026E-05
0,000288546	750	488,77	0,000261811	2,67355 E-05
0,00039842	1000	488,77	0,000375458	2,29613 E-05
0,000508287	1250	488,77	0,000489106	1,91802 E-05
0,000618146	1500	488,77	0,000602754	1,53919 E-05
0,000727999	1750	488,77	0,000716402	1,15964 E-05
0,000837844	2000	488,77	0,00083005	7,79371 E-06
0,000166148	500	618,28	0,000199388	3,32392 E-05
0,000287202	750	618,28	0,000313036	2,58338 E-05
0,000408255	1000	618,28	0,000426683	1,84285 E-05
0,000529308	1250	618,28	0,000540331	1,10231 E-05
0,000650362	1500	618,28	0,000653979	3,61775 E-06
0,000771415	1750	618,28	0,000767627	3,78762 E-06
0,000892468	2000	618,28	0,000881275	1,1193 E-05
Somme des Écart				0,000303723
Moyenne des erreurs (ϵ)				1,4463 E-05

On constate aisément que le modèle prédit parfaitement (Tableau 6-3), c'est-à-dire que dans ce cas précis, la pression et la géométrie prédisent à 99% les déformations des modèles de décharges.

$$\text{Déformation} = -0,000272456 + (4,54592 \text{ E-}07 * \text{Pression}) + (3,96 \text{ E-}07 * \text{Géométrie}) + \epsilon = 0.19\%$$

Pour déterminer la pression limite, sachant que le PEEQ est de 0.19%, le modèle devient :

$$\text{PEEQ} = \beta_0 + (\beta_1 * \text{Pression}) + (\beta_2 * \text{Géométrie}) + \epsilon$$

En somme on peut établir le modèle de prédiction de la pression limite suivant :

$$P = \frac{PEEQ - \left[\beta_0 + \beta_2 \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} + \epsilon \right]}{\beta_1}$$

	Constante	Symbole
Intercept/ La pente	0,000272456	β_0
Pression (Psi)	4,54592 E-07	β_1
Géométrie	3,96 E-07	β_2
Écart	1,4463 E-05	ϵ
Déformation plastique équivalente	0.19%	PEEQ

Avec :

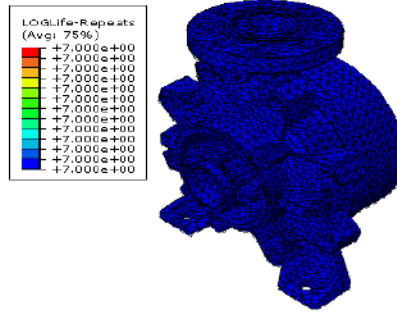
D : Diamètre extérieur (cm)

d : Diamètre intérieur (cm)

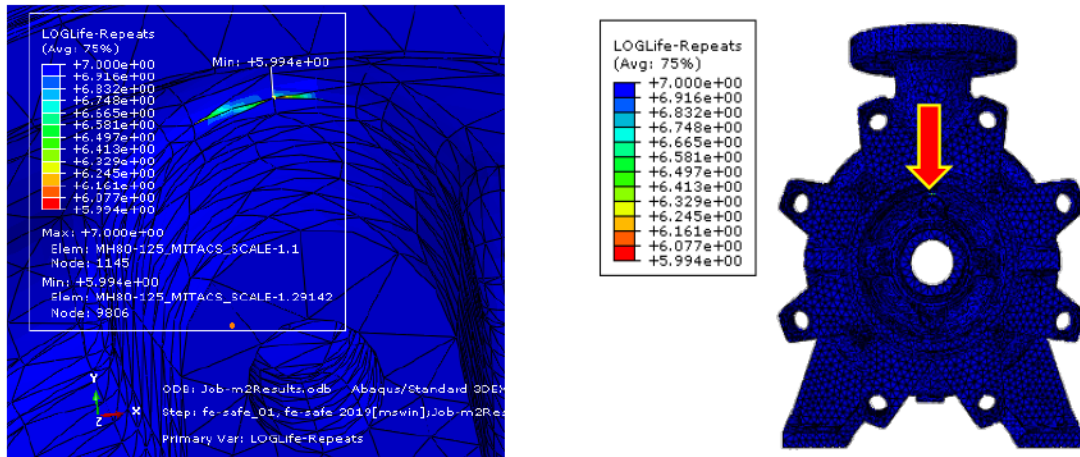
P : Pression limite (Psi)

6.2 Estimation de la durée de vie avec le logiciel FE-SAFE :

Le logiciel Fe-safe comprend une vaste bibliothèque de matériaux qui est intégrée au logiciel. Cela inclut de nombreux matériaux pour lesquels les propriétés de résistance à la fatigue ont été dérivées à partir d'essais de fatigue basés sur la déformation ou la contrainte. La Figure 6-1 montre les plages de durée de vie du modèle M2. Pour la présentation des résultats, un spectre arc-en-ciel inversé a été utilisé (le rouge représente la résistance à la fatigue la plus faible).



A-pression cyclique de 3000 Psi



B-pression cyclique de 3555 Psi

Figure 6-1 évaluations de la durée de vie du modèle M2

Les valeurs sur la plage de donnée sont le N cycle (nombre de fois que le cycle se répète). Pour avoir le nombre de cycles, il faudrait le multiplier par (10^6) .

En somme, la durée de vie en fatigue :

- Pour une pression cyclique 3000 Psi (Figure 6-1-A), le modèle est dans sa zone de confort, c'est-à-dire qu'il a une durée de vie illimitée : 10^7 : $10E+06$ cycles.
- En revanche, pour une pression de 3555 Psi (Figure 6-1-B), il y'aura naissance d'une fissure pour ce chargement spécifique avant de se rompre au bout de : $10^{(5.994)}$: 986280 cycles.

Le même processus sera appliqué pour les autres modèles ce qui donnera les résultats suivants :

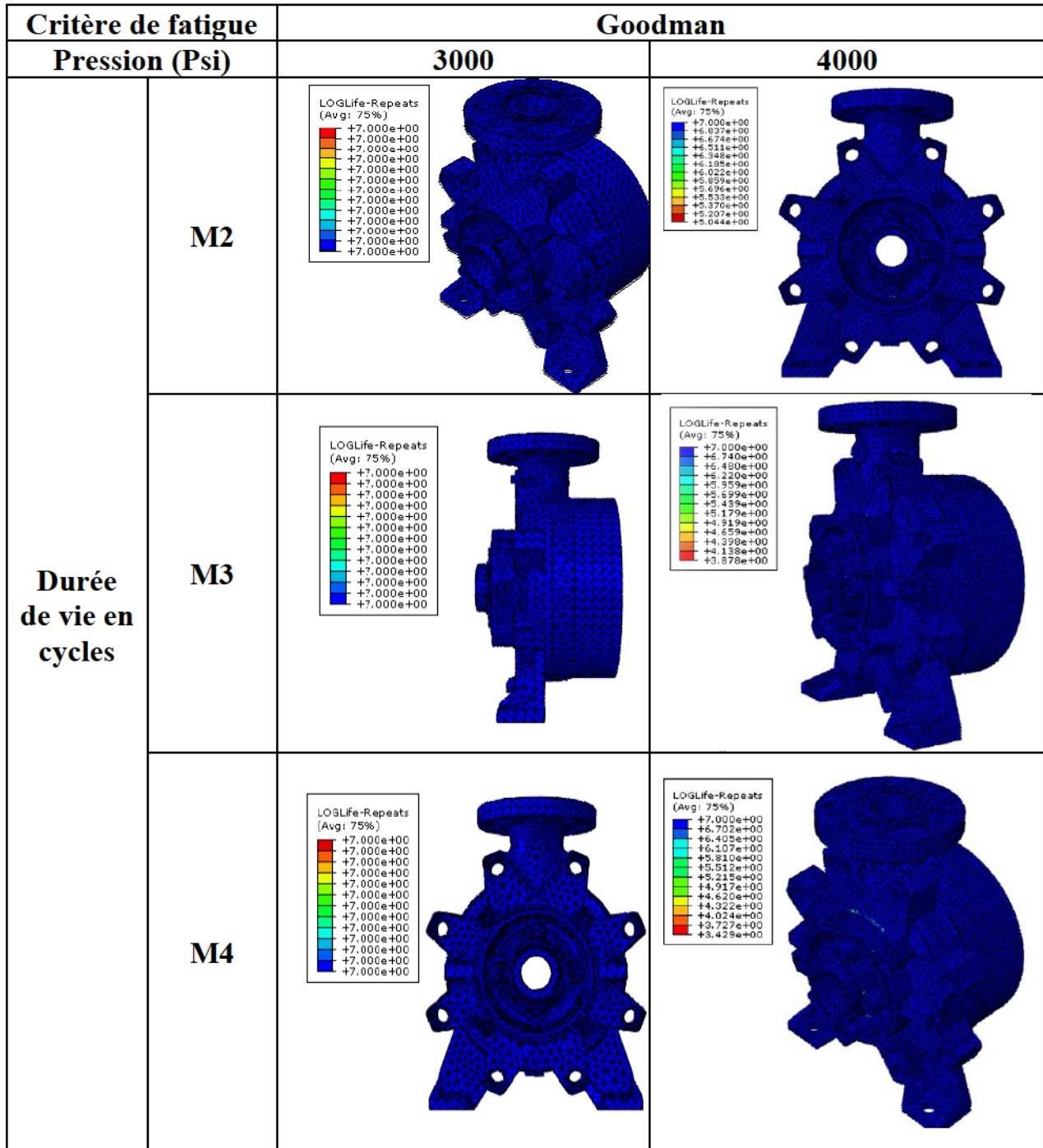


Figure 6-2 évaluations de la durée de vie en appliquant le critère de GOODMAN

Critère de fatigue		Sonderberg	
Pression (Psi)		3000	4000
Durée de vie en cycles	M2		
	M3		
	M4		

Figure 6-3 évaluations de la durée de vie suivant le critère de SONDERBERG

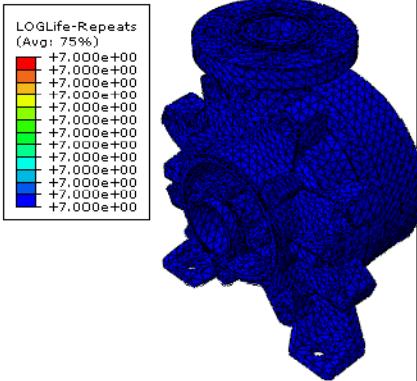
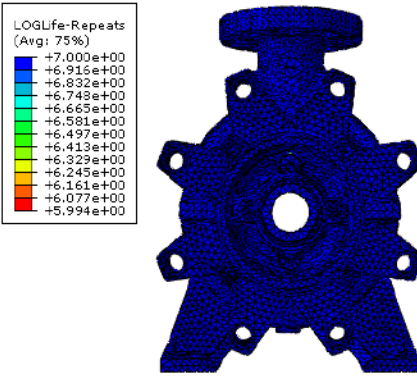
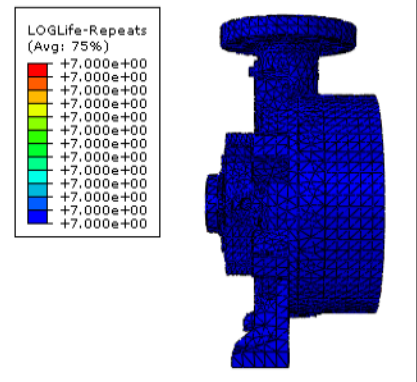
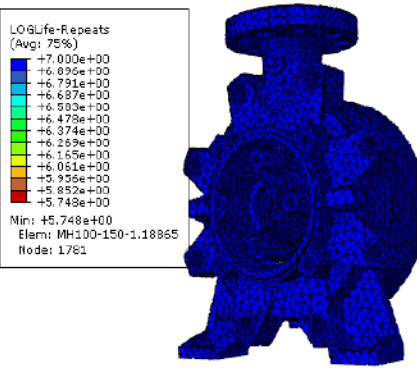
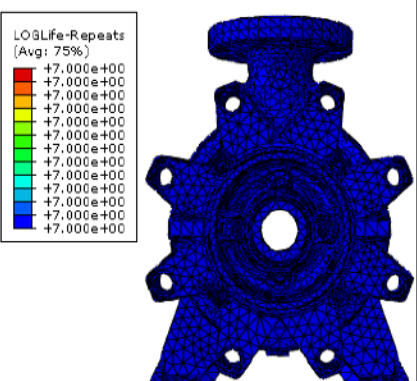
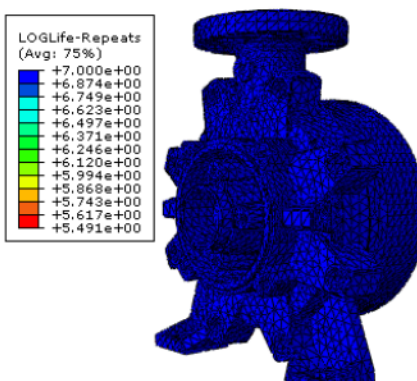
Critère de fatigue		Morrow	
Pression (Psi)		3000	3555
Durée de vie en cycles	M2		
	M3		
	M4		

Figure 6-4 évaluations de la durée de vie selon le critère de MORROW

Tableau 6-4 Durée de vie en fatigue (FE-Safe)

Critère de fatigue		Goodman		Sonderberg		Morrow	
Pression (Psi)		3000	4000	3000	4000	3000	3555
Durée de vie en cycles	M2	10E+06	110663	10E+06	21728	10E+06	986280
	M3	10E+06	7551	10E+06	14388	10E+06	559758
	M4	10E+06	2685	10E+06	1699	10E+06	309742

Conclusion :

À l'issue de cette analyse, les critères retenus sont ceux de Tresca, déformation plastique équivalente (PEEQ) et énergie de déformation (SENER), qui a donné les valeurs de prédiction de la pression limite suivant en fonction de la géométrie. On remarque que le critère le plus pertinent est celui de PEEQ qui sous-estime les valeurs des pressions limites des modèles d'une façon générale tandis que le critère de Tresca est celui qui surestime les valeurs des pressions.

La combinaison des logiciels Abaqus et de son module Fe-Safe a permis de mettre en évidence certains points, à savoir :

- Pour ces trois modèles, la durée de vie en fatigue se trouve dans la zone de vie illimitée jusqu'à une pression cyclique de 3000 PSI (Tableau 6-4). En d'autres termes, ils peuvent travailler sans risque de rupture jusqu'à cette pression.
- On remarque que le critère de MORROW (Figure 6-4) est le modèle de fatigue le plus pertinent face à celui de SONDERBERG (Figure 6-3) et de GOODMAN (Figure 6-2)
- En ce qui concerne la zone de fatigue oligocyclique, ce sont les modèles M3 et M4 qui seront les premiers à se déformer plastiquement après l'application d'une pression de 3555 PSI avec un nombre faible de cycles de 559758 et 309742 respectivement pour le M3 et M4 tandis que pour le modèle M2 le nombre de cycles est 986280 avant la rupture.

En mettant en évidence les résultats obtenus à travers l'étude du comportement dynamique de ces modèles, les zones de concentration de contrainte (Figure 6-5) sont à la partie arrière de la section de décharge autour du moyeu :

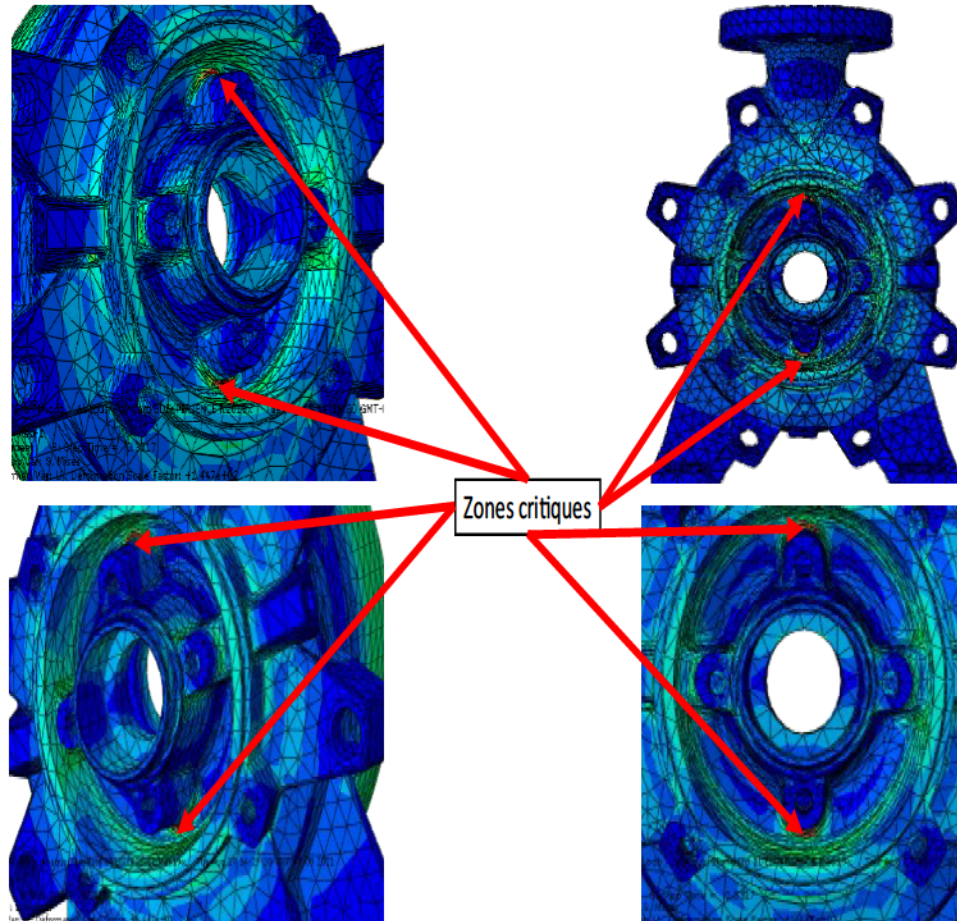


Figure 6-5 Zones critiques

Pour pallier ce problème, il existe plusieurs solutions telles que le surdimensionnement. Cependant, dans notre cas, c'est l'optimisation structurelle qui sera utilisée afin d'y remédier, en d'autres termes, il s'agit de supprimer le superflu de matière et garantir un bon fonctionnement dans un état spécifique.

6.3 Optimisation structurelle

6.3.1 Introduction

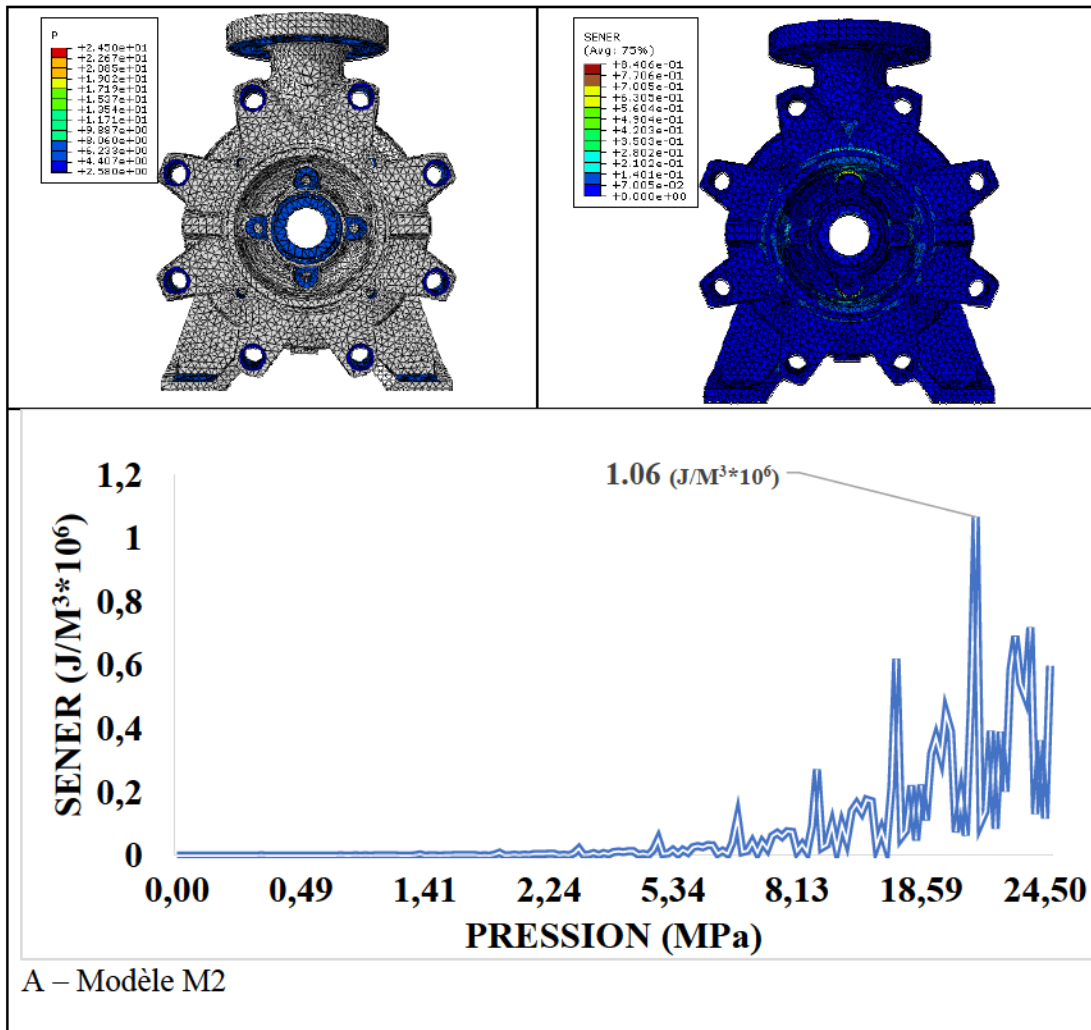
De nos jours, les ingénieurs cherchent à obtenir la meilleure structure selon les conditions imposées, par exemple pour minimiser la masse ou le volume. L'optimisation de la conception structurelle est le processus qui nous permet de déterminer la répartition des matériaux pour atteindre ces conditions. Trois méthodes d'optimisation différentes sont disponibles dans la littérature : structure, forme ou topologie. Ce qui nous intéressera dans cet exercice est l'optimisation topologique. La procédure pour l'optimisation topologique dans un logiciel de CAO/DAO est la suivante :

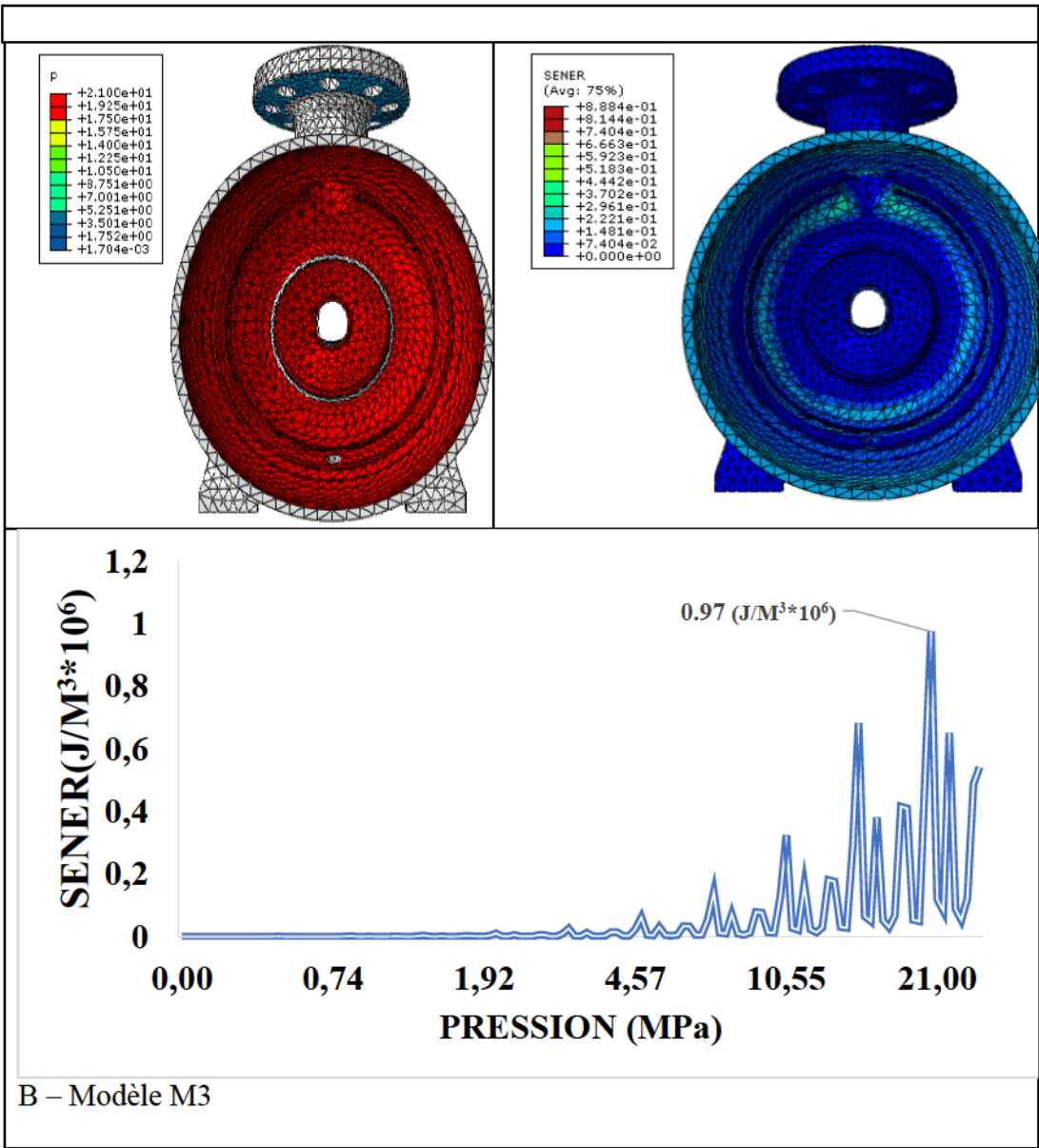
- 1- Importation du fichier CAO ou Modélisation de la géométrie initiale
- 2- Introduction des propriétés mécanique du matériau
- 3- Applications des conditions aux limites (Pression, couple de serrage, fixation, degrés de liberté, etc.)
- 4- Maillage automatique adaptative aux rayons de courbure
- 5- Optimisation topologique
 - ✓ Zone d'optimisation
 - ✓ Fonction objective (minimiser ou maximiser)
 - ✓ Contrainte sur la réponse (Masse, volume, déplacement, Von Mises, SENER, E, etc. ...)
 - ✓ Densité topologie
- 6- Traitement des différentes surfaces pour correction
- 7- Lissage du maillage
- 8- Modélisation de la géométrie optimisée
- 9- Exportation du modèle optimisée

6.3.2 Optimisation topologique des sections de décharge :

Comme cité dans les chapitres précédents, en ce qui concerne l'analyse du comportement des corps déformables, en particulier les corps axisymétriques, on fait recours à l'énergie de déformation qui est un outil important pour cette étude. En effet

un élément soumis à un chargement subit des déformations, parfois irréversibles. Dans ce mécanisme, pour un chargement graduel, le travail matérialisé par cette charge est converti, sous l'action des contraintes normale et de cisaillement, en travail interne; ce travail est appelé énergie de déformation. En considérant qu'il n'y a pas de perte (température), cette énergie est emmagasinée dans le matériau et l'énergie interne par unité de volume se définit comme la densité de l'énergie de déformation.





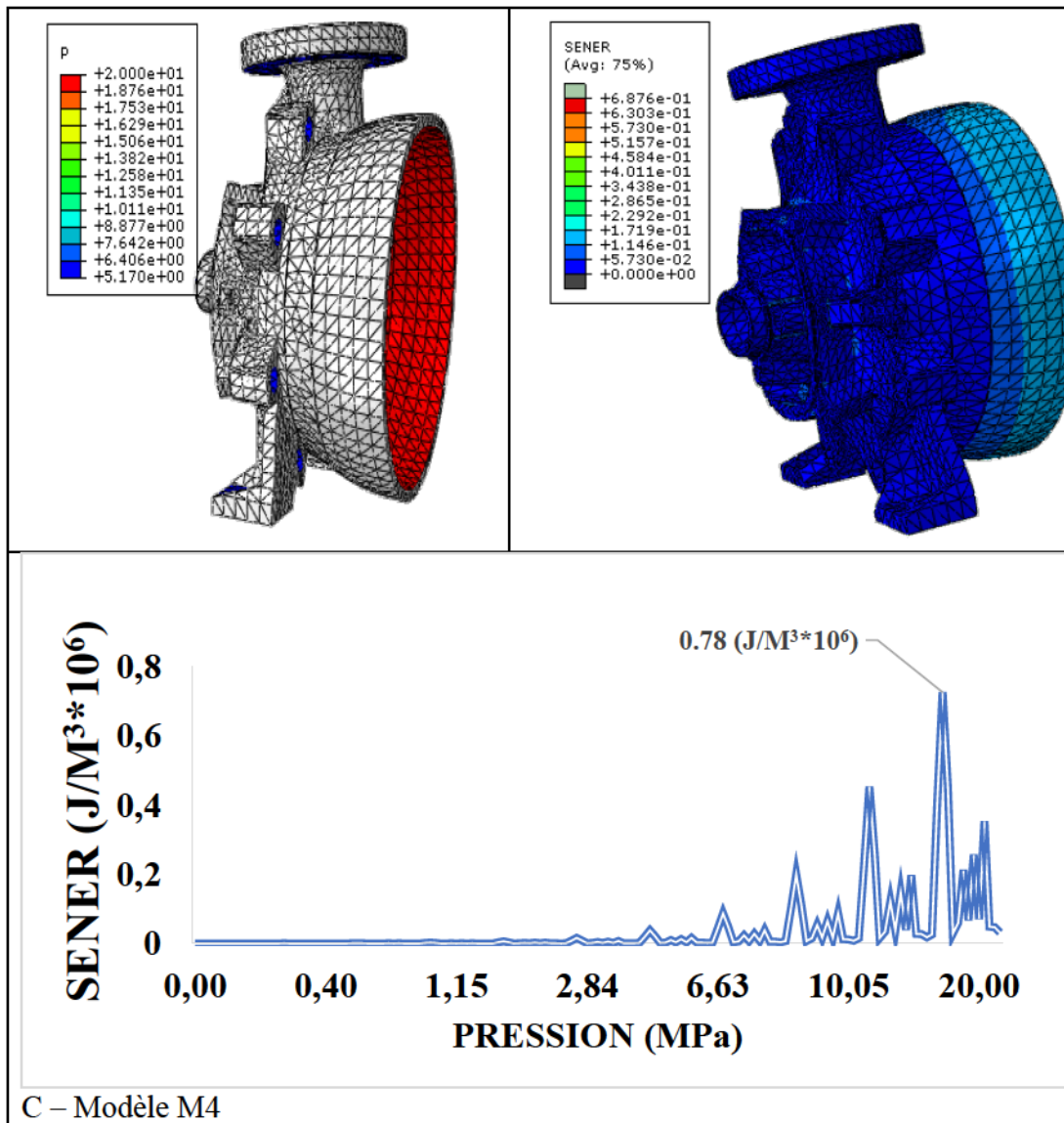


Figure 6-6 Densités d'énergie de déformation des nœuds critiques des modèles

Modèle	SENER J/m ³ *10 ⁶
M2	1,06
M3	0,97
M3	0,78

La Figure 6-6 montre que les SENER des différents modèles sont de loin supérieurs au critère qui a été fixé ($0,54 \text{ J/m}^3 \cdot 10^6$). C'est pourquoi l'objectif sera de minimiser SENER. Pour se faire, les simulations se feront dans le logiciel Abaqus coupler avec son module ATOM qui utilise l'algorithme SIMP avec la densité d'énergie de déformation du matériau.

6.3.3 L'algorithme SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization)

L'algorithme SIMP connue aussi sous le nom « density method » est la méthode mathématique la plus utilisée pour les matériaux solides isotropes. Il s'agit de la méthode la plus largement utilisée parmi plusieurs logiciels d'optimisation de topologie initiée proposée par BENDOSE et KIKUCHI (1988) et ROZVANY et ZHOU (1992). Selon BENDOSE (1989), « l'optimisation de forme dans sa définition la plus générale doit consister à déterminer pour chaque point de l'espace la présence ou non de matériau à ce point. » De ce fait, après discrétisation du modèle, la méthode SIMP intègre la distribution de la densité matière dans le modèle sous certaines contraintes afin de déterminer la forme la plus rigide. Il fixe les propriétés du matériau virtuel en fonction de la valeur de densité correspondante. La structure est divisée par N éléments, et chaque élément e a une masse volumique matérielle fractionnaire.

6.3.4 Formulations du problème d'optimisation

Un problème d'optimisation se distingue de : des fonctions objectives, des contraintes, des restrictions géométriques et des conditions d'arrêt :

- Une fonction objective définit la finalité du problème de l'optimisation.
- Une contrainte impose des restrictions à l'optimisation et définit une conception réalisable.
- Les restrictions géométriques imposent des limitations sur la topologie ou la forme de la structure qui peuvent être générées par l'optimisation.
- Les conditions d'arrêt définissent quand une tâche d'optimisation est considérée comme terminée.

Les fonctions objectives définissent l'objectif de l'optimisation. Une fonction objective est une valeur scalaire unique qui est formulée à partir d'un ensemble de réponses de conception. Dans ce cas précis, les réponses sont définies à partir de SENER (l'énergie de déformations) des nœuds d'une région (Figure 6-6), la fonction objective pourrait alors minimiser la somme des réponses de conception; c'est-à-dire minimiser la somme de l'énergie de déformation, en maximisant en fait la rigidité de la région. En d'autres termes, au cours de chaque cycle de conception, le module d'optimisation ATOM détermine d'abord laquelle de l'ensemble de réponses de conception a la valeur maximale, puis essaie de minimiser cette réponse de conception. Pour ces sections de décharges, les réponses de conception sont définies à partir de la contrainte dans plusieurs régions du modèle, la réduction de la réponse de conception maximale tente de minimiser la contrainte dans la région qui présente la contrainte maximale. Si les contraintes ne sont pas satisfaites, le résultat de l'optimisation peut ne pas être une conception réalisable. Par exemple, en essayer de maximiser la rigidité de la structure, ATOM remplira tout simplement toute la zone de conception si on n'applique aucune contrainte. Cependant si on applique par exemple une contrainte de masse à 50% de sa valeur initiale, ATOM est contraint de rechercher une solution optimale qui à la fois optimise la fonction objective de rigidité et satisfaisant la contrainte de masse. Dans ce processus c'est une contrainte de volume qui sera introduite dans ce problème.

La formulation du problème d'optimisation topologique de ces sections de décharge est la suivante :

- La fonction objective est de minimiser la densité d'énergie de déformation
- La contrainte est le volume de la pièce

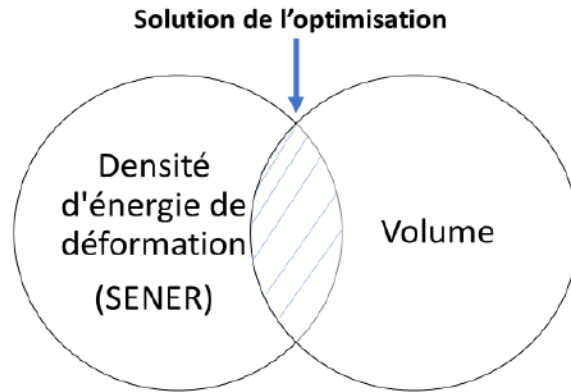


Figure 6-7 solutions de l'optimisation topologique des sections de décharge

La fonction objective est l'énergie de déformation (Figure 6-7) avec une contrainte qui est un pourcentage de notre volume principal V^* . La fonction objective à optimiser est la suite :

$$SE(P) = \sum_{e=1}^N (\rho_e)^P [U_e]^T \{k_e | U_e\}$$

Avec les contraintes :

$$V^* - \sum_{e=1}^N V_e \rho_e = 0;$$

$$0 < \rho_{\min} \leq \rho_e \leq 1$$

U_e : vecteur du déplacement de l'élément e

K_e : la matrice de raideur de l'élément e

ρ_e : masse volumique de l'élément e

ρ_{\min} : palier de masse volumique en dessous duquel on considère que celle-ci est nulle

P : est le facteur de pénalisation

Le facteur de pénalisation joue un rôle prédominant dans l'optimisation SIMP. L'ordre de grandeur du facteur influence la masse volumique fractionnaire ($0 < \rho_i < 1$) sur la simulation (Figure 6-8). Avec une grande valeur de facteur de pénalisation, on trouve moins d'éléments avec une masse volumique fractionnaire. La valeur de « p » varie dans la littérature, par exemple certains auteurs comme (Zhou, Pagaldipti, Thomas et Shyy) ^[33] préconisent de le choisir dans l'intervalle [2-4] ; d'autres (Sigmund) conseillent un $p=3$ ou encore (Rozvany) ^[45] qu'il faut partir d'un $p=1$ et l'incrémenter graduellement.

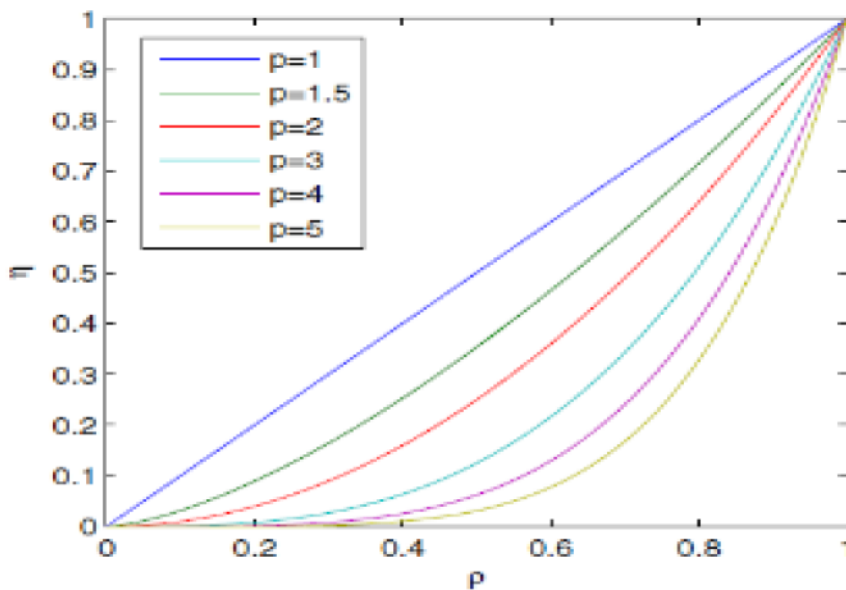
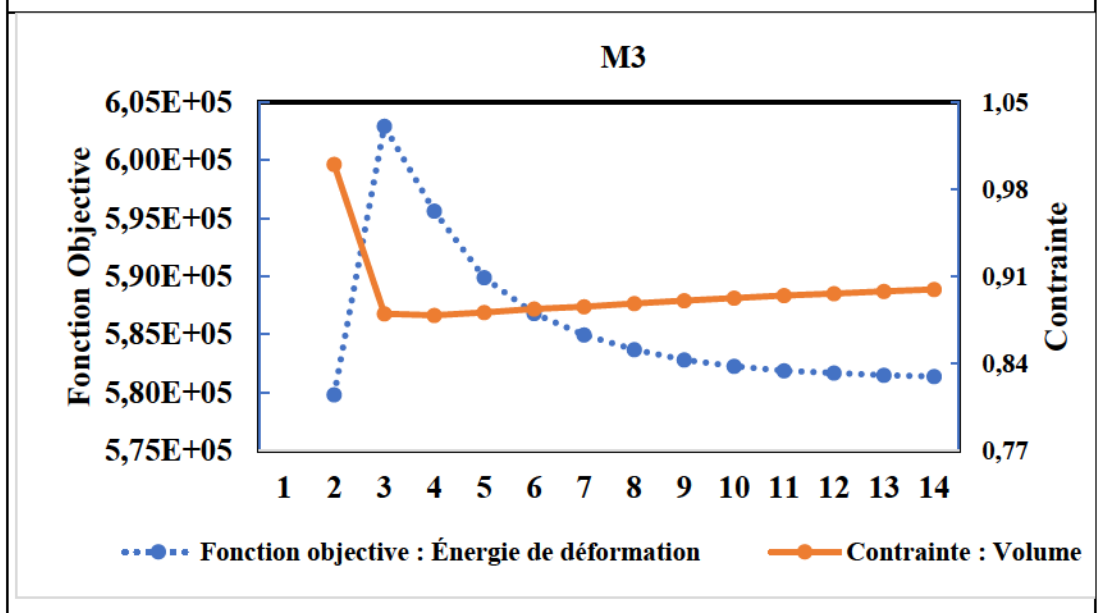
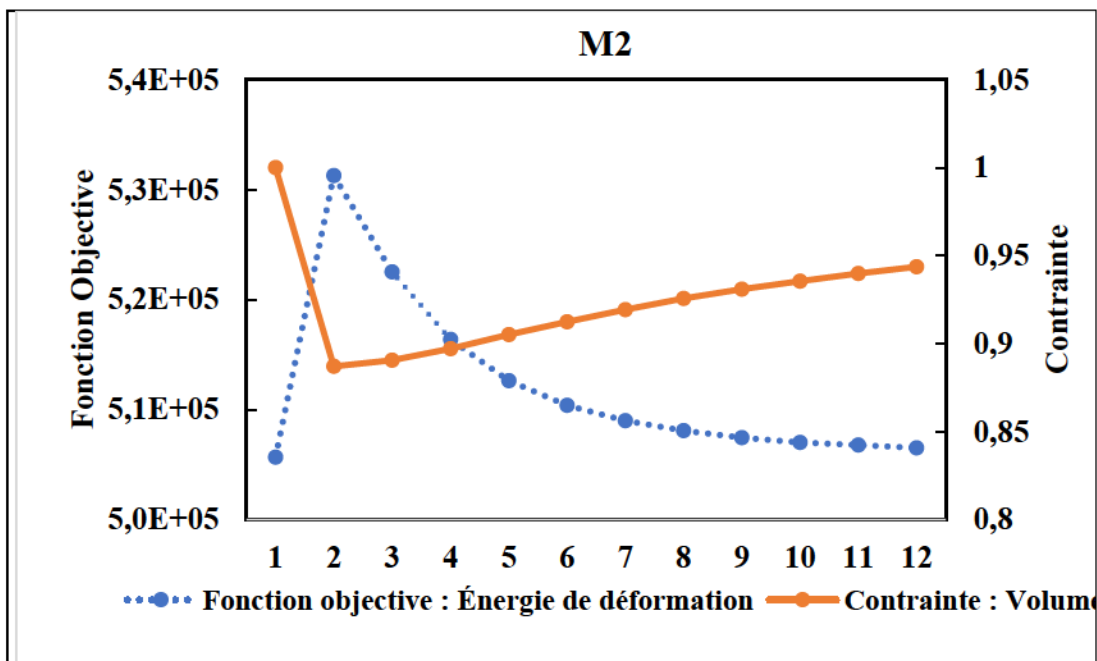


Figure 6-8 Comparaison de $\eta(\rho) = p\rho$. Il montre l'importance du facteur de pénalisation. (Deaton et grandhi ^[33])

Après quelques itérations; on a pu avoir une convergence de la solution, et ce selon chaque modèle :



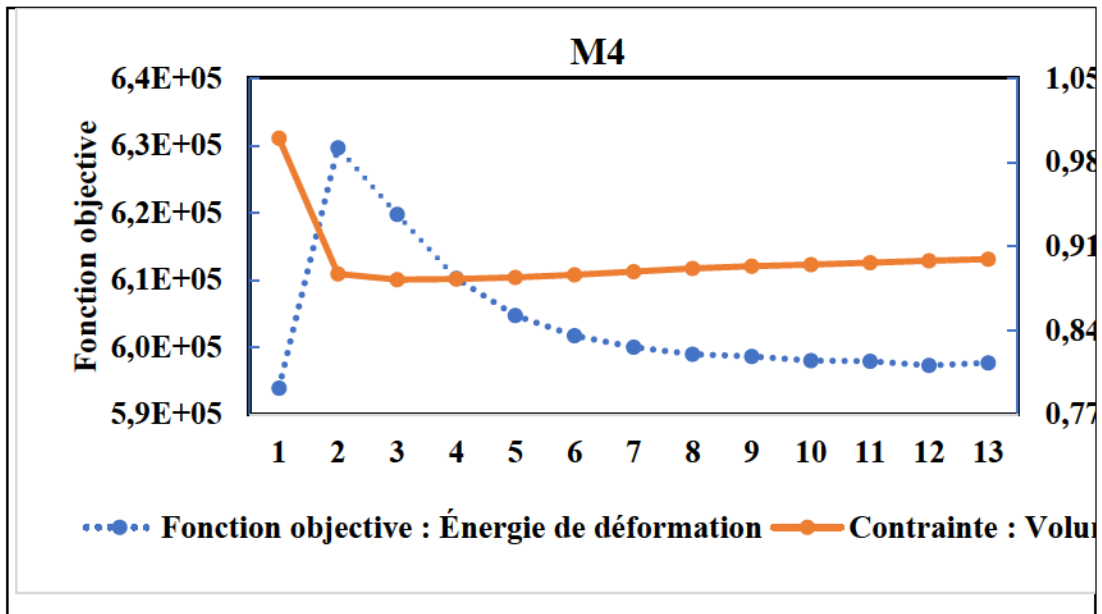
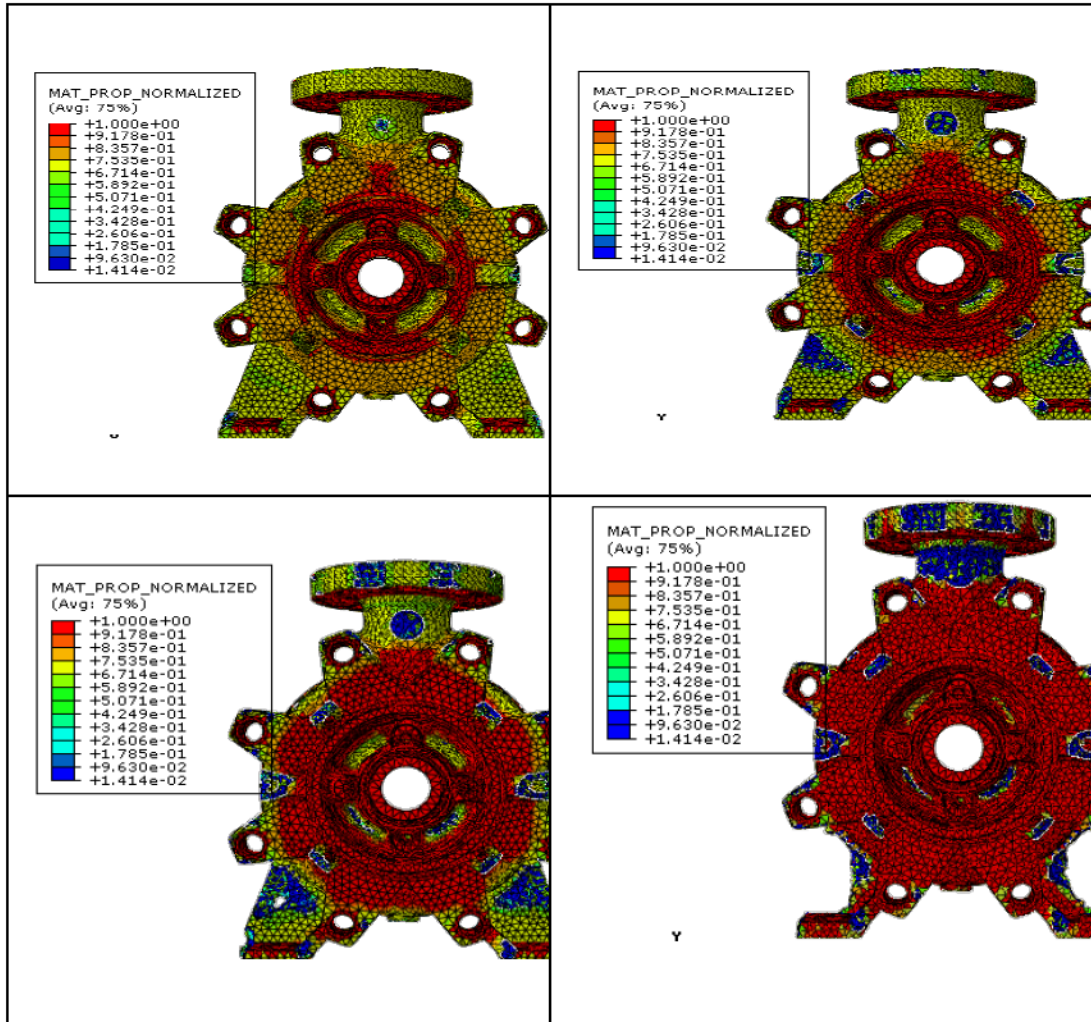


Figure 6-9 convergence de la solution

Le processus commence par une conception initiale (la zone de conception d'origine), contenant également toutes les conditions prescrites (telles que les conditions aux limites et les charges les plus fidèles). ATOM détermine une nouvelle répartition des matériaux en modifiant la densité et la rigidité des éléments de la conception initiale tout en continuant à satisfaire les contraintes d'optimisation, telles que le volume minimum ou le déplacement maximum d'une région. La Figure 6-10 montre la progression de l'optimisation topologique du modèle géométrique des sections de décharge. La fonction objective Figure 6-9 de l'optimisation cherche à minimiser le SENER maximal calculé à partir de tous les éléments de la section de décharge, et ce selon chacun, maximisant ainsi la rigidité structurelle de celle-ci. D'autre part, la contrainte oblige l'optimisation à réduire le volume par rapport à la valeur initiale. L'optimisation s'arrête lorsque le pourcentage de volume qui a été donné atteint. Ce pourcentage a été défini en fonction de chaque modèle et représente le volume maximum qu'on peut attribuer pour que la solution converge et qu'elle soit réalisable (pourcentage fixé selon chaque modèle).

Tableau 6-5 Résultats des valeurs après optimisation

Modèle	SENER J/m ³ *10 ⁶	Volume %
M2	0,507	95
M3	0,580	90
M3	0,594	90



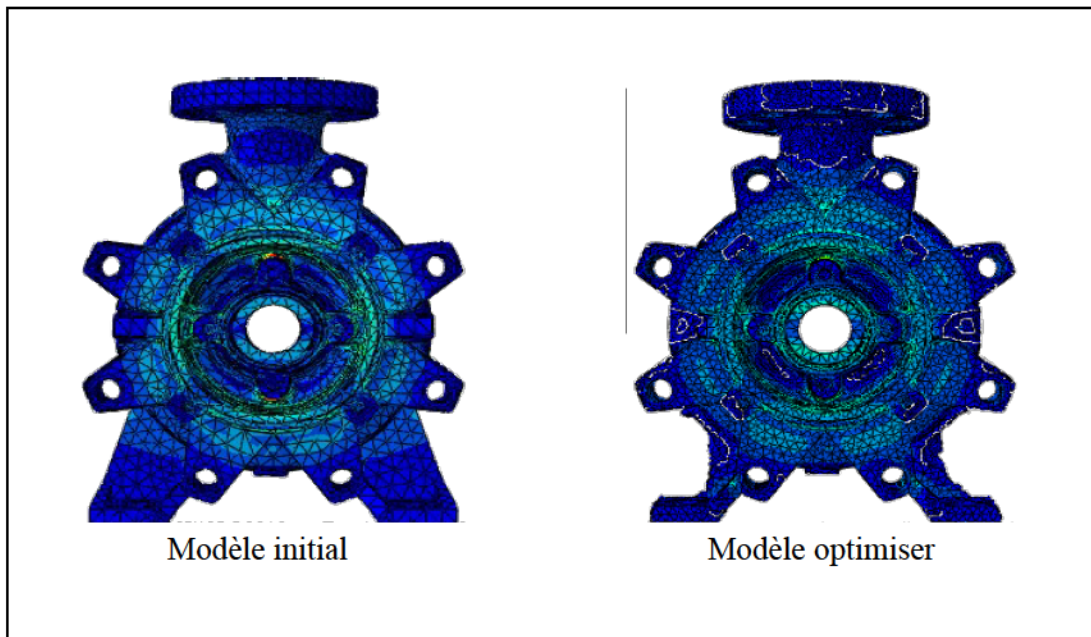


Figure 6-10 modèle géométrique avant et après optimisation

Conclusion :

La Figure 6-9 montre l'historique des réponses de conception du processus d'optimisation du SENER et du volume au cours des cycles de conception jusqu'à la convergence de la solution. Le modèle géométrique de la section de décharge est optimisé de sorte que la rigidité maximale soit atteinte tout en satisfaisant le volume ciblé. On remarque pour les trois modèles que la densité d'énergie a considérablement baissé au fur et à mesure au même titre que le volume (Tableau 6-6), qui est d'ailleurs le point positif de cette optimisation vu que les fortes zones de concentrations de contrainte n'y sont plus (Tableau 6-5). La Figure 6-10 décrit les différentes phases de retrait de la matière tout en cherchant une solution optimisée.

Tableau 6-6 Valeurs (SENER)

Modèle	Avant		Après	
	SENER $J/m^3 \cdot 10^6$	Volume %	SENER $J/m^3 \cdot 10^6$	Volume %
M2	1,06	1	0,507	0,95
M3	0,97	1	0,580	0,90
M3	0,78	1	0,594	0,90

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

En somme, ce projet de recherche a permis de prédire le comportement élastoplastique de ces sections de décharge en vue de les rendre fiables lors de leurs utilisations dans des conditions extrêmes. L'objectif du projet de recherche est d'utiliser la technologie numérique pour prédire la pression limite et aussi le calcul de durée de vie en fatigue des 4 modèles sous sollicitations dynamique.

Dans le chapitre 1, le contexte et la problématique du projet de recherche ont été clairement définis ainsi que les objectifs, de la méthodologie et du matériel utilisés.

Au chapitre 2, une revue de la littérature a été faite sur les propriétés de fatigue des matériaux utilisés ainsi qu'un inventaire sur les normes associées aux équipements sous pression (pressions limites). Dans le contexte de ces sections de décharge et en considérant les essais expérimentaux en chargement cyclique, la formulation MANSO-COFFIN a été utilisée pour faire l'estimation de la durée de vie en fatigue, tout en tenant compte de la nature du matériau ainsi que de la forme géométrique complexe qui sont de toute évidence les paramètres prédominants pour ce type d'exercice.

Le chapitre 3 a été consacré pour les essais expérimentaux. Une étude a été faite sur la répartition des déformations en fonction de la pression en appliquant par variation cyclique, et ce selon chaque modèle de décharge afin de calibrer le modèle géométrique dans le logiciel de simulation numérique ABAQUS et de recueillir les données via le système d'acquisition pour connaître les amplitudes des déformations.

Concernant le chapitre 4, il parle de la prédiction de la pression limite en fonction de la géométrie. Dans ce cas précis, pour que la pression limite puisse être déterminée, une relation entre la pression et la géométrie des sections de décharge est établie en premier lieu. Ensuite il a été question de trouver une référence géométrique, c'est-à-dire déterminer ce qui influence la pression. Pour se faire, une investigation a été faite à travers les formulations analytiques. À l'issue de cette étude, on a remarqué que la pression dépend fortement du rapport K de l'épaisseur et du rayon intérieur. Cependant on constate qu'avec les simulations numériques et les essais expérimentaux tel n'est pas le cas pour ces modèles de décharge. Et de plus aucune formule analytique (les cylindres à parois épaisses à extrémité ouverte ou fermée) ne pouvait déterminer la pression limite. En effet dans ce cas précis, on s'aperçoit que la pression varie en fonction de la surface de contact, c'est-à-dire plus la surface est grande, moins elle admet de pression ; plus la surface est petite, plus elle supporte une grande pression. Ce qui nous amena à prendre la section de la partie creuse de la décharge comme référence géométrique : $S = \pi (D_2 - d_2) / 4$. Enfin, il s'agissait de mener une étude sur les critères d'état limite liés au comportement élastoplastique et à la géométrie de la pompe. Les critères de défaillance (mécanique de la rupture) la plus adéquate retenue sont : le critère de TRESCA, Déformation plastique équivalente (PEEQ) et de la densité d'énergie de déformation (SENER).

Pour le chapitre 5, il nous parle de la méthode de calcul de fatigue. Dans un premier temps, la caractérisation des propriétés mécaniques du matériau a été exposée ainsi que les conditions aux limites et les sollicitations dynamiques les plus fidèles aux conditions réelles d'utilisation de la pompe l'évaluation des dommages a été basée sur l'utilisation des données issues des chargements cycliques sur le plan dit critique qui associent les changements de contrainte d'amplitude avec plusieurs cycles admissibles. Pour utiliser ces déformations au point considéré à partir des charges cycliques uniaxiales réelles, l'historique des déformations fut traité en identifiant les cycles de base. Par la suite, une fois les données recueillies, il s'agissait de calculer la durée de vie en fatigue en introduisant d'une part l'historique des déformations dans le logiciel Matlab en considérant les points critiques où sont placées les rosettes; et d'autre part dans le logiciel FE-Safe qui prend en charge l'ensemble de la structure.

Et enfin dans le Chapitre 6, les résultats ont été exposés. Ces objectifs ont servi à estimer la durée de vie en fatigue et par la suite à l'extrapolation des données afin de déterminer la pression limite en fonction de la géométrie en mode dynamique (dans les conditions les plus fidèles d'utilisation de la pompe).

Le critère de pression limite (PEEQ) est le plus pertinent car son coefficient de détermination est le plus élevé de la série. De plus, il décrit le mieux le comportement élastoplastique de la fonte ductile. La limite d'élasticité a pu être établie bien que la loi d'Hollomon ne donne aucune information sur cette dernière. Il faudra retenir aussi que pour ces trois modèles, la durée de vie en fatigue se trouve dans la zone de vie illimitée jusqu'à une pression cyclique de 3000 PSI. On remarque également que le critère de Morrow est le modèle de fatigue le plus pertinent. En ce qui concerne la zone de fatigue oligocyclique, ce sont les modèles M3 et M4 qui seront les premiers à se déformer plastiquement après l'application d'une pression de 3555 PSI avec un nombre faible de cycles de 559758 et 309742 respectivement pour le M3 et M4 tandis que pour le modèle M2 le nombre de cycles est 986280 avant la rupture. Enfin il a été proposé une solution d'optimisation topologique afin de pallier les problèmes de zones de concentrations de contraintes en se basant sur le critère de la densité d'énergie de déformation.

Les objectifs atteints de ce projet de recherche sont :

- Réalisation des essais expérimentaux avec un banc d'essai adéquat.
- Application des critères de la mécanique de rupture pour le cas des matériaux en fonte ductile (65-45-12) pour la prédiction des pressions limites :
- Aussi on constate à l'évidence que le modèle M2 est celui qui supporte plus de pression comparativement aux autres. Ce phénomène est dû à la surface de contact, c'est-à-dire plus le modèle est grand, moins il admet de la pression.
- La prédiction du comportement en fatigue multiaxiale.
- La prédiction du comportement responsable cyclique dépend du modèle choisi.
- L'état de surface est un facteur sensible pour la résistance à la fatigue.

- Le logiciel Fe-Safe est capable d'analyser le comportement élastoplastique lorsqu'il y'a des contraintes importantes.
- Il est judicieux de bien définir des conditions aux limites et du type de maillage.
- Le critère de fatigue de MORROW est la formulation la plus pertinente pour ces sections de décharge qui définit le nombre de cycles N à la rupture en fonction de l'amplitude de la déformation.
- De faire une étude élastoplastique afin de connaître le comportement de la structure sur des charges variables.

Comme perspective, il sera important de faire l'étude :

- Du comportement dynamique en plaçant des capteurs à l'intérieur de la paroi de la section de décharge. Les structures de ces équipements sous pressions subissent des incitations fluctuantes au cours du temps. La répétition de cycles d'effort modifie et dégrade les matériaux et peut conduire, à terme, à la rupture des pièces d'où l'intérêt de comprendre et de quantifier le comportement des fissures. Toujours dans le contexte dynamique, il sera très important de faire l'étude sur les problèmes de l'écoulement dysphasique à l'intérieur de la pompe, car ce type d'écoulement est la conséquence de la variation du comportement dynamique des pompes centrifuges
- Faire valider le modèle analytique déjà étudié en faisant des essais en régime permanent et transitoire.
- De l'impact de la corrosion sur la durée de vie.
- Faire d'autres essais expérimentaux qui conduisent à la plasticité de ces sections de décharges.

ANNEXES

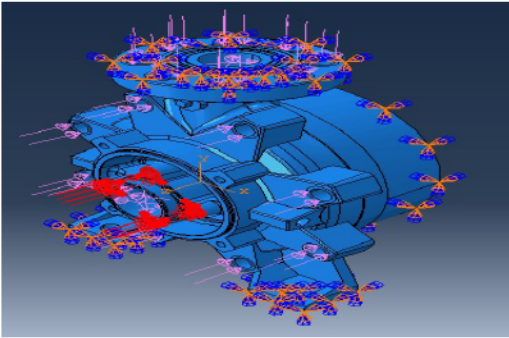
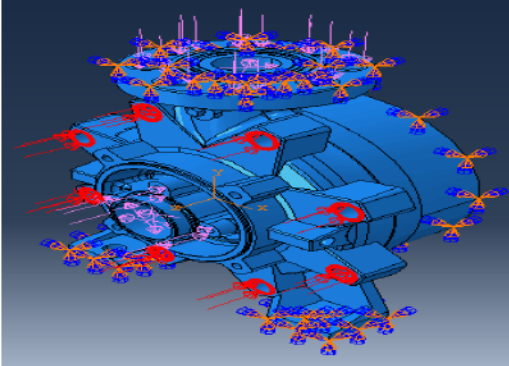
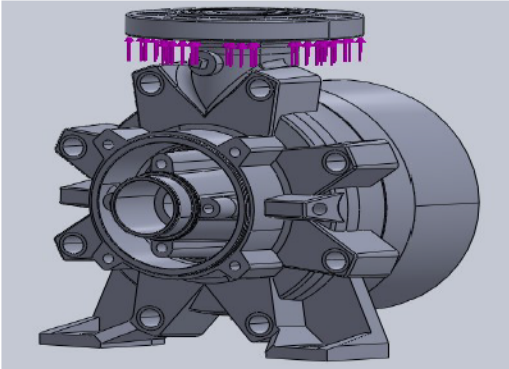
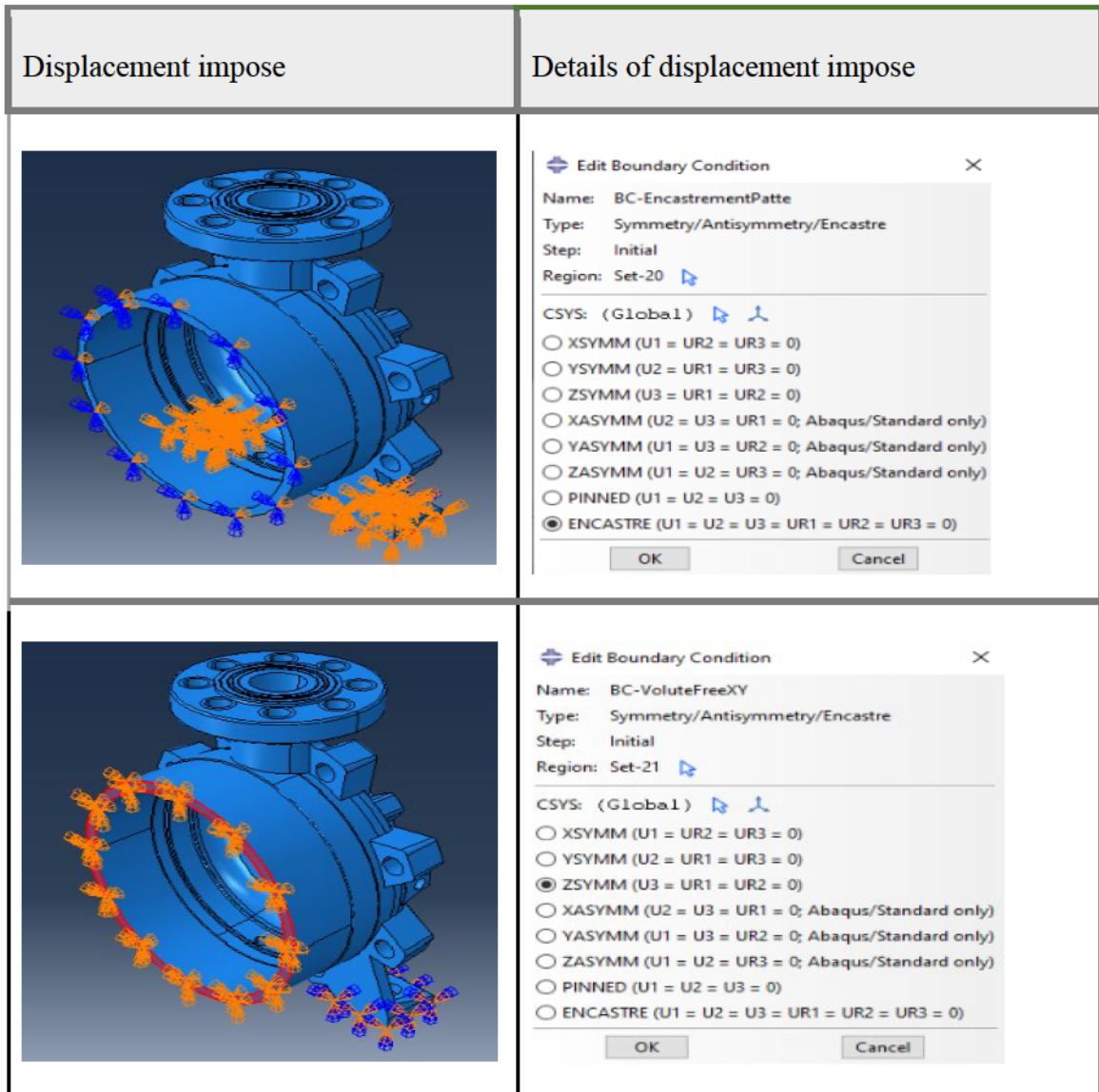
Fixation, couple pression imposé	Détails du chargement imposé															
 <p data-bbox="315 741 620 772">Couple de serrage (Arbre)</p>	<p data-bbox="862 359 1365 541">Pression appliquée 4 trous arrière de la décharge pour fermeture couvercle arbre, couple du serrage suivant la norme des F.E.D.S</p> <table border="1" data-bbox="867 590 1321 741"> <tr> <td rowspan="2">Nominal Dia.</td> <td colspan="3">Grade 5</td> </tr> <tr> <td colspan="3">Tightening Torque</td> </tr> <tr> <td>(in.)</td> <td>K = 0.15</td> <td>K = 0.17</td> <td>K = 0.20</td> </tr> <tr> <td>3/4</td> <td>206</td> <td>227</td> <td>267</td> </tr> </table> <p data-bbox="867 695 1321 741">K = 0.15: "lubricated" conditions K = 0.17: zinc plated and dry conditions K = 0.20: plain and dry conditions</p>	Nominal Dia.	Grade 5			Tightening Torque			(in.)	K = 0.15	K = 0.17	K = 0.20	3/4	206	227	267
Nominal Dia.	Grade 5															
	Tightening Torque															
(in.)	K = 0.15	K = 0.17	K = 0.20													
3/4	206	227	267													
 <p data-bbox="315 1236 667 1268">Couple de serrage (Décharge)</p>	<p data-bbox="862 825 1365 957">Couple de serrage de la tige appliqué sur les 8 trous, données issues du tableau fourni par Technosub.</p>															
 <p data-bbox="315 1736 708 1768">Couple de serrage (Bride/Flange)</p>	<p data-bbox="862 1320 1365 1453">Couple de serrage (de la flange) appliqué sur les 8 trous, données issues du rapport Mitacs ÉTÉ 2019 [45].</p>															

Figure 0-1 Les conditions aux limites (chargements imposés)



Axe	Translation	Rotation
X	U1	UR1
Y	U2	UR2
Z	U3	UR3

Figure 0-2 Les conditions aux limites (Déplacements imposés)

```

Code Matlab :

#utilisation de la fonction globale
clc
global xp yp zp
%-----
m=9;
[xp,yp,zp]=fichier1(m);
X=fichier2(m)
#attribution des valeurs de la fonction #fonction non linéaire à résoudre
function [xp,yp,zp]=fichier1(m)
%-----
xp(1)=8.15376E-05;yp(1)=10e17;zp(1)=10e16; % sol_1 = 8.2256e+16
%-----
xp(2)=0.000191565;yp(2)=10e12;zp(2)=10e12; % sol_2 = 7.7158e+12
%-----
xp(3)=0.000301592;yp(3)=10e10;zp(3)=10e10; % sol_3 = 5.8320e+10
%-----
xp(4)=0.000411619;yp(4)=10e9;zp(4)=10e9; % sol_4 = 2.2486e+09
%-----
xp(5)=0.000521647;yp(5)=10e8;zp(5)=10e8; % sol_5 = 2.1591e+08
%-----
xp(6)=0.000178665;yp(6)=10e13;zp(6)=10e13; % sol_6 = 1.6422e+13
%-----
xp(7)=0.000288546;yp(7)=10e11;zp(7)=10e10; % sol_7 = 9.3471e+10
%-----
xp(8)=0.00039842;yp(8)=10e9;zp(8)=10e9; % sol_8 = 3.1403e+09
%-----
xp(9)=0.000508287;yp(9)=10e8;zp(9)=10e8; % sol_9 = 2.7664e+08
%-----
xp(10)=0.000618146;yp(10)=10e7;zp(10)=10e7; % sol_10 = 4.5748e+07
%-----
xp(11)=0.000166148;yp(11)=10e13;zp(11)=10e13; % sol_11 = 3.6095e+13
%-----
xp(12)=0.000287202;yp(12)=10e11;zp(12)=10e10; % sol_12 = 9.8252e+10
%-----
xp(13)=0.000408255;yp(13)=10e9;zp(13)=10e9; % sol_13 = 2.4454e+09
%-----
xp(14)=0.000529308;yp(14)=10e8;zp(14)=10e7; % sol_14 = 1.8806e+08
%-----
xp(15)=0.000650362;yp(15)=10e7;zp(15)=10e7; % sol_15 = 2.9519e+07
%-----
xp(16)=0.001475;yp(16)=10e5;zp(16)=10e4; % sol_16 = 1.5125e+05
%-----
#xp(i+1).....
%-----
End
#résolution avec la fonction F-Zero
function X=fichier2(m)

global xp yp zp

myfun=@(x) xp(m)-((493/168000)*(x^(-0.092)))-(0.1*(x^(-0.445)));
#graphe pour voir la solution
fplot(myfun,[1,yp(m)]);
#interval de la valeur

grid on;

X=fzero(@(x) myfun(x),zp(m));

end

```

Figure 0-3 code Matlab utilisé pour la Fonction Fzero

BIBLIOGRAPHIE

- [1] B. Bernard, *Notion pratique de mécanique de la rupture*, Paris: Eyrolles , 1980.
- [2] F. Dominique, «The influence of the microstructure on fatigue,» chez *Proceeding of the Nato Advanced Study Institute on Advances in Fatigue Science and Technologie*, Portugal, 1988.
- [3] D. Stephen et S. Darrell, «Simple rainflow counting algorithms,» *International Journal of Fatigue*, vol. 4, n° 11, pp. 31-40, 1982.
- [4] S. Manson, *Behavior of materials under conditions of thermal stress*, University of Michigan Engineering: Materials Science, 1953.
- [5] M. A. Miner, «Cumulative damage in fatigue,» *Journal of Applied Mechanics* , vol. 67, pp. A159-A164, 1945.
- [6] D. Norman, «Estimation and correlation of fatigue lives for random loading,» *International Journal Of Fatigue*, vol. 10, n° 13, pp. 179-185, 1988.
- [7] A. Bianchini, J. Rossi et L. Antipodi, «A procedure for condition-based maintenance and diagnostics of submersible well pumps through vibration monitoring,» *International Journal of System Assurance Engineering and Management*, 2018.
- [8] S. Dassault, «ABAQUS/CAE USER'S GUIDE (6.14),» Dassault Systèmes Simulia Corporation, Providence, 2014.
- [9] S. Ahmed, W. Wan Yusoff et D. Ghosh, «Over pressure in the Malay Basin and prediction methods,» *Geofluids Hindawi*, vol. 16, n° 12, pp. 301-313, 2016.
- [10] B. Akisanya et A. Lasebikan, «Burst pressure of super duplex stainless steel pipes subject to combined axial tension, internal pressure and elevated

- temperature,» *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 119, pp. 62-68, 2014.
- [11] A. Al-Anazi et I. Gates, «On the capability of support vector machines to classify lithology from well logs,» *Natural Resources Research*, vol. 19, pp. 125-139, 2010.
- [12] A. Al-Anazi et I. Gates, «Support vector regression for porosity prediction in a heterogeneous reservoir: a comparative study *Comput. Geosci.*, 36 (2010),,» *Science Direct*, vol. 36, n° 112, pp. 1494-1503, 2010.
- [13] J. Avril, *Encyclopedie Vishay d'analyse des contraintes*, Vishay-Micromesures, 1976.
- [14] A. Morteza, M. Navid Shad, K.-I. Ali et S. Mohammad-Reza, «Pore pressure prediction and modeling using well-logging data in one of the gas fields in south of Iran *J. Petrol. Sci. Eng.*,» *Science Direct*, vol. 128, n° 14, pp. 15-23, 2015.
- [15] B. Debasish, P. Srimanta, C. Dipak et P. Ra, «Support vector regression,» *Neural Information Processing Letters and Reviews*, vol. 11, n° 110, p. 22, 2007.
- [16] C. BERRIET et J. CHAMBERT, «Analyse d'un cylindre à paroi mince sous pression,» Brest, 2019.
- [17] P. Bestagini, V. Lipari et S. Tubaro, «A machine learning approach to facies classification using well logs,» 2017.
- [18] C. Bishop, *Recognition and Machine Learning*, New York: Information Science and Statistics Springer-Verlag, 2006.
- [19] B. Boser, I. Guyon et V. Vapnik, «A training algorithm for optimal margin classifiers,» chez *5th Annual Workshop on Computational Learning*, New York, 1992.

- [20] G. L. Bowers, «Pore pressure estimation from velocity data: Accounting for overpressure mechanisms besides undercompaction,» *SPE Drilling and Completion*, vol. 10, n° 12, pp. 89-95, 1995.
- [21] M. Law et G. Bowie, «prediction of failure strain and burst pressure in high yield to-tensile strength ratio line pipe,» *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, vol. 84, n° 18, pp. 487-492, 2007.
- [22] L. Breiman, «Random forests,» *Machine Learning*, vol. 45, pp. 5-32, 2001.
- [23] T. S. Bressan, M. Kehl de Souza, T. J. Girelli et F. C. Junior, «Evaluation of machine learning methods for lithology classification using geophysical data,» *Computers and Geosciences*, vol. 139, n° 1104475, 2020.
- [24] C. Wang, W. Shi, Q. Si et L. Zhou, «Numerical calculation and finite element calculation on impeller of stainless steel multistage centrifugal pump,» *Journal of Vibroengineering*, vol. 16, pp. 1723-1734, 2014.
- [25] A. BAZERGUI, C. LABERGE, T. BUI-QUOC, A. BIRON et G. MCLINTYRE, *Resistance des matériaux troisième édition*, Presses internationales Polytechnique, 2002.
- [26] J. Carvill, *Mechanical Engineer's Data Handbook*, Oxford: Butterworth-Heinemann, 1993.
- [27] L. COFFIN et J. TAVERNELLI, «A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal,» *Journal of Applied Mechanics*, vol. 76, pp. 931-950, 1954.
- [28] B. David, *Elementary Engineering Fracture Mechanics*, Sithoff and Noordhoff International, 1978.
- [29] W. Elber, «Fatigue crack closure under cyclic tension,» *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 2, n° 11, pp. 37-45, 1970.

- [30] P. Paris et F. Erdogan, «A critical Analysis of crack propagation laws,» *Journal of Basic Engineering*, vol. 85, n° 14, pp. 528-534, 1963.
- [31] G. Bowers et T. Katsube, «The role of shale pore structure on the sensitivity of wire-line logs to overpressure,» pp. 43-60, 2002.
- [32] P. Gilles et L. Henri-Paul, *La pratique des essais de fatigue : méthodes expérimentales et analyse des résultats*, vol. M130, Paris: Pyc édition, 1982.
- [33] J. Grandhi, D. Deaton et V. Ramana, *Topology Optimization of Thermal Structures with Stress Constraints*, Dayton: Wright State University, 2013.
- [34] D. Broek, *Elementary engineering fracture mechanics*, Dordrecht: Springer, 1982.
- [35] H. W. Iversen, R. E. Rolling et J. J. Carlson, «Volute Pressure Distribution, Radial Force on the Impeller, and Volute Mixing Losses of a Radial Flow Centrifugal Pump,» *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 82, p. 136–143, 1960.
- [36] C. Jérôme, N. Hichem et D. Jacques, *Analyse d'un disque en compression diamétrale*, 61-65: Mécanique & Industries, 2009.
- [37] M. JoDean, «Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals,» *American Society for Testing and Materials*, n° 1 ASTM STP 378, pp. 45-87, 1965.
- [38] R. Khurmi et G. Gupta, *Machine Design chap7*, S Chand, 2010.
- [39] X. LI, Y.-I. ZHANG, J.-p. YU et Z.-z. ZHOU, «Calculation of the influence of solid-phase concentration on sewage pumps based on Mixture model,» *International Journal of Engineering and Advanced Research Technology (IJEART)*, vol. 3, n° 11, pp. 12-20, 2017.
- [40] K. Mahesh, G. Balamurugan, A. B. Aditya et M. J. Keertivardhan, «Estimation of static burst pressure in unflawed high pressure cylinders using nonlinear FEA,» *Thin-Walled Structures*, vol. 126, pp. 79-84, 2018.

- [42] H. Mrad, F. Erchiqui, M. Bouazara et R. Hammoud, «Effect of Rainflow Cycle Number on Fatigue Lifetime of an Arm of a Vehicle Suspension System,» *International Journal of Advanced Research in Engineering*, 2016.
- [43] G. Rozvany, *Topology Optimization in Structural Mechanics*, vol. 52, Springer-Verlag Wien, 1997, p. 633–634.
- [44] S. Karanth et V. Havanur, «Design, Modeling & Analysis of a Submersible Pump and to improve the Pump Efficiency,» *International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology (IJLTET)*, 2014.
- [45] A. SEDIRI, «ÉTUDE DE LA FIABILITÉ OPÉRATIONNELLE DES ÉQUIPEMENTS SOUS PRESSION : APPLICATIONS AUX PIPELINES ET AUX POMPES,» Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, Rouyn-Noranda, 2019.
- [46] P. J. Bachche et R. Tayade, «Finite element analysis of shaft of centrifugal pump,» *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, vol. 7, n° 13, pp. 37-42, 2013.
- [47] TECHNOSUB, CATALOGUE, Rouyn-Noranda, 2019.
- [48] K. Van Vliet, *Mechanical Behavior of Materials*, Massachusetts: MIT Course Number 3.032, 2006.
- [49] M. Zhou, N. Pagalapati, Y. Shyy et H. Thomas, «An Integrated Approach for Topology, Sizing, and Shape,» *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 26, pp. 308-317, 2004.
- [50] J. Reddy et C. Chin, «Thermomechanical analysis of functionally graded cylinders and plates,» *Journal of Thermal Stresses*, vol. 21, n° 6, pp. 593-626, 1998.
- [51] G. Bowers, *The leading Edge*, vol. 21, SEG, 2002, pp. 174-177.

- [52] D. Duprat, A. Davy et R. Boudet, «Fatigue damage calculation in stress concentration fields under variable uniaxial stress,» *International Journal of Fatigue*, vol. 18, n° 14, pp. 245-253, 1995.
- [53] F. Dominique, «Essais de rupture,» *École Centrale Paris*, vol. 1, n° 14165, 1996.
- [54] N. Dwivedi et V. Kumar, Burst pressure prediction of pressure vessel using FEA, *Int. J. Eng. Res. Technol*, vol. 1, 2012, pp. 1-5,.
- [55] N. Aleksandrova, «Efficiency of the Tresca yield criterion in modeling of annular plates with rigid constraint,» *Applied Mathematical Modelling*, pp. 371-384, 2019.
- [56] M. Gupta, «Modelling and simulation on deformation behaviour of Al2014-T6 alloy beyond necking,» pp. 4204-4208, 2021.
- [57] R. Verma, «Computational fluid dynamic analysis of hydrodynamic shear stress generated by different impeller combinations in stirred bioreactor,» p. 107312, 2019.
- [58] R. Ramakrishna, «Analysis and performance of centrifugal pump impeller,» 2021.
- [59] C. Wang, «Optimal design of multistage centrifugal pump based on the combined energy loss model and computational fluid dynamics,» pp. 10-26, 2017.
- [60] A. Brabin et T. R. Christopher, «Investigation on failure behavior of unflawed steel cylindrical pressure vessels using FEA,» *Multidiscipline Modeling in Materials and Structures*, vol. 5, p. 29–42, 2009.
- [61] L. X, «Calculation of the influence of solid-phase concentration on sewage pumps based on Mixture model,» *International Journal of Engineering and Advanced Re-search Technology*, vol. 3, p. 12–20, 2017.

- [62] D. Gilbert, G. Michel, T. Pierre et V. Robert, *Eléments de machines*, Ecole Polytechnique, 1986.
- [63] L. Vallance, «<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/47006-scale-and-combine-multiple-loads-from-abaqu>,» *Scale and combine multiple loads from ABAQUS* , MATLAB Central File Exchange., 2021. [En ligne]. [Accès le 2021].

En mettant en évidence les résultats obtenus à travers l'étude du comportement dynamique de ces modèles, les zones de concentration de contrainte (Figure 6-5) sont à la partie arrière de la section de décharge autour du moyeu :

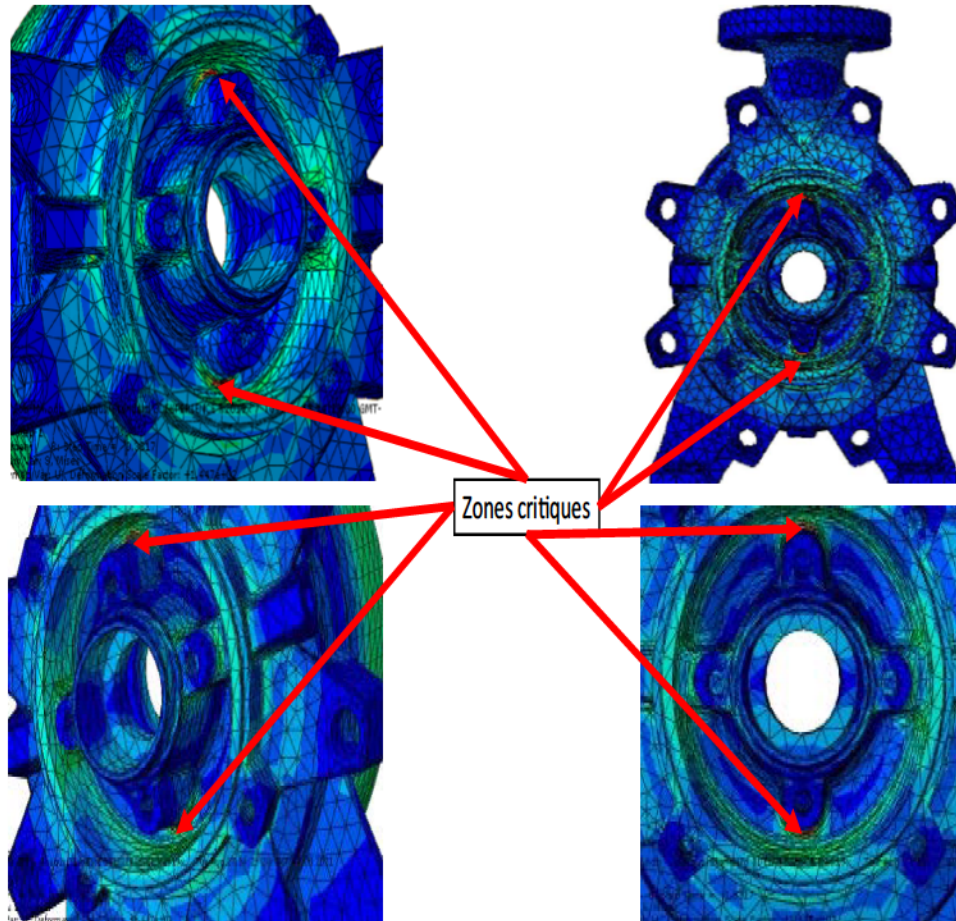


Figure 6-5 Zones critiques

Pour pallier ce problème, ils existent plusieurs solutions tel que le surdimensionnement. Cependant, dans notre cas c'est l'optimisation structurelle qui sera utilisée afin d'y remédier, en d'autres termes, il s'agit de supprimer le superflu de matière et garantir un bon fonctionnement dans un état spécifique.