

Amélioration d'un banc d'essai de presse-étoupe et essais
préliminaires de fluage à haute température des garnitures
d'étanchéité en graphite expansé

par

Carl MAILLÉ

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA MAÎTRISE
AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE MÉCANIQUE
M. Sc. A.

MONTREAL, LE 5 DÉCEMBRE 2021

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

©Tous droits réservés

Cette licence signifie qu'il est interdit de reproduire, d'enregistrer ou de diffuser en tout ou en partie, le présent document. Le lecteur qui désire imprimer ou conserver sur un autre media une partie importante de ce document, doit obligatoirement en demander l'autorisation à l'auteur.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Hakim Bouzid, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Mohammad Jahazi, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Mme. Martine Dubé, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 16 NOVEMBRE 2021

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Je tiens à débiter ce mémoire en prenant le temps de remercier les gens qui ont contribué de diverses façons à ce mémoire. J'aimerais tout d'abord remercier mon directeur de recherche Abdel-Hakim Bouzid sans qui je n'aurais pas eu l'occasion de compléter cette maîtrise. Merci d'avoir su capter mon intérêt pour la recherche et de m'avoir poussé à entreprendre ce projet dans votre laboratoire. Je vous suis également très reconnaissant d'avoir permis que je vous assiste avec vos charges de laboratoire, tant au niveau du baccalauréat que des cycles supérieurs. Par votre confiance en moi, vous m'avez non seulement permis d'en apprendre sur mes habiletés, mais également vous m'avez permis à mon tour d'avoir confiance en moi.

J'aimerais également prendre de temps de remercier Michel Drouin pour son support tout particulièrement durant la pandémie. Sans son aide, je serais probablement encore en train de compléter les modifications physiques et logicielles du banc d'essai. Je remercie également les techniciens qui ont aussi joué un rôle important au long de ce projet. Je tiens à remercier tous les membres du jury d'avoir pris le temps d'évaluer mon mémoire ainsi que d'avoir pris part à ma soutenance.

Merci à mes parents Michel et Christiane pour leur support inconditionnel depuis toujours, vous m'avez enseigné que la persévérance rend possible les plus grands défis et de toujours croire en mes capacités. Merci aussi à mon frère Samuel de m'avoir aidé à garder le cap avec son humour hors pair.

Merci à mes beaux-parents qui ont toujours été disponibles pour discuter et me conseiller. Vous m'avez appris que la recherche est un milieu riche en apprentissages et de profiter de chaque instant pour en sortir accompli.

Finalement, j'aimerais remercier ma conjointe Assia pour son soutien indéfectible dès les premiers instants de ce projet. De m'avoir permis de constater mes avancements et mes victoires en plus de m'avoir encouragé à persévérer dans les moments les plus difficiles. Merci

d'avoir patiemment lu mes textes encore et encore et pour tous tes conseils. Ta bonne humeur a, sans l'ombre d'un doute, permis d'alléger cette belle aventure.

Amélioration d'un banc d'essai de presse-étoupe et essais préliminaires de fluage à haute température des garnitures d'étanchéité en graphite expansé

Carl MAILLÉ

RÉSUMÉ

Le presse-étoupe est un dispositif qui est utilisé pour plusieurs applications. L'utilisation la plus courante est sur les pompes et sur les vannes industrielles. Son rôle principal est de prévenir les fuites d'un milieu vers un autre. C'est pourquoi, la conception de cet assemblage est très importante afin de maximiser l'étanchéité sans pour autant restreindre le mouvement aux parties amovibles des valves et des pompes. Toutes les pièces du presse-étoupe sont importantes, mais les garnitures et le poussoir sont intrinsèquement liées à l'étanchéité du presse-étoupe. Le poussoir est la pièce qui applique une pression sur l'ensemble des garnitures. Cette pression verticale est ensuite transmise dans les garnitures qui vont ensuite la transformer en une pression de contact latérale. Ce sont cette pression transmise et cette pression de contact latérale qui rendent le presse-étoupe étanche.

Il y a environ 70 ans, l'utilisation de l'amiante dans la confection des tresses de valves était grandement répandue. Depuis les recherches en santé ont démontrées que l'amiante est cancérigène et son utilisation est dorénavant interdite. C'est pourquoi, la recherche sur les tresses mécaniques ainsi que les manufacturiers ont dû se pencher sur d'autres alternatives. À ce jour, bien que la recherche ait bien avancé, il existe peu de documentation afin d'assister les ingénieurs à l'étape de la conception des presse-étoupes. Afin d'assurer l'étanchéité des presse-étoupes, il existe quelques normes. Toutefois, ces normes s'appliquent pour l'assemblage complet du presse-étoupe et n'aide pas tout à fait lors de la conception.

Dans le but d'enrichir la documentation disponible, les recherches passées ont davantage porté sur l'étude des propriétés mécaniques des tresses et puis sur le reste des pièces d'un presse-étoupe. La grande majorité de ces études ne considéraient pas l'effet de la température bien que ce paramètre possède une influence majeure quant à l'étanchéité d'un système. L'inclusion de la température dans les recherches à venir est inévitable et nécessaire afin de représenter le comportement réel des tresses mécaniques.

La première étape de ce projet est de modifier et ajuster les instruments de prise de mesure d'un banc d'essai reproduisant le comportement d'un presse-étoupe industriel. La mesure de l'écrasement vertical des tresses est la mesure la plus importante puisqu'elle permet d'observer le fluage. C'est pourquoi, ce capteur doit être le plus précis possible. Les précédents capteurs sont remplacés par deux nouveaux extensomètres et le dispositif d'attache a été modifié. Le deuxième paramètre d'importance dans ce projet est la température de chauffage. C'est pourquoi l'isolation du système de chauffage ainsi que tous les thermocouples sont testés voire remplacés afin de pouvoir contrôler le chauffage avec précision. De plus, la disposition du thermocouple de contrôle est modifiée afin de limiter les écarts de températures dans le four et assurer une répétabilité entre les tests.

VIII

La deuxième étape est d'amasser des données de fluage à haute température avec des garnitures d'étanchéité en graphite expansé. Au total, 12 tests sont réalisés afin de récolter des données à quatre différentes températures, soit 75°F, 200°F, 400°F et 600°F. Ces tests permettent aussi de valider le bon fonctionnement du banc d'essai et des appareils de mesure à la suite des diverses modifications réalisées.

Les données récoltées lors de ce projet sont utilisées à deux fins. D'abord, sur le logiciel MATLAB, un modèle analytique du fluage des tresses est obtenu. Ce modèle est intéressant puisque qu'il s'agit de la première étape avant de passer à l'utilisation de logiciels de conception assistée par ordinateur (CAO) pour étudier le comportement des tresses. L'autre utilité des données récoltées est de revenir sur des observations retenues à la suite de précédentes recherches. Le dégazage est le phénomène en question; où à haute température les garnitures d'étanchéité ne s'écraseraient plus, mais serait plutôt sujette à un gonflement. Toutefois, aucun gonflement n'a été observé lors de la phase expérimentale.

Mots clés : fluage volumique, tresse de valve, haute température, modélisation analytique, presse-étoupe

Improvement of a Stuffing Box Test Bench and Preliminary Creep Tests at High Temperature of Flexible Graphite Packings

Carl MAILLÉ

ABSTRACT

A stuffing box is a sealing device which is used for several applications. The most common use is for pumps and industrial valves. Its main role is to prevent leakage from one medium to another. Therefore, the design of this assembly is very important to maximize the sealing efficiency without impairing the necessary movement in both pump and industrial valves. All the parts in a stuffing box are important, but the packings and the gland are intrinsically linked to the sealing efficiency of the stuffing box. The gland function is to apply and maintain a constant pressure on the stack of packing rings. This axial pressure is then transmitted into every packing contained in the stuffing box which will then transpose it into a lateral contact pressure along the housing and the shaft. Maintaining that contact pressure at both interfaces is the key parameter to maximize the overall sealing efficiency of the stuffing box.

Around 70 years ago, the use of asbestos in the manufacture of valve braids was widespread. Since then, health research has shown that asbestos is carcinogenic, and its use is now prohibited. Therefore, manufacturers and research laboratories had to develop new alternatives. Although research has progressed well, there is still little documentation available to assist engineers in the design of stuffing boxes. The few standards on which engineers can rely on are dedicated to the qualification of valves from a quality control standing point. However, these standards apply for the complete assembly of the stuffing box and do not help in the design of the individual parts of the assembly such as packings.

To extend the documentation available to engineers, past research has focused on studying the mechanical properties of braids as well as the rest of the assembly of the stuffing box. Most of these studies did not consider the effect of high temperatures although this parameter has a major influence on the tightness of a system. The inclusion of temperature in future research is inevitable and necessary to represent the actual behavior of mechanical braids.

The first step of this project is to modify and adjust the measuring instruments of a test bench that reproduce the real behavior of an industrial stuffing box. The measurement of the axial force and displacement of the braids is the most important measurement since it is directly linked to the measurement of the creep behavior. Therefore, this sensor must be as precise as possible. The previous sensors are replaced by two new extensometers and the attachment device has been modified. The second parameter of importance in this project is the heating system. Therefore, the thermal shields of the heater was slightly modified and all thermocouples were replaced to improve the control of the heating. In addition, the position of the control thermocouple is modified to limit the temperature differences inside the oven insure repeatability.

The second step is to collect high temperature creep data of expanded graphite gaskets. A total of 12 tests are performed to collect data at four different temperatures, i.e., 75°F, 200°F, 400°F and 600°F. These tests also make it possible to validate the proper functioning of the test bench and of all the new measuring devices that have been installed.

The data collected during this project is used for two purposes. First, on the MATLAB software, an analytical braid creep model is obtained. This model is interesting since it is the first step before moving on to using computer aided design (CAD) software to study braid mechanical behavior. The other use of the data collected is to revisit observations made in previous research. Degassing is the phenomenon in question; where at high temperature the gaskets would no longer be compressed, but rather would be prone to expanding. However, during this project, no expansion has been observed during the experimental phase.

Keywords : volumetric creep, packing, high temperature, analytical modeling, stuffing-box

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE	5
1.1 Introduction.....	5
1.2 Les valves	5
1.2.1 Les familles de valves.....	5
1.2.2 L'étanchéité des valves.....	8
1.2.3 Les garnitures d'étanchéité	8
1.3 Les normes industrielles	9
1.4 Revue de littérature	11
1.4.1 Introduction.....	11
1.4.2 Étude du module de compressibilité et du coefficient de Poisson.....	11
1.4.3 Étude du coefficient de pression latérale	13
1.4.4 Étude de chargement-déchargement.....	18
1.4.5 Étude du coefficient de dilatation thermique.....	21
1.4.6 Étude de la relaxation et du fluage	23
1.4.7 Étude du PTFE.....	29
1.4.8 Modélisation mathématique.....	30
1.4.9 Conclusion	32
1.4.10 Objectif du mémoire	32
CHAPITRE 2 BANC DE TEST, MODIFICATIONS ET ÉTALONNAGE DE L'INSTRUMENTATION.....	35
2.1 Introduction.....	35
2.2 Présentation du banc d'essai	35
2.2.1 Système du montage de presse-étoupe	37
2.2.2 Système d'application de la charge	39
2.2.3 Système de contrôle et d'acquisition de données	40
2.2.4 Système de chauffage	41
2.3 Modification du banc d'essai.....	42
2.3.1 Remplacement des extensomètres	42
2.3.2 Modification pour augmenter la précision.....	44
2.3.3 Modifications physiques du banc d'essai	47
2.3.4 Création d'outils pour la calibration	49
2.3.5 Remplacement de pièces brisées	51
2.3.6 Documentation de transfert de connaissances	52
2.4 Procédures d'étalonnage	53
2.4.1 Pour les extensomètres	54
2.4.2 Pour l'anneau métallique	56
2.5 Procédures de compensation thermique	58
2.5.1 Compensation des extensomètres	59
2.5.2 Compensation de l'anneau métallique et de l'axe central	60

2.6	Procédures de test	61
2.6.1	Fluage	61
CHAPITRE 3 MODÉLISATION MATHÉMATIQUE DU FLUAGE		65
3.1	Introduction.....	65
3.2	Paramètres de test	65
3.3	Ajustement de courbe des données de fluage	66
3.3.1	Précision et outils statistiques.....	67
3.3.2	Équations de fluage et fonction thermique	68
3.3.3	Procédure de la modélisation mathématique	69
3.4	Résultats de l'ajustement de courbes	74
3.4.1	Ajustement des tests à 75°F	74
3.4.2	Ajustement des tests à 200°F	75
3.4.3	Ajustement des tests à 400°F	76
3.4.4	Ajustement des tests à 600°F	77
3.5	Discussion.....	77
CHAPITRE 4 RÉSULTATS ET DISCUSSION		79
4.1	Introduction.....	79
4.2	Résultats expérimentaux	79
4.2.1	Analyse des résultats.....	80
4.3	Discussion.....	85
CONCLUSION		91
RECOMMANDATIONS		95
BIBLIOGRAPHIE.....		97

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2-1 Composantes du montage de presse-étoupe	38
Tableau 2-2 Composantes du système d'application de la charge	39
Tableau 2-3 Composantes du système de contrôle et d'acquisition de données	40
Tableau 2-4 Composantes du système de chauffage	42
Tableau 3-1 Paramètres du test de fluage	66
Tableau 3-2 Valeurs des fonctions $f(T)$ aux différentes températures.....	73
Tableau 3-3 Paramètres des fonctions de température	74
Tableau 3-4 Valeurs de R^2 et SSE de la modélisation du comportement de fluage	75
Tableau 4-1 Déformation finales après 24 heures de test	85

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1-1 Vue de coupe d'une valve à clapet	6
Figure 1-2 Vue de coupe d'une valve à guillotine	6
Figure 1-3 Vue de coupe d'une valve papillon	7
Figure 1-4 Vue de coupe d'une valve à globe	7
Figure 1-5 Vue de coupe d'un presse-étoupe	8
Figure 1-6 Module de compression et coefficient de Poisson	12
Figure 1-7 Déplacement axial lors d'un test de compression	13
Figure 1-8 Coefficients de pression latérale selon la contrainte appliquée	14
Figure 1-9 Ratio du coefficient de pression de contact à l'application de contrainte	15
Figure 1-10 Analyse numérique du ratio de coefficient de pression de contact	16
Figure 1-11 Évolution de la contrainte radiale le long de l'axe central	17
Figure 1-12 Coefficient de pression latérale en fonction de la contrainte à différentes températures. A) Garniture de graphite pressé B) Garniture avec un cœur d'Inconel, tressé de PTFE et trempé dans du graphite en poudre.....	18
Figure 1-13 Équation de Cauchy utilisée pour le modèle hyperélasto-hystérésis	19
Figure 1-14 Comparaison expérimentale et numérique de charge-décharge.....	20
Figure 1-15 Essai de chargement à différentes températures élevées. A) Garniture de graphite pressé B) Garniture avec un cœur d'Inconel, tressé de PTFE et trempé dans du graphite en poudre	21
Figure 1-16 Évolution du coefficient de dilatation thermique en variant la température avec un contrainte appliquée constante. A) Garniture de graphite pressé B) Garniture avec un cœur d'Inconel, tressé de PTFE et trempé dans du graphite en poudre.....	22
Figure 1-17 Représentation du modèle de Maxwell modifié.....	23

Figure 1-18 Résultats analytiques et expérimentaux de relaxation du graphite	24
Figure 1-19 Évolutions de la relaxation de la contrainte radiale et axiale.....	25
Figure 1-20 Mesure de fluage-relaxation.....	26
Figure 1-21 Test de déformation en fonction du temps à 375°F	27
Figure 1-22 Test de déformation en fonction du temps à 500°F	28
Figure 1-23 Test de déformation en fonction du temps à 800°F	28
Figure 1-24 Contrainte en fonction de la déformation du PTFE	30
Figure 2-1 Systèmes du montage de presse-étoupe	36
Figure 2-2 Ancien dispositif de mesure de l'écrasement.....	43
Figure 2-3 Résultats initiaux d'écrasement des tresses	45
Figure 2-4 Courbes après modifications des branchements	46
Figure 2-5 Module de lecture du voltage des LVDT	47
Figure 2-6 Banc d'essai avec le nouveau ventilateur.....	48
Figure 2-7 Fixation du thermocouple contrôleur	49
Figure 2-8 Aperçu du programme de calibration de la bague métallique.....	50
Figure 2-9 Pentes résultantes de la calibration des thermocouples.....	52
Figure 2-10 Montage avec micromètre pour la calibration des LVDT	55
Figure 2-11 Étalonnage des extensomètres.....	56
Figure 2-12 Vue de coupe du montage pour l'étalonnage de l'anneau métallique	57
Figure 2-13 Étalonnage de la bague métallique.....	58
Figure 2-14 Dérive thermique des extensomètres	59
Figure 2-15 Dérive thermique de la bague métallique et l'axe central	60
Figure 3-1 Linéarisation des facteurs des fonctions de températures	72
Figure 3-2 Modélisation du comportement du fluage à 75°F	75

Figure 3-3 Modélisation du comportement du fluage à 200°F	76
Figure 3-4 Modélisation du comportement du fluage à 400°F	77
Figure 3-5 Modélisation du comportement du fluage à 600°F	77
Figure 4-1 Courbes de fluage à température ambiante de 75°F.....	81
Figure 4-2 Courbes de fluage à 200°F	82
Figure 4-3 Courbes de fluage à 400°F	83
Figure 4-4 Courbes de fluage à 600°F	84
Figure 4-5 Vue arrière du four du banc d'essai	87
Figure 4-6 Fixation du thermocouple dans le four et position par rapport au thermocouple de la bague métallique	88

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

API	American Petroleum Institute
ASTM	American Society for Testing Materials
CAD	Computer aided design
CAO	Conception assistée par ordinateur
CPU	Central processing unit
EPA	Environmental Protection Agency
ESA	European Sealing Association
GPIB	General Purpose Interface Bus
HH	Hyperélasto hystérésis
HP-IB	Hewlett-Packard Interface Bus
HVH	Hyperélasto visco hysteresis
ISO	International Organization for Standardisation
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
PCI	Peripheral Component Interconnect
PCIe	Peripheral Component Interconnect Express
PEHD	Polyéthylène haute densité
PID	Contrôleur proportionnel, intégral, divisé
PTFE	Polytétrafluoroéthylène
PVC	Polychlorure de vinyle
TC	Thermocouple

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Δl	Variation de l'épaisseur de la tresse
ϵ_{fluage}	Déformation
μs	Microdéformations
ν	Coefficient de Poisson
σ	Contrainte appliquée sur la tresse
f_i	La valeur prédite correspondante à la mesure
$f_n(T)$	Fonction de température
K	Coefficient de pression latérale
l	Épaisseur initiale de la tresse
min	Minute
mm	Millimètres
MPa	Méga Pascals
ppm	Parties par million
psi	Livre-force par pouce carré
R^2	Coefficient de détermination
s	Secondes
SSE	Le carré de la somme des erreurs estimées
SST	La somme totale des carrés
T	Température
t	Temps écoulé
\bar{y}	Moyenne des mesures
y_i	Valeur de la mesure

%	Pourcent
° C	Degrés Celsius
° F	Degrés Fahrenheit

INTRODUCTION

À l'heure actuelle, la protection de l'environnement prend une place considérable au sein des valeurs des entreprises et de la société. Depuis quelques années déjà, bon nombre d'agences et d'organismes ont vu le jour afin d'assurer le respect des règles de protection de l'environnement auprès des compagnies. Les industries sont surveillées, puisque les usines rejettent toutes sortes d'émanations polluantes dans l'air. Ces fuites se distinguent en deux catégories : les émissions contrôlées et les émissions fugitives. Dans un système, certaines émanations sont prévues; c'est ce qui est considéré comme des émissions contrôlées. En contrepartie, d'autres émissions sont imprévisibles et non-désirées; c'est ce qui est qualifié d'émissions fugitives. À ce sujet, la *European Sealing Association* (ESA) a présenté des données alarmantes. Ainsi, aux États-Unis, les émissions fugitives annuelles sont estimées à 300 000 tonnes métriques et en Europe, elles sont de 600 à 10 000 tonnes (Bayreuther, 2012). Peu importe l'industrie, les systèmes qui sont les moins étanches sont les pompes ainsi que les valves. C'est ce constat qui a motivé des organisations telles que l'Organisation Internationale de Normalisation (ISO) et l'*American Petroleum Institute* (API) à élaborer des normes de performances d'étanchéité des systèmes. Les normes créées par ces deux organisations sont bien connues par les manufacturiers de robinetteries industrielles. Elles exigent de faire passer une batterie de tests à la robinetterie avant de la distribuer sur le marché. Pour l'instant, c'est ce qui permet de contrôler davantage le taux d'émissions fugitives.

Les études indiquent que les émissions fugitives sont habituellement originaires du dispositif appelé presse-étoupe qui se trouve à la fois sur les valves et sur les pompes. L'analyse de cet assemblage a permis d'identifier que ce sont les garnitures d'étanchéité qui posent un sérieux problème d'étanchéité. Effectivement, leur structure interne et leur composition sont la cause de leur mauvaise performance.

D'une part, la structure interne dépend principalement de la fabrication; ce qui a un impact significatif sur les propriétés mécaniques. Les tresses mécaniques sont différentes les unes des autres. Certaines sont simples et tressées d'un matériau uniquement, alors que d'autres sont

plus complexes. Effectivement, les techniques de fabrication et les matériaux peuvent se multiplier au sein d'une seule tresse. Lors de ce projet, un bon exemple de tresse complexe s'y retrouve; avec un centre de garniture composé d'un cœur solide en polytétrafluoroéthylène (PTFE), le tout tressé de fibre de verre et d'Inconel, puis le tout recouvert de poudre de graphite. Les tresses plus complexes comme celle-ci, permettent d'additionner les avantages des matériaux ajoutés. Toutefois, les inconvénients des matériaux choisis s'accumulent également. Ainsi, il s'agit d'une méthode de fabrication très répandue qui ajoute son lot de défis lors de l'étude des propriétés mécaniques. En effet, la structure interne est souvent constituée de pores reliés entre eux qui constituent un chemin de fuite contrairement à la structure interne des métaux qui est pleine.

D'autre part, la composition des tresses possède aussi une grande influence sur l'étanchéité des valves et des pompes. Jadis, les fibres utilisées pour le tressage étaient composées d'amiante. Cependant, puisque l'utilisation de ce matériau cancérigène est désormais jugée dangereuse, les manufacturiers ont dû trouver des substituts. Ce changement a forcé l'apparition de matériaux alternatifs tels que le graphite, le PTFE, l'aramide et les fibres naturelles. En outre, dans le but d'être flexibles, les tresses mécaniques sont souvent composées de matériaux non métalliques par opposition au reste du montage. De fait, les écarts de coefficient de dilatation thermique entre les tresses mécaniques et le reste de l'assemblage augmentent le risque de fuites et ce, particulièrement à haute température (Legault, 2019).

Dans le but de résoudre le problème complexe qu'est l'étude des garnitures d'étanchéité, il est nécessaire de le diviser. C'est cette méthode que les chercheurs ont utilisée pour étudier les différentes propriétés mécaniques des tresses. Les recherches contiennent au plus deux approches parmi celle expérimentale, analytique et numérique. Cela a permis de valider les résultats obtenus tout en établissant une base sur laquelle d'autres recherches ont pu s'appuyer. La majorité des études, jusqu'à ce jour, dans le domaine de l'étanchéité des presse-étoupes négligent l'effet de la température. Toutefois, il s'agit d'un facteur déterminant tout au long de la durée de vie des garnitures d'étanchéité. Legault (2019) est l'un des premiers chercheurs à considérer la variation de température dans l'étude expérimentale des propriétés mécaniques

des tresses. Dans l'ensemble, les résultats obtenus correspondaient à ceux attendus sauf dans le cas de fluage-relaxation.

L'étude du fluage-relaxation des garnitures mécaniques à différentes températures est l'objectif principal de ce projet. En effet, étant donné la nature étrange des résultats obtenus dans les travaux de Legault (2019) de nouveaux tests doivent être réalisés. Le banc d'essai utilisé lors de ce travail est le même que celui utilisé par Legault. Toutefois, les extensomètres sont changés et des modifications supplémentaires sont apportées afin d'obtenir des résultats précis.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

1.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter les recherches antérieures qui ont été réalisées dans le domaine de l'étanchéité des presse-étoupes. Ces travaux sont d'une grande importance puisqu'ils permettent de guider la présente recherche et de mieux comprendre les phénomènes à l'œuvre. Tout d'abord, le fonctionnement des valves sera détaillé et les différentes familles seront présentées. Par la suite, le presse-étoupe sera décomposé pour expliquer son fonctionnement et introduire la composante clé, soit la tresse d'étanchéité. Puis, quelques normes de l'industrie existantes en Amérique du Nord seront présentées. Enfin, la revue détaillée de littérature sera présentée en fonction des propriétés qui ont une forte influence sur le taux d'étanchéité des presse-étoupes.

1.2 Les valves

Les valves existent depuis bien des années et même si elles ont été modernisées, leur fonction de base reste toujours la même; c'est-à-dire de contrôler le passage d'un liquide ou d'un gaz. Il existe une multitude de vannes différentes afin de répondre à diverses utilisations. C'est donc en fonction des conditions d'opération que le type de valve sera déterminé. La majorité des industries utilisent des vannes que ce soit pour fonctionner à basse pression, à haute pression, à basse température, à haute température et avec des fluides de tous genres; corrosifs, irritants, volatils, toxiques et inflammables.

1.2.1 Les familles de valves

Étant donné que les conditions d'opérations sont multiples, les valves sur le marché doivent être en mesure de répondre à n'importe quelle combinaison possible. C'est d'ailleurs ce qui explique la variété de modèles disponibles sur le marché. L'une de ces variantes s'observe à la

Figure 1-1 et se nomme la valve à clapet. Celle-ci est une vanne de type axe montant ou tige montante puisqu'une translation verticale est nécessaire pour bloquer ou laisser passer le fluide. Afin de l'activer, l'organe de manœuvre doit être tourné à plusieurs reprises. Ce type de valve n'est pas pratique quand vient le temps de contrôler le débit, elle sert plutôt à bloquer ou ouvrir complètement le circuit.

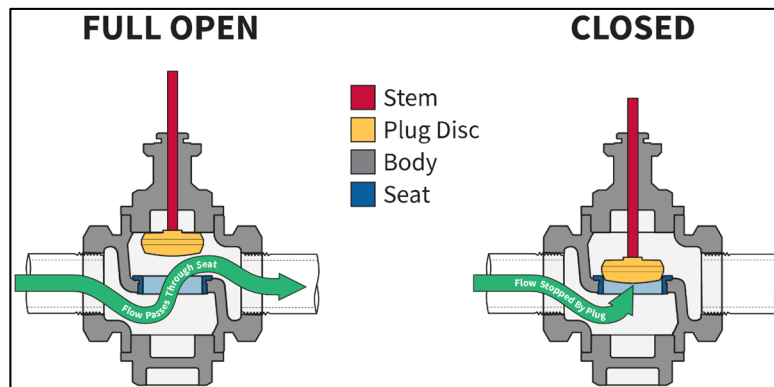


Figure 1-1 Vue de coupe d'une valve à clapet
Tiré de Assured Automation (2020)

Les valves à guillotine représentées à la Figure 1-2 sont un autre type de vanne à axe montant qui nécessite plusieurs rotations de l'organe de manœuvre afin de l'actionner. Elles servent d'abord et avant tout à complètement ouvrir ou fermer un circuit et dans quelques cas elles peuvent contrôler le débit.

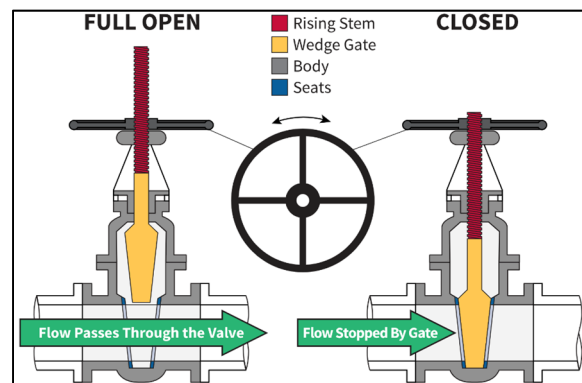


Figure 1-2 Vue de coupe d'une valve à guillotine
Tiré de Assured Automation (2020)

La valve présentée à la Figure 1-3 est une valve papillon. Elle fonctionne un peu différemment puisqu'elle peut passer d'un état à l'autre avec un quart de tour. C'est un excellent moyen de contrôler l'ouverture ou la fermeture d'un circuit. En contrepartie, le réglage précis du débit est difficile avec ce type de vanne.

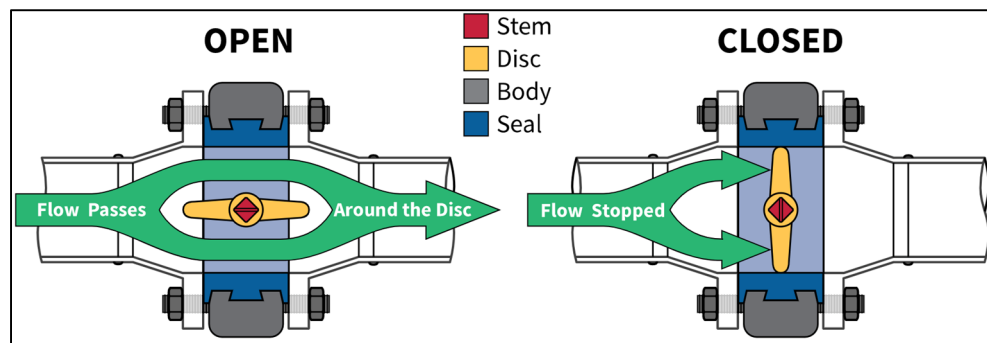


Figure 1-3 Vue de coupe d'une valve papillon
Tiré de Assured Automation (2020)

Finalement, le type de vanne la plus répandue sur le marché est la valve à globe qui est présentée à la Figure 1-4. Elle est de composition simple avec une boule trouée qui permet de laisser passer un fluide au travers. Tout comme pour la valve papillon un simple mouvement de 90° est nécessaire pour complètement fermer le système. Elle ne permet pas un bon contrôle du débit et sert plutôt de valve de fermeture ou d'ouverture d'un circuit.

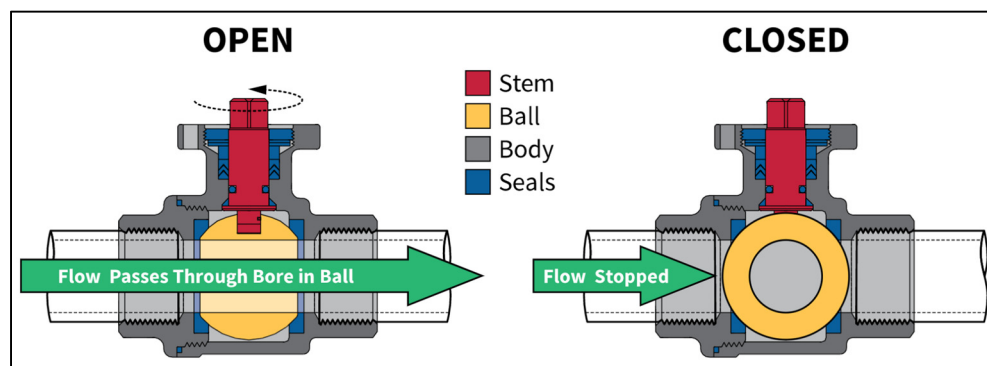


Figure 1-4 Vue de coupe d'une valve à globe
Tiré de Assured Automation (2020)

1.2.2 L'étanchéité des valves

Pendant leur durée de vie, une valve ou une pompe seront actionnées à plusieurs reprises. Dans le but de limiter les fuites vers l'extérieur du système, elles sont toutes deux munies d'un dispositif appelé presse-étoupe. Ce mécanisme présenté à la Figure 1-5 permet à l'axe central un mouvement en rotation (occasionnelle pour les valves ou continu dans le cas d'une pompe) en translation ou les deux tout en limitant les émissions fugitives. La pièce principale du presse-étoupe est en fait l'empilement de garniture mécanique. Cet empilement est disposé entre le boîtier et l'axe central. Ensuite, au-dessus de l'empilement de tresses mécaniques se trouve un poussoir qui a pour but unique d'appliquer une contrainte sur l'ensemble des garnitures. Cette contrainte est appliquée grâce au serrage des écrous.

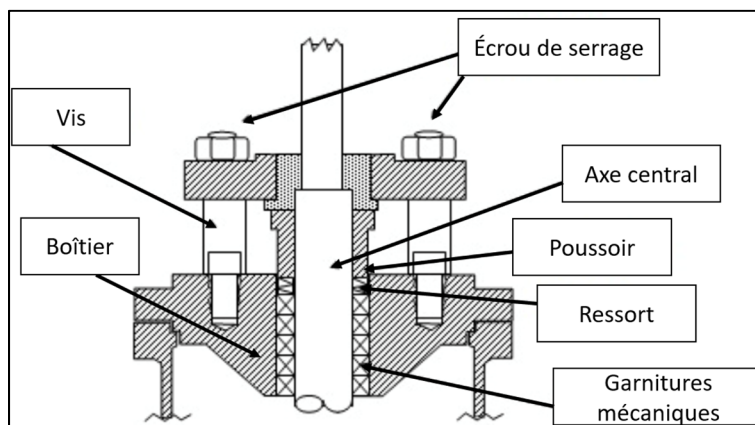


Figure 1-5 Vue de coupe d'un presse-étoupe

1.2.3 Les garnitures d'étanchéité

Comme mentionné plus tôt, les garnitures d'étanchéité ou tresses de valves sont primordiales dans l'assemblage de presse-étoupe. Elles sont composées de matériaux relativement souples. De plus en plus de matériaux ont fait leur apparition sur le marché tels que les fils polyacryliques ou les fibres de carbone, de verre, d'amiante et de fibres naturelles telle que le coton et le lin et plus récemment le graphite et le téflon. Les tresses sont souvent composées de deux matériaux, avec un cœur solide au centre et un tressage de fil d'un autre matériau. Ce mélange de deux matières permet d'avoir des garnitures qui sont plus optimales dans certaines

conditions. C'est d'ailleurs la raison pour laquelle l'étude des propriétés mécaniques des garnitures d'étanchéité est importante. Puisque les conditions d'opérations sont particulières d'une industrie à l'autre, les ingénieurs doivent avoir à leur disposition plus de matériel pour mieux concevoir les valves ou les pompes dans les systèmes.

1.3 Les normes industrielles

Les normes officielles relatives à la conception des systèmes d'étanchéité de presse-étoupe sont pratiquement inexistantes. À ce jour, un ingénieur qui désire concevoir ou rafraîchir un système d'étanchéité de presse-étoupe possède très peu d'information afin de l'assister dans le processus de conception d'un presse-étoupe ou de la caractérisation des garnitures qui le compose. Les quelques standards disponibles concernent principalement les normes de contrôle de la qualité des vannes dans le but de limiter leurs émissions fugitives et de les qualifier pour certaines applications.

Les deux organes principaux qui ont publié des normes et qui s'assurent de leur renouvellement sont l'*American Petroleum Institute* (API) avec la norme API-622 et API-624 et l'Organisation internationale de normalisation (ISO) avec la norme ISO-15848-1 et ISO-15848-2. Le contrôle des émissions fugitives est le principal aspect sur lequel elles sont conçues. Le tout dans l'objectif d'imposer des standards aux industries afin de s'assurer que les produits mis en service respectent les lois de protection de l'environnement et de sécurité en milieu de travail. Puisque les industries tentent de plus en plus d'être écoresponsables, beaucoup d'énergie est consacrée dans l'amélioration des procédures d'essai sur le contrôle qualité.

En 2018, l'*American Petroleum Institute* a remis à jour ses deux normes sur les émanations des garnitures d'étanchéité. La norme API-622 (API-622, 2011), impose l'utilisation d'un montage bien précis et décrit le test requis pour certifier les garnitures d'étanchéité. Le montage décrit permet de reproduire les conditions d'opérations d'une valve laissant circuler du méthane avec des cycles de variations de températures allant de l'ambiante à 260 °C (500 °F). La quantité de cycles thermiques minimum imposés est de cinq. Ensuite, la valve doit subir en

tout 1510 cycles mécaniques, lesquels sont des cycles d'ouverture et de fermeture. À la fin de ce test, le taux d'émissions fugitive doit rester inférieur à 500 partie par million (ppm); taux de fuite imposé par l'agence américaine de protection de l'environnement (EPA).

La norme API-624 (API-624, 2011) est une autre norme de contrôle des émissions fugitives, mais pour un type de valve bien précis, soit les valves à tige montantes et les valves à tige montante-rotatives. Avant d'effectuer ce test, les valves doivent préalablement remplir les exigences de la norme API-622. Le gaz test reste encore le méthane et la variation de température la même, soit l'ambiante à 260 °C (500 °F). La variation thermique est aussi testée et le montage doit subir trois cycles entrecoupés de 310 cycles mécaniques. Le taux d'émission fugitives de passe imposé par l'EPA est beaucoup plus strict avec un maximum de 100 ppm.

L'Organisation internationale de normalisation (ISO) possède aussi ses propres normes de contrôle des émissions fugitives dont la ISO-15848 qui se découpe en deux parties et elles se sont vu toutes deux remises à jour en 2015. Tout d'abord, la norme ISO-15848-1 (ISO-15848-1, 2015) est applicable pour les assemblages complets de valves. La procédure oblige que les tests soient réalisés avec un choix de deux gaz, l'hélium ou le méthane sur un montage bien précis. Les températures de test, le nombre de cycles de température ainsi que le nombre de cycles mécaniques varient en fonction de la classe choisie. Comme les paramètres varient d'une classe à l'autre il va de soi que le seuil d'acceptabilité du taux de fuite varie lui aussi.

La seconde norme est l'ISO-15848-2 (ISO-15848-2, 2015) et encore une fois, l'objectif est de contrôler le taux d'émissions fugitives. Cette norme demande la réussite préalable des tests imposés par l'ISO-15848-1. L'application se fait en milieu industriel afin de pouvoir s'assurer de la qualité de production des valves et de leur seuil d'étanchéité. Les conditions de test sont les suivantes; utilisation d'hélium comme gaz circulant, gaz à température ambiante, aucun cycle thermique nécessaire et cinq cycles mécaniques. Puisque l'ISO fonctionne avec des classes d'exigences le taux de fuite permis à l'ISO-15848-2 dépend de la classe de réussite à la norme ISO-15848-1.

1.4 Revue de littérature

1.4.1 Introduction

Les pompes et les valves sont des systèmes très utilisés en industrie. Depuis bien des années, les presse-étoupes sont utilisés dans le but de limiter les émissions fugitives tout en permettant à un arbre central de tourner ou de glisser en son centre. Afin de prévenir les accidents de travail ou alors les pertes importantes de fluides l'assemblage entier de presse-étoupe doit être étudié. La composante clé de ce dispositif est la tresse d'étanchéité laquelle est la pièce la plus difficile à caractériser. À ce jour, principalement quatre normes régissent le taux de fuite des valves ou des pompes la API622, API624, ISO-15848-1 et ISO-15848-2. Cette réglementation permet de caractériser l'étanchéité d'un système entier, mais ne fournit aucune information quant à la caractérisation des garnitures. Puisque la majorité des fuites sont dues à des problèmes liés aux garnitures, il est impératif d'étudier en profondeur le comportement et les propriétés des tresses. Depuis plus de cinquante ans, des chercheurs ont tenté d'analyser les paramètres qui ont une grande influence sur l'étanchéité. Les résultats de ces travaux sont à la base des modèles numériques, analytiques et expérimentaux et sont en perpétuelle évolution.

1.4.2 Étude du module de compressibilité et du coefficient de Poisson

Afin de pouvoir caractériser les garnitures d'étanchéité, l'étude doit se pencher sur la relation entre les contraintes et les déformations. L'un des comportements simplifiés est de considérer la loi de Hooke, mais certains paramètres doivent être connus, soit le module de compressibilité et le coefficient de Poisson. Là est toute la difficulté puisque ces deux paramètres sont rarement connus à moins de réaliser un test sur un banc d'essai prévu à cet effet. Afin d'observer le comportement mécanique des tresses à température ambiante, Diany et Bouzid (2011) ont développé une étude expérimentale couplée à une modélisation numérique. En testant une seule garniture ils ont enregistré les mesures de la compression axiale par le biais du déplacement axial de la tresse, de la charge appliquée et des déformations tangentielles à la surface externe du boîtier. Par la suite, avec un modèle numérique, ils ont reproduit la même expérience dans le but de déterminer les contraintes dans la tresse et en particulier les pressions

de contact latérales. C'est ainsi qu'ils ont pu mesurer numériquement l'évolution du module de compressibilité et le coefficient de Poisson.

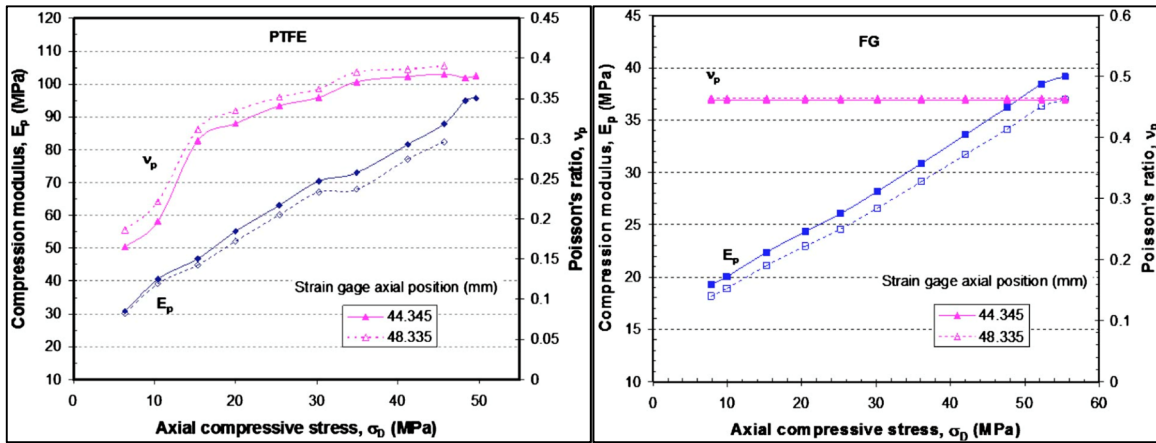


Figure 1-6 Module de compression et coefficient de Poisson

Tiré de Diany et Bouzid (2011)

À la Figure 1-6 il est possible de constater que les tresses de géométries identiques, mais de matériau différent (graphite flexible et téflon) n'ont pas nécessairement le même comportement lorsqu'elles sont exposées aux mêmes conditions. Dans les deux cas, le module de compressibilité croît linéairement avec l'augmentation de la charge de compression. L'évolution des coefficients de Poisson est toutefois bien différente. Pour le PTFE le coefficient croît linéairement alors que pour le graphite il est relativement constant. À la Figure 1-7, le graphique montre la différence de la variation du coefficient de Poisson du graphite et du PTFE en fonction de la compression. La relation entre la compression axiale et la déformation du graphite et du PTFE est plutôt non linéaire comme le montre la Figure 1-7.

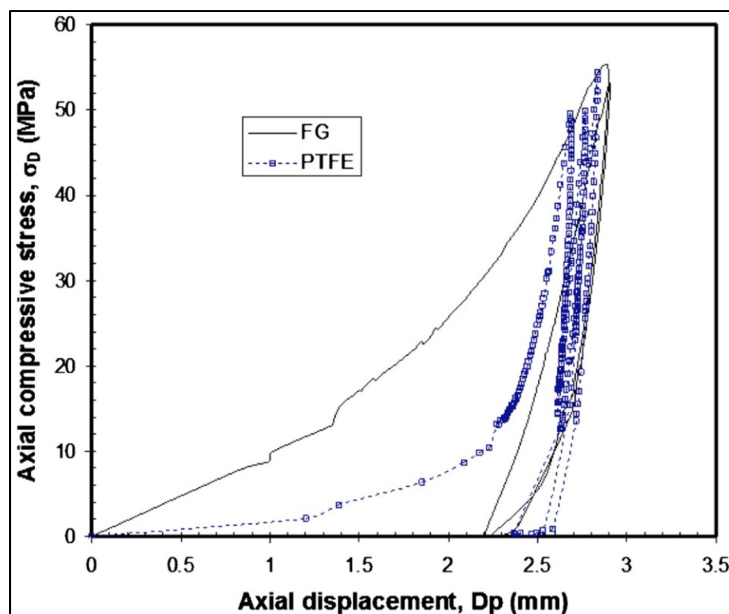


Figure 1-7 Déplacement axial lors d'un test de compression
Tiré de Diany et Bouzid (2011)

Les travaux de Diany et Bouzid (2011) ont permis l'élaboration d'un modèle expérimental et d'un modèle numérique dont les résultats convergent. Étant donné que leurs travaux ont été réalisés à température ambiante, ils ont ouvert la voie à d'autres recherches sur le sujet, mais cette fois-ci à haute température. L'un de ces chercheurs est Legault (2019) qui passera en revue la majorité des paramètres mécaniques à haute température, mais ne s'attarde pas en détail sur le module de compression et sur le coefficient de Poisson.

1.4.3 Étude du coefficient de pression latérale

La majorité des études réalisées dans le domaine des garnitures de presse-étoupes passent par la mention du coefficient de pression latérale puisque ce paramètre est un excellent indicateur d'étanchéité. Ce coefficient est en fait un rapport entre la contrainte radiale mesurée et la contrainte axiale appliquée. Dans un assemblage de presse-étoupe les garnitures sont en contact avec deux interfaces, soit le boîtier et l'axe central. C'est pourquoi, lors de l'étude du coefficient de pression latérale, deux coefficients de pression latérale seront calculés. Afin de minimiser les fuites, les garnitures doivent être en mesure d'appliquer une grande force sur les

parois de la tige ou du boîtier. C'est la raison pour laquelle les coefficients plus élevés sont souvent ceux qui indiquent une meilleure étanchéité. Dans les travaux de Ochonski (1988), un modèle exponentiel de l'évolution de la pression de contact dans la direction axiale est établi. Les valeurs présentées à la Figure 1-8 montrent que les coefficients de pression de contact latérale entre la tresse et le boîtier K_1 puis la tresse et la tige K_2 se stabilisent lorsque la valeur de la contrainte appliquée par le poussoir (*gland stress*) dépasse 12 MPa. La justification derrière la variation observable avant ce seuil est que la tresse se comprime et donc les pores d'air diminuent avant de finalement se refermer.

Coefficient	Gland stress, σ_D , MPa			
	5.0	10.0	15.0	20.0
K_1	0.66	0.75	0.79	0.81
K_2	0.54	0.58	0.59	0.60
β , mm^{-1}	0.010	0.0075	0.0053	0.0034

Figure 1-8 Coefficients de pression latérale selon la contrainte appliquée
Tiré de Ochonski (1988)

Diany et Bouzid (2009a) se sont eux aussi attaqués à la modélisation du coefficient de pression latérale en utilisant une approche analytique et numérique. Tout de même, des tests expérimentaux ont dû être réalisés afin d'obtenir certaines valeurs telles que le coefficient de Poisson. L'étude analytique est basée sur la théorie des cylindres à parois épaisses complémentée par les équations de calcul de contraintes, de déplacements ainsi que les pressions de contact. Le montage à l'étude est composé d'un cylindre plein (tige) et de deux cylindres à parois épaisses (garniture et boîtier). Enfin, avec toutes ces hypothèses, ils ont obtenu divers coefficients de pression de contact qu'ils comparent par la suite à ceux obtenus par une approche numérique. Afin de simplifier l'analyse par éléments finis, le comportement élastique des tresses donné est linéaire plutôt que non-élastique non linéaire. Puisqu'une garniture comporte deux interfaces et donc deux coefficients de transmission latérale, ils ont été réunis sous un ratio afin d'observer l'impact que la contrainte appliquée aurait sur celui-ci.

Les deux modèles indiquent le même phénomène, c'est-à-dire, le ratio est pratiquement tout le temps égal à 1 et ce peu importe la contrainte appliquée comme la Figure 1-9 le montre.

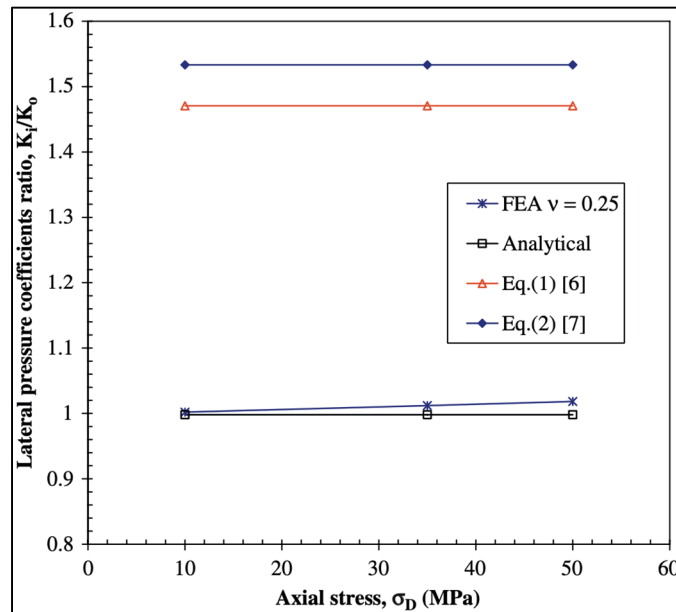


Figure 1-9 Ratio du coefficient de pression de contact à l'application de contrainte
Tiré de Diany et Bouzid (2009a)

Étant donné que la comparaison initiale entre les modèles pointe dans la bonne direction, ils ont réalisé un autre test à l'aide des éléments finis en variant certains paramètres soupçonnés d'avoir un impact sur la transmission de la pression latérale. La Figure 1-10 regroupe trois de ces paramètres qui sont la quantité de garnitures dans le presse-étoupe, le coefficient de friction aux interfaces (tige-garniture et garniture-boîtier) et la contrainte axiale appliquée par le poussoir sur les tresses. Les résultats obtenus sont pertinents puisqu'ils prouvent que les paramètres ciblés sont influents sur le montage. Ce qui ressort est qu'il y a peu de variation du coefficient de transmission de la pression quand la compression des tresses augmente. Contrairement au coefficient de friction qui lui est le paramètre qui a la plus grande influence. Finalement, la contrainte appliquée s'est avérée exercer une influence légère sur le coefficient de transmission latérale.

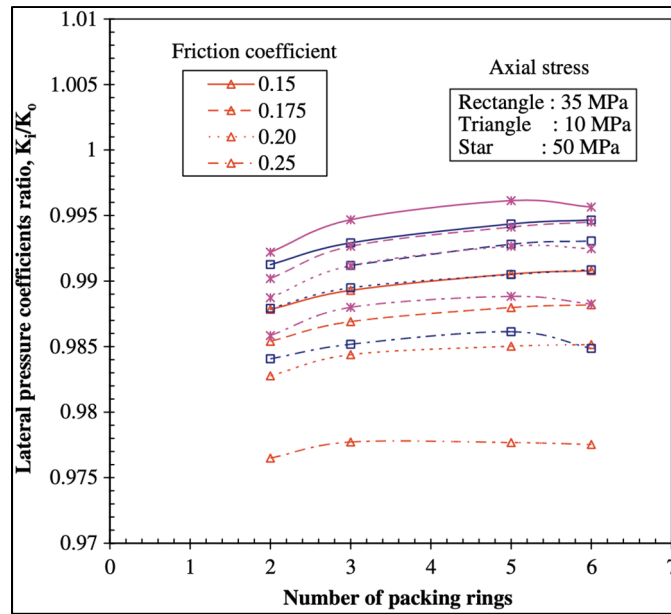


Figure 1-10 Analyse numérique du ratio de coefficient de pression de contact
Tiré de Diany et Bouzid (2009a)

La théorie des cylindres à paroi épaisse donne de bons résultats, mais en ajoutant la théorie des poutres sur fondations élastiques, Kazeminia et Bouzid (2015) ont pu pousser l'analyse encore plus loin. L'objectif principal de leur étude était de considérer les interactions entre les composantes du montage dans l'étude des garnitures. Quelques simplifications ont été apportées afin d'obtenir des résultats. Tout d'abord, le croisement des deux théories pose problème puisque le fondement de la théorie des poutres sur fondation élastique appliquée aux cylindres est applicable aux parois cylindriques minces; ce qui peut ne pas être le cas pour le boîtier. Somme toute, cette théorie impose de créer un diagramme des corps libres complet du montage et de le résoudre de sorte qu'il soit en équilibre. Ils ne se sont pas limités à un modèle analytique et ont travaillé sur un modèle numérique afin de comparer leurs résultats. Puisque le modèle est, à la base, complexe, ils ont décidé de considérer que lors de l'analyse d'éléments finis la tresse est un matériau isotrope. Les données des deux modèles sont quasi identiques tel que présenté à la Figure 1-11. Cet écart s'explique par l'hypothèse initiale qui est de considérer la théorie des cylindres à parois minces dans le calcul des effets de discontinuité.

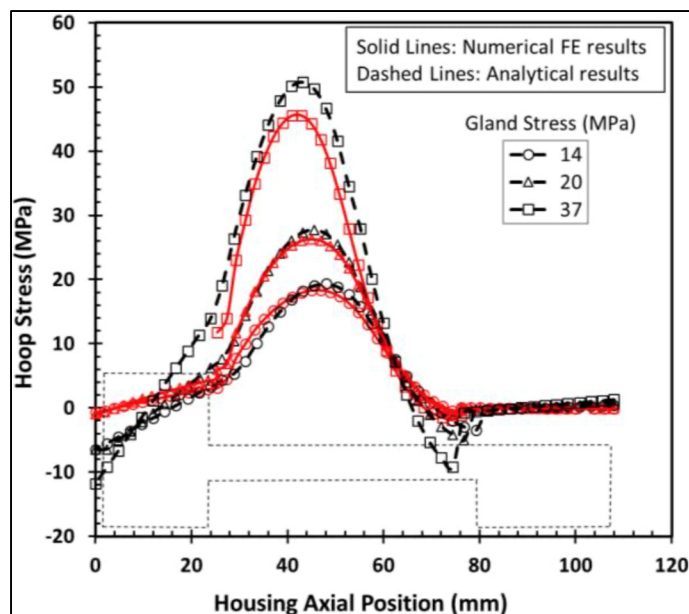


Figure 1-11 Évolution de la contrainte radiale le long de l'axe central
Tiré de Kazeminia et Bouzid (2015)

Les recherches antérieures ont permis d'avancer les connaissances et de trouver de nouveaux moyens d'étudier le coefficient de pression latérale. Toutefois, la grande majorité de ces travaux ont été réalisés à température ambiante; ce qui est rarement le cas en industrie. C'est justement cela qui a motivé Legault (2019) à réaliser des essais à haute température lors de sa recherche. Il s'est essentiellement penché sur la caractérisation mécanique des garnitures donc, entre autres, sur le coefficient de transmission de pression latérale. C'est d'ailleurs ce que l'on peut observer à la Figure 1-12, une étude de la transmission de pression en augmentant la contrainte appliquée par le poussoir à différentes températures. La première observation est l'effet qu'a la température sur les courbes. Peu importe la tresse, il est clair que plus la température augmente plus le coefficient est élevé. Toutefois, les résultats à trop haute température posent problème puisque les coefficients enregistrés dépassent l'unité de ce fait indiquant que la pression latérale transmise est plus grande que la contrainte appliquée. L'hypothèse, encore non prouvée, est qu'à haute température les matériaux se désintègrent et un phénomène de dégazage se produit. Par la suite, le deuxième paramètre présenté est la contrainte axiale appliquée. Contrairement à ce que donnaient les résultats de Diany et Bouzid (2009a), à température ambiante, où la contrainte n'avait pas vraiment d'effet, ici les résultats

montrent qu'à haute température l'augmentation de la contrainte diminue le coefficient de pression latérale.

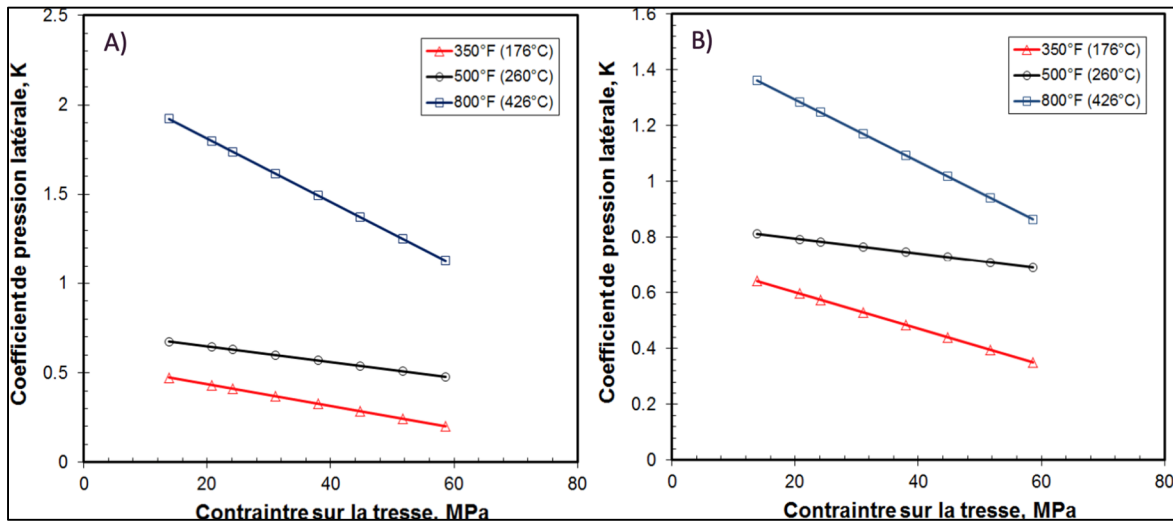


Figure 1-12 Coefficient de pression latérale en fonction de la contrainte à différentes températures. A) Garniture de graphite pressé B) Garniture avec un cœur d'Inconel, tressé de PTFE et trempé dans du graphite en poudre

Tiré de Legault (2019)

1.4.4 Étude de chargement-déchargement

L'installation de nouvelles garnitures sur un presse-étoupe est une étape importante et déterminante pour la performance d'étanchéité à court et long terme. Certainement, à cet instant tous les paramètres présentés dans la présente section ont une influence, mais les tests de chargement-déchargement permettent d'en apprendre plus sur la déformation nécessaire pour obtenir la contrainte désirée. Cette étude peut sembler simple à priori, mais elle peut être modifiée pour observer différents facteurs. Il est possible de faire un simple essai de chargement et de déchargement sur un court laps de temps, enchaîner par la suite avec un test de chargement suivi d'un maintien d'une durée déterminée et finalement d'un déchargement. Ensuite, un test de chargement et déchargement cyclique est effectué. C'est d'ailleurs ce qu'a réalisé Viéville (2018) lors de son étude du comportement des garnitures dans le but d'établir une loi de comportement. Son étude est intéressante et aborde différentes approches, soit

expérimentale et numérique. La base de l'approche analytique repose sur le modèle analytique hyperélasto-visco-hystérésis qu'elle nomme HVH. Après quelques tests, le modèle sera modifié puisque la viscoplasticité possède un impact sur les résultats. Ce qui aura pour effet de transformer le modèle en un hyperélasto-hystérésis représenté par l'équation de Cauchy (Figure 1-13). Les résultats qui découlent de cette équation pointent à première vue dans la bonne direction. Cette équation considère beaucoup de paramètres dont Σ_{hyp} la partie sphérique de la contribution hyperélastique, $\bar{\sigma}_{hyp}$ la partie déviatorique de la contribution hyperélastique, Σ_{hys} la partie sphérique de la contribution hystérétique et $\bar{\sigma}_{hys}$ la partie déviatorique de la contribution hystérétique. Les autres facteurs f_m , g_m , h_m et i_m sont des facteurs de pondération basé sur des équations polylinéaires

$$\underline{\underline{\sigma}} = f_m \cdot \underline{\underline{\Sigma}}_{hyp} + g_m \cdot \underline{\underline{\bar{\sigma}}}_{hyp} + h_m \cdot \underline{\underline{\Sigma}}_{hys} + i_m \cdot \underline{\underline{\bar{\sigma}}}_{hys}$$

Figure 1-13 Équation de Cauchy utilisée pour le modèle hyperélasto-hystérésis
Tiré de Viéville (2018)

Les courbes présentées à la Figure 1-14 comparent les résultats obtenus expérimentalement à ceux obtenus à l'aide du modèle numérique avant et après modification. D'abord, avant la modification, l'écart entre les courbes que ce soit à la charge ou bien à la décharge montre que le modèle n'est pas encore parfait et plus particulièrement le comportement de l'hystérésis. C'est ainsi que le modèle est une fois de plus changé pour considérer l'hystérésis sphérique plutôt que déviatorique. Après cette modification, les courbes ne se superposent pas, mais en extrapolant, l'auteur explique que les écarts sont dus aux déformations du montage lors de l'application de la charge et à la structure interne unique des garnitures.

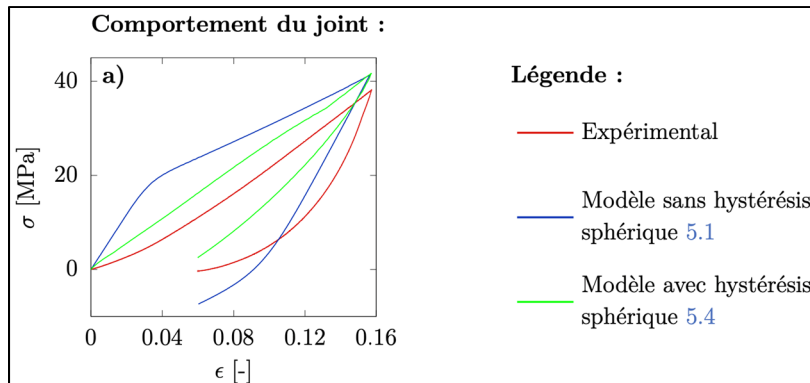


Figure 1-14 Comparaison expérimentale et numérique de charge-décharge
Tiré de Viéville (2018)

Le modèle d'hyperélasto-hystérésis modifié dans les travaux de Viéville (2018) fournit des résultats intéressants quant à l'étude des garnitures à température ambiante. En adaptant ses travaux pour considérer les cas à haute température, il serait possible d'obtenir plus d'informations sur le comportement mécanique des tresses dans son environnement.

Bien que peu populaires, certaines études de chargement ont été réalisées à haute température. Legault (2019) a étudié le comportement mécanique lors du chargement dans le but de comparer deux garnitures d'étanchéité de composition différente lorsqu'exposées à des températures élevées. La première observation est que l'évolution de la contrainte en fonction du déplacement axial est linéaire jusqu'à environ 15 MPa pour les deux tresses. Dans le cas de la garniture à la Figure 1-15.a, les courbes sont un peu décalées vers la fin du déplacement ; cet écart est causé par les tresses qui sont plus molles. Pour ce qui est de la garniture présentée à la Figure 1-15.b, la température a un effet plus important, mais dans la direction inverse. Plutôt que de vivre une perte de rigidité à haute température, la tresse se durcit. Ce comportement est expliqué par l'hypothèse que les pores se remplissent par un matériau possédant un coefficient de Poisson élevé comme le PTFE à haute température.

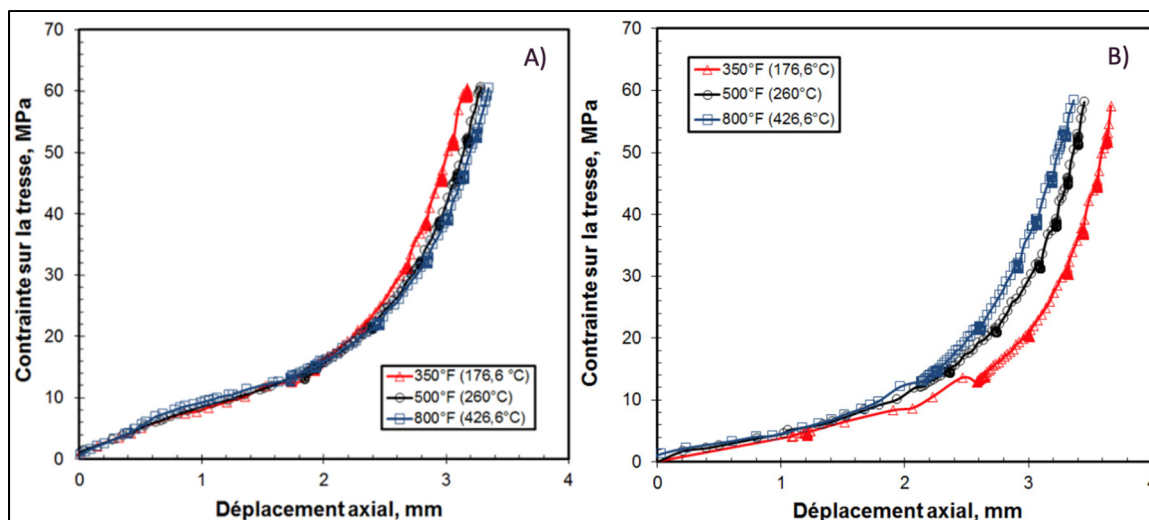


Figure 1-15 Essai de chargement à différentes températures élevées. A) Garniture de graphite pressé B) Garniture avec un cœur d'Inconel, tressé de PTFE et trempé dans du graphite en poudre

Tiré de Legault (2019)

1.4.5 Étude du coefficient de dilatation thermique

Le coefficient de dilatation thermique est une autre propriété qui a été étudiée par le passé. Comme pour la grande majorité des propriétés mécaniques qui ont été étudiées, les recherches étaient à température ambiante. Puisque les tresses mécaniques sont habituellement utilisées dans des systèmes à haute température, il est impératif d'en connaître davantage. Le phénomène de la dilatation thermique se résume par la capacité que possède un matériau à se dilater lorsqu'il est exposé à une température élevée ou de se contracter lorsque la température est basse. Dans le domaine de l'étanchéité, il est possible d'exploiter cette propriété mécanique afin d'assurer une meilleure étanchéité. Plus la valeur du coefficient est élevée, plus l'expansion radiale serait grande, assurant ainsi que la garniture occupe toute la surface radiale dans le presse-étoupe. Une étude du coefficient de dilatation thermique à haute température a été entreprise par Legault (2019). Dans cette étude, deux tresses de composition différentes sont utilisées, les températures vont de 30 °C à 426 °C et pendant que la température varie une contrainte constante est appliquée. Les deux graphiques de la Figure 1-16 montrent une répartition bien différente des courbes, preuve que le matériau et la structure interne sont à considérer, venu le temps de choisir une tresse pour une application donnée. Pour ce qui est du

graphique représentant l'essai avec du graphite pressé (Figure 1-16.a), deux points sont à noter. Tout d'abord, pour la même plage de températures, plus la contrainte appliquée est grande, plus le coefficient est petit. La raison expliquant ce comportement est que l'expansion se fait vers les pores internes d'abord. Le deuxième point est que le coefficient de dilatation est de 3 à 9 fois plus élevé que celui du boîtier qui est composé d'acier. Cet écart entre les coefficients pourrait poser problème dans le cas d'un retour à des températures plus basses. La contraction de la garniture serait beaucoup plus grande que l'acier. Cela aurait comme impact de diminuer la pression de contact à leur interface et augmente la possibilité de fuites. Pour ce qui est de la deuxième tresse (Figure 1-16.b), le comportement est complètement inversé. Dans ce cas-ci, le coefficient de dilatation thermique augmente lorsque la contrainte appliquée augmente; ce qui explique cette différence entre les deux tresses est la structure interne. Cette garniture est composée d'un cœur solide d'Inconel, tressé de PTFE et recouvert de graphite en poudre. La structure interne est ainsi beaucoup moins poreuse que dans le cas du graphite pressé et la dilatation due à la température se transmet plus vers l'extérieur dans la direction radiale.

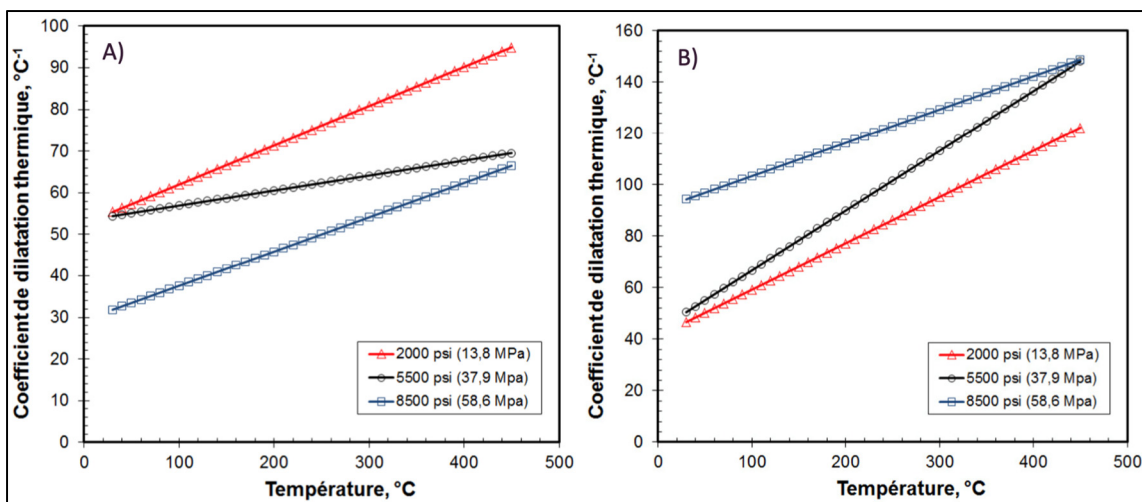


Figure 1-16 Évolution du coefficient de dilatation thermique en variant la température avec une contrainte appliquée constante. A) Garniture de graphite pressé B) Garniture avec un cœur d'Inconel, tressé de PTFE et trempé dans du graphite en poudre

Tiré de Legault (2019)

1.4.6 Étude de la relaxation et du fluage

Jusqu'à maintenant, les propriétés mécaniques présentées étaient toutes indépendantes du temps, c'est-à-dire que les études considéraient un instant précis. Toutefois, il ne faut pas négliger l'impact que le temps peut avoir sur les contraintes dans un presse-étoupe. Lors de l'installation d'une valve sur un nouveau système, les garnitures sont installées dans le presse-étoupe et une certaine contrainte est appliquée dans le but d'augmenter la pression de contact aux interfaces tige-tresse et tresse-boîtier. Au fil du temps, les contraintes internes dans les garnitures évoluent et lentement la pression de contact initiale diminue augmentant ainsi le risque de fuite. La relaxation pure et le fluage pur sont deux propriétés mécaniques bien particulières et quelque peu difficiles à étudier. Les garnitures sont aussi faites de matériaux peu connus et dont le comportement est difficile à représenter contrairement aux métaux par exemple. C'est ce qui a motivé plusieurs recherches, l'idée de concevoir un modèle analytique ou numérique qui serait en mesure de reproduire fidèlement le comportement observé expérimentalement. La relaxation à température ambiante est la propriété mécanique à laquelle Tashiro et Yoshida (1990) se sont attaqués. Dans leurs travaux, ils ont développé un modèle analytique viscoélastique en se basant sur les équations de Maxwell modifié. En résumé, le modèle de Maxwell modifié se compose en trois parties un ressort linéaire, un amortisseur et un ressort non linéaire. La limite du modèle de Maxwell modifié est qu'il considère un chargement uniaxial alors que les tresses sont soumises à des efforts triaxiaux. La création d'un modèle adapté rendrait l'analyse beaucoup plus complexe.

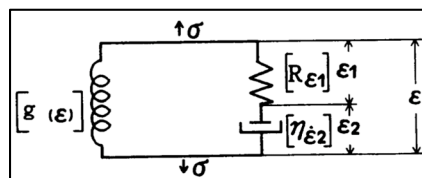


Figure 1-17 Représentation du modèle de Maxwell modifié
Tiré de Tashiro et Yoshida (1990)

Lorsqu'observé en détail, ce modèle repose sur plusieurs fonctions complexes et quelques paramètres mesurés expérimentalement. Les résultats du modèle, lorsque comparés aux

données expérimentales, reproduisent fidèlement le phénomène de relaxation des contraintes. Par exemple, la Figure 1-18 qui représente un test réalisé avec un empilement de trois garnitures de graphite, les points expérimentaux suivent bien les résultats analytiques.

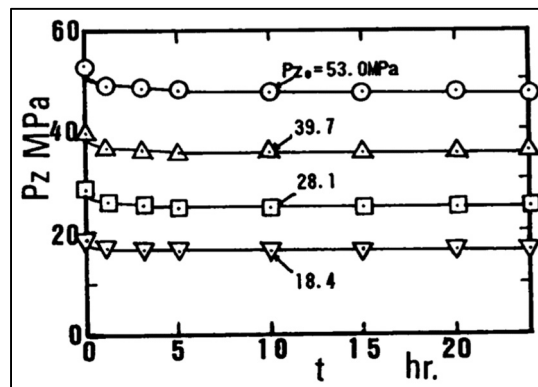


Figure 1-18 Résultats analytiques et expérimentaux de relaxation du graphite
Tiré de Tashiro et Yoshida (1990)

Au vu des résultats obtenus par Tashiro et Yoshida (1990) avec leur modèle analytique, le modèle de Maxwell modifié est repris par Diany et Bouzid (2009b). Le modèle sera quelque peu modifié en y ajoutant huit facteurs de la série de Prony. L'objectif de cette recherche est d'observer la relaxation de la contrainte axiale et radiale sur un montage de presse-étoupe. L'étude est réalisée à température ambiante, en considérant un coefficient de friction de 0,25 aux interfaces et avec un assemblage de six garnitures d'étanchéité. Dans leur étude, ils comparent les résultats analytiques obtenus avec le nouveau modèle à ceux obtenus par éléments finis. La Figure 1-19 présente deux graphiques, l'un sur la mesure de la relaxation de la contrainte radiale à l'interface tresse-boîtier et l'autre sur la relaxation de la contrainte axiale. D'abord, pour ce qui est de la contrainte radiale, les deux modèles s'arriment presque parfaitement à l'exception des points représentant l'application de la contrainte. Ce comportement est observé lors de la modélisation par éléments finis et se nomme l'effet de bord. Ensuite, pour ce qui est de l'évolution de la relaxation de la contrainte axiale, la diminution est marquée pour les 5000 premières secondes (1.5 heure) et passé 20 000 secondes (5.5 heures) la stabilisation est atteinte. Il est intéressant de noter que plus la contrainte initiale est élevée plus la variation après 20 000 secondes est grande.

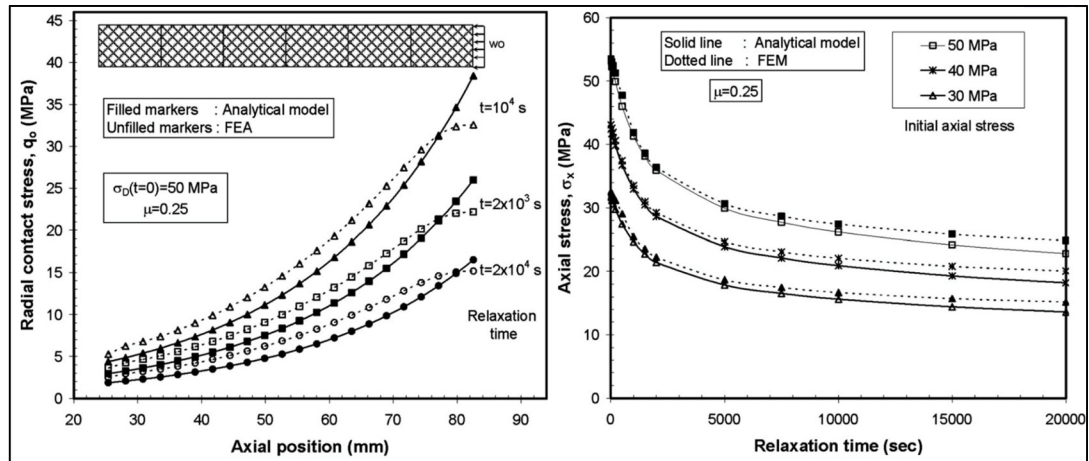


Figure 1-19 Évolutions de la relaxation de la contrainte radiale et axiale
Tiré de Diany et Bouzid (2009b)

La relaxation n'est pas le seul impact que le temps peut avoir sur les tresses mécaniques, le fluage est aussi à considérer. Bien que ces deux effets se ressemblent, une distinction claire existe pour les différencier. D'un côté, la relaxation, comme observée précédemment, est une diminution de la contrainte lors d'une application d'une déformation constante. De l'autre, le fluage est l'augmentation de la déformation sous l'effet d'une contrainte constante. Puisque les garnitures sont soumises aux deux phénomènes temporels, une loi de comportement du fluage est abordée dans les travaux de Diany et Bouzid (2012). Leur étude se base sur ce qui a déjà été réalisé par le passé avec la relaxation et se tourne par la suite vers une approche expérimentale et numérique. Sur le banc d'étude expérimentale, plusieurs essais sont réalisés à température ambiante sur des tresses afin de mesurer la déformation dans le temps suite à l'application d'une contrainte constante. En parallèle, des tests numériques sont réalisés pour reproduire les réactions observées expérimentalement. Les écarts entre les résultats des deux modèles sont faibles. Puisque cette étude a permis d'arriver à de bons résultats, leurs modèles pourraient être repris afin de les tester à température élevée.

Une recherche dans le but de caractériser le comportement des garnitures dans le temps à température ambiante a été réalisée par Kazeminia et Bouzid (2016) en tenant compte du presse-étoupe entier. L'intérêt de cette étude est de ne plus limiter l'observation à la garniture

uniquement, mais considérer le montage aussi. Les tresses possèdent une structure interne poreuse et les matériaux qui la composent ont très souvent des comportements non linéaires; ce qui est tout l'inverse des autres composantes en métal du montage. Ces différences sont non négligeables puisque la rigidité du montage a une influence sur la relaxation des contraintes dans les garnitures. Le comportement noté des garnitures dans cette étude est une composition de relaxation et de fluage en même temps. La Figure 1-20 regroupe deux graphiques, celui de gauche mesurant la variation de la contrainte axiale en fonction du temps et celui de droite le déplacement axial en fonction du temps. À gauche est représenté la relaxation de contrainte et la première remarque est que plus la contrainte initiale est grande plus la relaxation est grande aussi. Ensuite, après 100 minutes de test toutes les courbes atteignent pratiquement des plateaux. À droite c'est le fluage-relaxation qui est représenté et le manque de linéarité observé correspond en fait au bruit de l'instrumentation. Ici aussi, le fluage-relaxation se stabilise après 100 minutes de test.

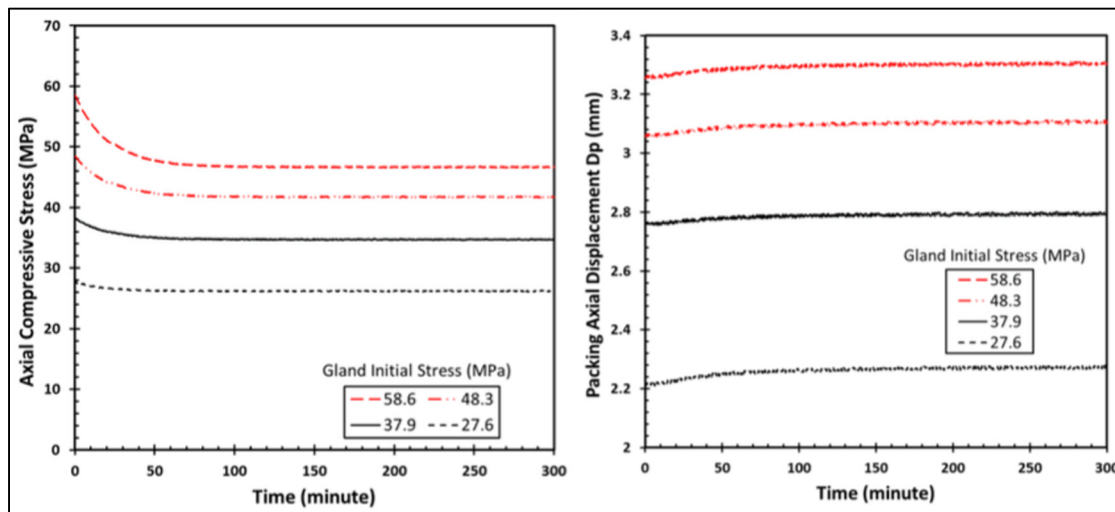


Figure 1-20 Mesure de fluage-relaxation

Tiré de Kazeminia et Bouzid (2016)

Les études précédentes l'ont déjà démontré, le temps possède une grande influence sur le comportement mécanique des joints étanches. Toutefois, un autre paramètre qui a été moins étudié influence grandement les garnitures et il s'agit de la température. Le mélange du temps et de la température n'a pas encore été vraiment étudié dans la communauté de chercheurs à l'exception de Legault (2019). Lors de ses travaux, son étude s'est faite sur deux tresses

mécaniques de composition différentes. Pour chaque type de garniture, il a fait trois tests à trois températures différentes. Pendant ces tests, il a étudié la variation de la déformation des garnitures à trois pressions différentes dans le temps. Il est intéressant de spécifier que le comportement mesuré des garnitures est inattendu. Lors de la prise de mesure du fluage quand la courbe est positive c'est le signe que la garniture s'écrase et continue de le faire. L'effet contraire, c'est-à-dire, une courbe négative est due non pas à un écrasement, mais un gonflement de la tresse. Le comportement attendu est des courbes de fluage positives étant donné que le montage travaille en compression, sauf que ce n'est pas le cas dans la majorité des essais. Dans les graphiques, ceux avec la mention A) représentent les tests réalisés avec les garnitures faites de feuilles de graphite pressé et ceux avec B) sont faites avec un cœur d'Inconel, tressé de PTFE et trempé dans du graphite en poudre. Les résultats des tests présentés à la Figure 1-21 et à la Figure 1-22 vont dans la même direction. À la plus basse des pressions, le fluage est bien présent alors qu'à plus grande pression la tresse gonfle.

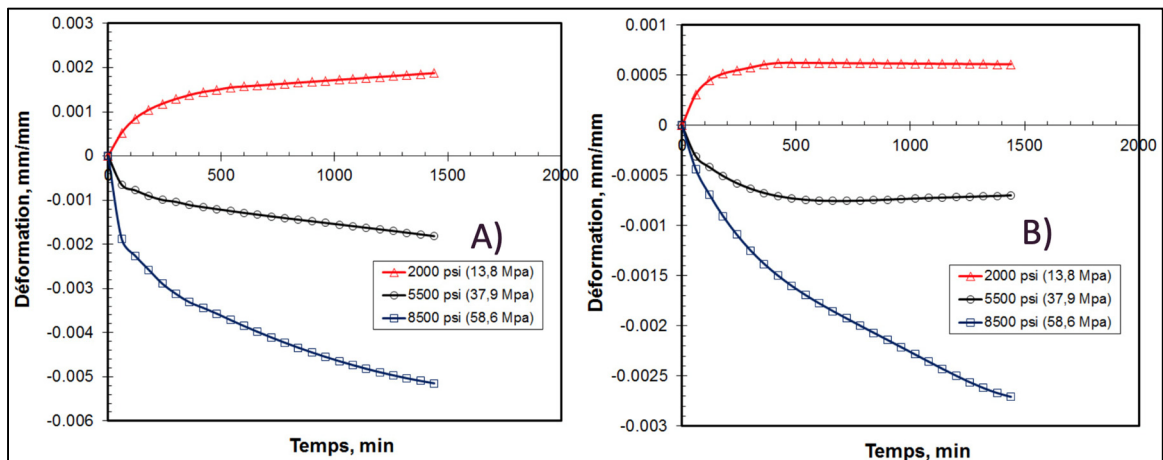


Figure 1-21 Test de déformation en fonction du temps à 375°F

Tiré de Legault (2019)

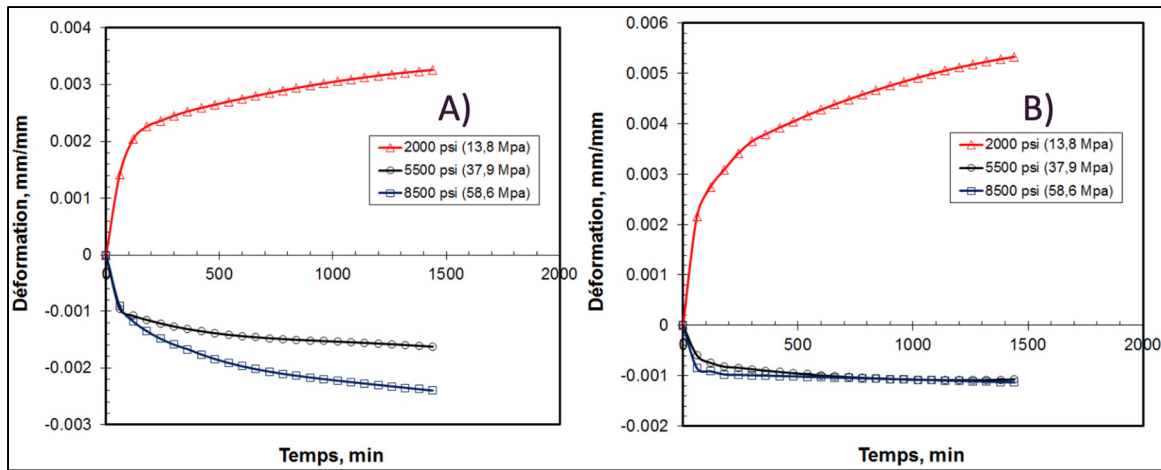


Figure 1-22 Test de déformation en fonction du temps à 500°F
Tiré de Legault (2019)

Les dernières séries de tests ont été réalisées à 800 °F et à ce moment les données vont vraiment dans des directions différentes. Les échantillons de graphites subissent tous du gonflement alors que ceux avec un cœur d'Inconel sont toutes sujets au fluage.

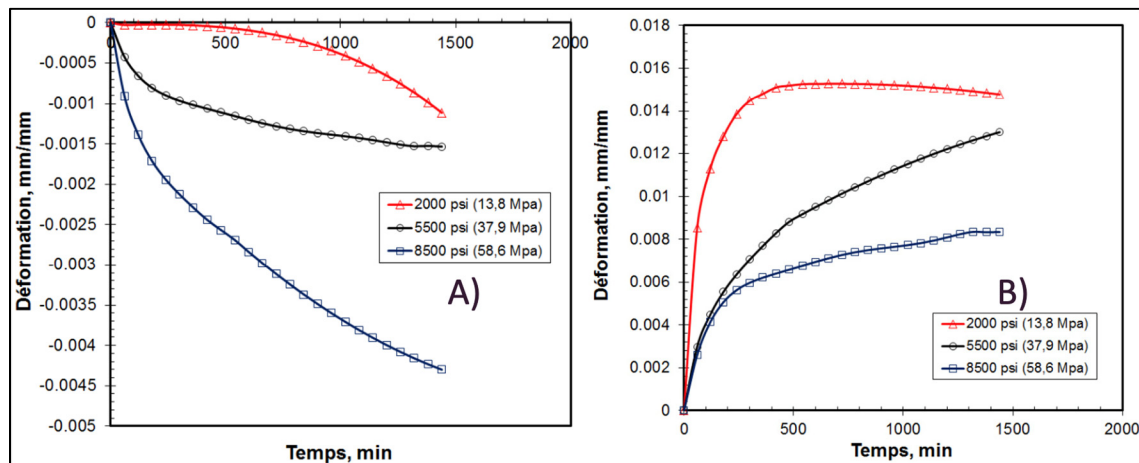


Figure 1-23 Test de déformation en fonction du temps à 800°F
Tiré de Legault (2019)

Les résultats sont surprenants, mais il semble évident qu'un autre phénomène que le fluage est à l'œuvre. L'hypothèse que Legault émet est qu'il y aurait possiblement un phénomène de dégazage du téflon qui s'ajoute lorsque les tresses sont exposées à de hautes températures.

1.4.7 Étude du PTFE

Autrefois, les tresses d'étanchéité étaient majoritairement faites d'amiante, mais depuis que des recherches ont démontré qu'il était cancérigène les manufacturiers ont dû se tourner vers d'autres matériaux. Le polytétrafluoroéthylène (PTFE) plus connu sous le nom commercial téflon est l'une de ces alternatives. Il s'agit d'un polymère qui possède des propriétés intéressantes en comparaison aux autres thermoplastiques. Il possède un haut point de fusion (327°C) faisant de lui un bon candidat pour les applications à haute température. Il est aussi très répandu dans les industries utilisant des produits corrosifs étant donné qu'il est inerte. Il possède un faible coefficient de friction permettant son utilisation dans les pièces rotatives. Ce sont tous ces avantages qui font en sorte que le PTFE est aussi répandu pour l'étanchéité des presse-étoupes. Toutefois, cette section ne s'attaque pas aux garnitures spécifiquement, mais plutôt au PTFE en tant que matériau et ses propriétés.

Rae et Dattelbaum (2004) ont fait des recherches dont le but était d'en apprendre plus sur la déformation du PTFE à différentes températures lorsqu'une contrainte est appliquée à un certain taux. Pendant leurs tests, le taux de déformation est modifié afin de voir l'impact d'une déformation rapide contre une déformation lente. Ensuite, l'effet de la température sera aussi enregistré dans le but d'observer l'impact de celle-ci sur la contrainte et la déformation. La Figure 1-24 présente un graphique dans lequel quatre températures et deux taux de déformation sont observés. Dans un premier temps, les résultats montrent clairement que plus la température est basse plus la contrainte doit être grande pour déformer le matériau. Ce n'est pas surprenant puisque à basse température, le PTFE est beaucoup plus rigide et par le fait même plus difficile à déformer. Ensuite, les résultats montrent aussi que plus la déformation se fait lentement moins la contrainte à appliquer doit être grande. Finalement, leurs travaux démontrent aussi que le coefficient de Poisson varie et se stabilise vers 0.45, mais cette valeur est à prendre avec un grain de sel. Puisqu'en réalité une garniture n'est pas un anneau uniquement composé de PTFE dense, mais plutôt un tissage de fibres de PTFE, le coefficient de Poisson apparent n'est pas constant d'une garniture à l'autre.

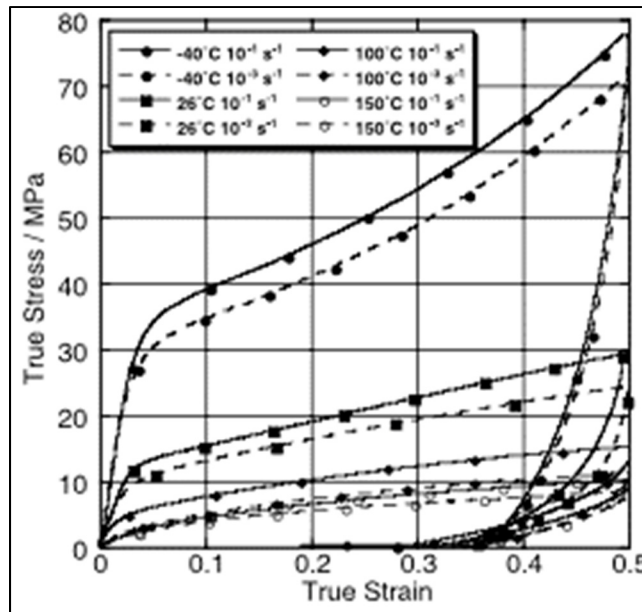


Figure 1-24 Contrainte en fonction de la déformation du PTFE

Tiré de Rae et Dattelbaum (2004)

L'étude de Rae et Dattelbaum donne de bonnes pistes quant aux propriétés mécaniques, mais ce qui est dommage est que dans la plupart des applications industrielles les températures sont plus élevées que 150 °C. C'est pourquoi l'étude de Henri, Dantras, Lacabanne, Dieudonne, et Koliatene (2020) est intéressante. Dans leurs travaux, ils ont observé le comportement du PTFE à haute température à long terme; ce qui correspond aux conditions extrêmes d'opérations. En ce qui a trait aux presse-étoupes, l'information qui est hautement importante est la température à partir de laquelle la perte de masse est importante, soit à 400 °C. Cette information pourrait possiblement expliquer les problèmes que Legault (2019) a rencontrés lors de ses tests de fluage à haute température.

1.4.8 Modélisation mathématique

La modélisation mathématique est une méthode nécessaire afin de pouvoir établir des modèles fiables qui décrivent le phénomène désiré. Dans le cas d'une étude sur le fluage à hautes températures, la modélisation pourrait rendre possible la prédiction de l'écrasement à travers le temps. La modélisation possède deux requis afin d'être capable d'en tirer des équations

fiables; des données expérimentales ainsi qu'une équation mathématique représentative du comportement observé. Les travaux de Zhao (2017) font d'ailleurs l'utilisation de cette méthode dans un cadre similaire à celui de cette étude. Lors de son étude il étudie de fluage de brides en chlorure de polyvinyle plus connu sous le nom de PVC. Ainsi, les paramètres qui changent d'un test à l'autre sont la contrainte appliquée et la température. Puis, les paramètres enregistrés sont l'écrasement ainsi que la durée du test.

La méthode employée par Zhao (2017) se résume en six étapes et nécessite le logiciel MATLAB ainsi que l'application intitulée Curve Fitting.

1. Collecter toutes les données expérimentales.
2. Filtrer le bruit à l'aide de l'outil *Curve Fitting* disponible sur le logiciel MATLAB. Utiliser aussi l'équation (1.1) afin d'identifier les paramètres a, b et c qui composent cette équation.

$$\varepsilon_{fluage} = a * t^b + c \quad (1.1)$$

3. Retirer le bruit et diminuer la quantité de points étudiés en générant de nouveaux ensembles de données à partir de l'équation (1.1) et des facteurs a, b et c respectifs. Dans le cas de son étude, Zhao (2017) a décidé de se limiter à 200 points.
4. Séparer les ensembles de données en fonction des températures afin de pouvoir comparer le fluage à différentes contraintes en fonction du temps.
5. Utiliser de nouveau l'outil de *Curve Fitting* afin d'observer la corrélation des nouveaux ensembles de 200 points. Zhao (2017) utilise une nouvelle équation pour corréler des courbes ensemble. L'équation (1.2) permet de trouver l'écrasement lorsqu'il est fonction de la contrainte appliquée et du temps.

$$\varepsilon_{fluage} = c_1 * \sigma^{c_2} * t^{c_3} \quad (1.2)$$

6. Une fois les paramètres c_1 , c_2 et c_3 identifiés tenter de les linéariser le plus possible en les changeants manuellement.

Cette procédure est très importante puisqu'elle pourrait permettre d'obtenir un modèle analytique pour le fluage des tresses mécanique ce qui serait une première dans le cas d'une étude qui considère l'effet de la température.

1.4.9 Conclusion

En bref, les recherches présentées dans ce chapitre montrent bien les aspects critiques à considérer lors de l'étude de performance d'un assemblage de presse-étoupe. Au fil du temps, les chercheurs ont permis d'établir des modèles analytiques et numériques fonctionnels et de continuellement apporter des modifications à ceux-ci. Les études expérimentales permettent à la fois de confirmer que les calculs et les éléments finis fonctionnent en plus d'ouvrir la voie vers de nouveaux phénomènes. C'est d'ailleurs le cas avec l'étude de caractérisation mécanique des tresses de valve à haute température de Legault (2019). En utilisant une approche purement expérimentale, il a pris de nouvelles mesures, mais cette fois-ci en considérant l'effet de la température. Les résultats qui sont les plus intéressants sont ceux sur le fluage et ils démontrent clairement que l'effet de la température à long terme ne doit pas être négligé. Les courbes des graphiques sont intrigantes, puisqu'elles n'ont pas de cohérence entre les différents incréments de température. L'hypothèse à laquelle arrive Legault est que les tresses sont sujettes au gonflement. C'est-à-dire que le gaz présent dans les pores des tresses et provenant de la fusion du téflon ne peut s'échapper à l'application de la contrainte et quand la température augmente, le gaz prend de l'expansion.

1.4.10 Objectif du mémoire

Ce mémoire s'inscrit dans une longue lignée de travaux qui ont pour objectif d'éventuellement élaborer des procédures de type ASTM pour caractériser les propriétés mécaniques des tresses mécaniques. Dans cette optique, ce projet est divisé en sous-objectifs afin d'obtenir une

meilleure compréhension des phénomènes à l'œuvre tout au long de la durée de vie utile d'une garniture d'étanchéité.

1. Modifier le banc d'essai en améliorant les systèmes de prises de mesures, en effectuant la calibration à haute température et ajuster l'interface de collecte de données.
2. Établir des procédures pour les tests de fluage, pour la calibration et la compensation thermique de tout le matériel.
3. Mesurer le phénomène de fluage à différentes températures d'une garniture d'étanchéité à base de graphite.
4. Établir un modèle analytique à partir des courbes expérimentales en utilisant la méthode d'ajustement de courbes en basant le modèle de fluage sur l'équation de Norton Bailey.
5. Analyser les données expérimentales et comparer ces résultats aux résultats de Legault (2019) afin de revenir sur le phénomène de dégazage des tresses mécaniques lorsqu'elles sont exposées à de hautes températures.

CHAPITRE 2

BANC DE TEST, MODIFICATIONS ET ÉTALONNAGE DE L'INSTRUMENTATION

2.1 Introduction

Afin de réaliser cette étude expérimentale sur le fluage-relaxation des garnitures à différentes températures, un banc d'essai a été mis à disposition. Celui-ci a été utilisé à plusieurs occasions pour d'autres recherches portant toutes sur l'étude de l'étanchéité des tresses mécaniques dans un presse-étoupe. Les appareils de mesures du montage permettent de mesurer le déplacement axial, la déformation circonférentielle du boîtier, la contrainte axiale appliquée, ainsi que l'évolution de la température pendant toute la durée des tests. Ce banc d'essai a été conçu afin de permettre deux types d'études. Tout d'abord, de mesurer les caractériser les propriétés mécaniques d'une ou de plusieurs garnitures. Ensuite, de mesurer le taux de fuites des tresses mécaniques dans divers contextes. Enfin, le montage est aussi équipé d'un four pour pouvoir aussi considérer l'impact de la température sur les propriétés mécaniques et sur le taux de fuites. Toutefois, étant donné que les fuites ne sont pas observées dans ce projet aucun détail ne sera donné quant au fonctionnement ou aux appareils qui en permettent l'étude. L'objectif de cette section est de présenter le banc d'essai, les modifications qui ont été apportées, les procédures d'étalonnage ainsi que celles pour la compensation thermique et finalement la procédure de test du fluage mise au point.

2.2 Présentation du banc d'essai

Le banc d'essai au centre de ce projet de recherche est une adaptation instrumentalisée d'un presse-étoupe fonctionnant à haute température. Ce montage est mis à disposition dans le laboratoire du professeur Hakim A. Bouzid et la conception initiale a été réalisée par un ancien étudiant. Ensuite, de projet en projet, des modifications ont été apportées au banc d'essai afin de l'améliorer. Le but premier de ce banc d'essai est de caractériser mécaniquement les garnitures d'étanchéité de valves à haute température. La conception a été rigoureusement

réfléchie afin de contrôler l'effet de la température sur les systèmes hydrauliques et de prises de mesures. La Figure 2-1 présente l'entièreté du banc d'essai utilisé lors des tests de ce projet. Le montage est décomposable en quatre grands sous-systèmes. Premièrement, le montage de presse-étoupe (A) sert à reproduire les conditions d'opération d'une tresse. Il est formé de toutes les composantes d'un presse-étoupe en plus de comporter l'instrumentation de mesure. L'objectif de ce sous-système est de reproduire les conditions réelles de fonctionnement d'un presse-étoupe. Deuxièmement, afin de pouvoir imposer des contraintes aux tresses, le montage est muni d'un système hydraulique d'application de la charge (B). L'application de contrainte sur les tresses est possible grâce à la pompe manuelle hydraulique et le maintien de la contrainte est dû à un accumulateur, rendant possible les tests de fluage. Troisièmement, dans certains cas, les tests peuvent nécessiter une exposition à de hautes températures. C'est la raison pour laquelle le banc d'essai est muni d'un système de chauffage externe (C). Finalement, afin de contrôler les routines et enregistrer des données des tests, tous les appareils et capteurs sont reliés à un système de contrôle et d'acquisition de données (D). Afin d'en simplifier la lecture, le système d'acquisition est relié à un poste de travail. C'est donc sur l'application LabVIEW que l'utilisateur est en mesure d'imposer des routines et de récolter les données. Tous les sous-systèmes seront présentés en détail dans les sections à venir.

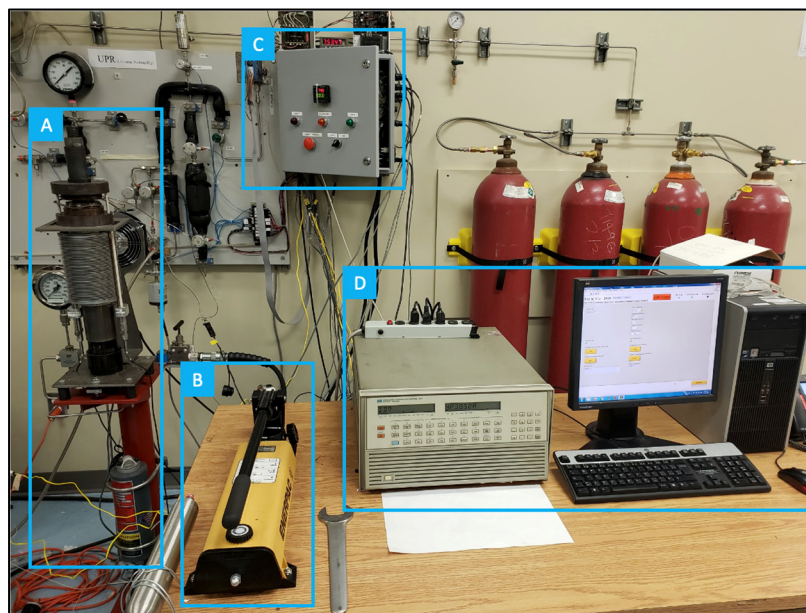


Figure 2-1 Systèmes du montage de presse-étoupe

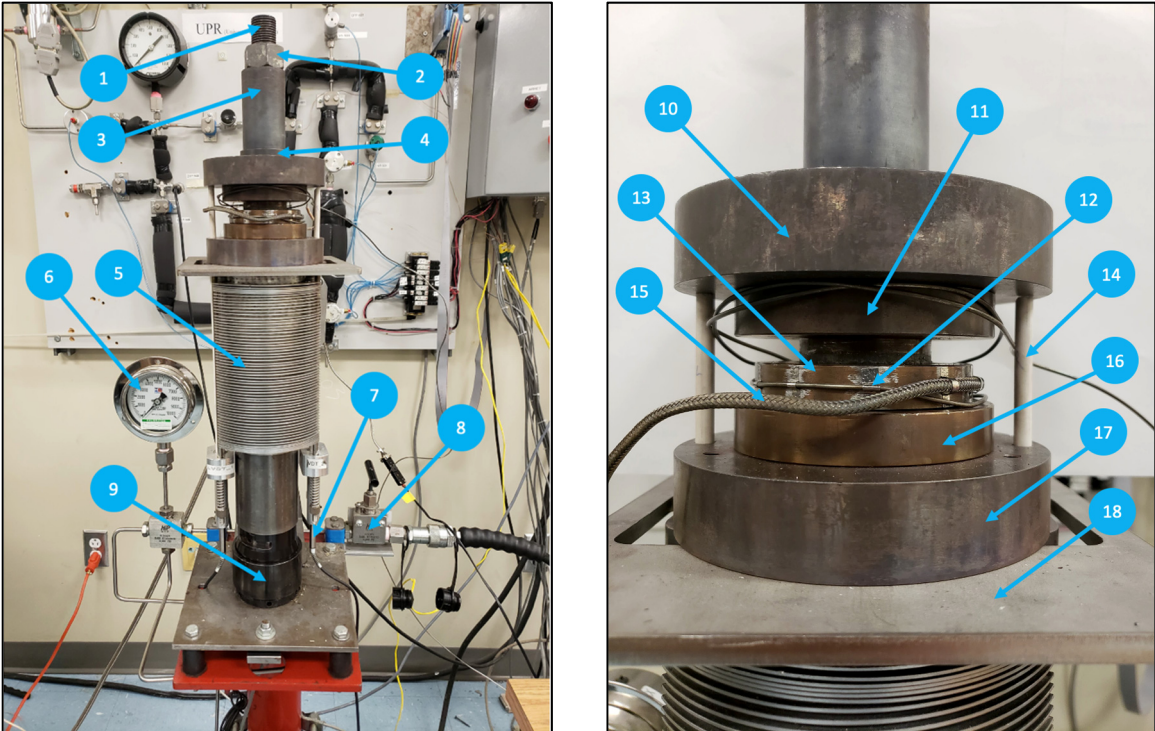
2.2.1 Système du montage de presse-étoupe

Le système central du banc d'essai est certainement celui du presse-étoupe. Le Tableau 2-1 regroupe des illustrations ainsi qu'une liste de pièces afin de visualiser la disposition des pièces du banc d'essai. Au centre du montage se trouvent les ailettes de refroidissement (5) qui servent à abaisser la température. Dans certains cas, les ailettes seules ne sont pas suffisantes pour évacuer la chaleur. Au besoin, des ventilateurs sont actionnés par le système de contrôle. L'un des dispositifs à protéger est le tendeur hydraulique (9). Il fonctionne avec de l'huile et à de hautes températures celle-ci risque de brûler ou de changer de viscosité. Une diminution de la viscosité de l'huile augmenterait grandement le risque de fuites. Les autres dispositifs influencés par la chaleur sont les extensomètres ou système de mesure de déplacements (7). Ils servent à mesurer les écrasements des garnitures d'étanchéité lesquels sont par le fait même très petits. Ils utilisent des capteurs de déplacement qui sont conçus pour fonctionner à une température proche de l'ambiante et leur utilisation dans un environnement chaud ou supérieur à 110°C fausserait les données. C'est pourquoi, ils sont le plus éloigné possible du haut du montage et que des tiges de céramiques (14) sont utilisées pour leur transmettre l'écrasement des garnitures d'étanchéité et les enregistrer par le biais du système d'acquisition de données. Le choix du matériau des tiges est expliqué par les propriétés mécaniques et thermiques de la céramique. Il s'agit d'un matériau très dur et qui demeure solide, peu importe la température en plus de posséder une conductivité thermique et un coefficient de dilatation thermique faible. Ces propriétés font en sorte que le chauffage n'a pas d'impact sur les données récoltées par les extensomètres.

Les capteurs de déplacements ne sont pas les seuls appareils de mesures de changement physiques sur le montage. Dans la partie supérieure se trouve une jauge de déformation (12) collée directement sur la paroi extérieure de l'anneau métallique (13). La fonction première de celle-ci est de mesurer les déformations circonférentielles de l'anneau. Elle permet aussi de trouver la pression latérale résultant de la compression de la tresse. Se trouvant au cœur du four, la jauge est affectée par la chaleur. Toutefois, deux outils permettent de corriger les écarts enregistrés. Le premier est un thermocouple (15) qui est lui aussi fixé sur la paroi extérieure

de l’anneau métallique. Le deuxième est une formule fournie par le fabricant permettant de corriger la déformation enregistrée à une température donnée. Tel que mentionné, la tresse mécanique est insérée autour de l’axe central (1) à l’intérieur de l’anneau métallique (13). La garniture d’étanchéité est compressée par le poussoir (11) qui lui-même est actionné à l’aide du tendeur hydraulique par l’intermédiaire de l’axe central.

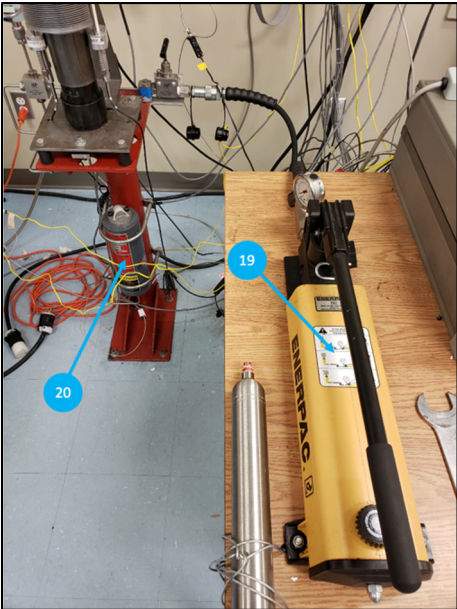
Tableau 2-1 Composantes du montage de presse-étoupe

	
1. Axe central	10. Disque de support supérieur
2. Boulon de serrage	11. Poussoir
3. Cylindre d’espacement	12. Jauge de déformation
4. Anneau d’espacement	13. Anneau métallique
5. Ailettes de refroidissement	14. Tige de céramique
6. Cadran de pression	15. Thermocouple
7. Extensomètre	16. Base
8. Valve hydraulique	17. Disque de support inférieur
9. Tendeur hydraulique	18. Support pour cellule chauffante

2.2.2 Système d'application de la charge

Les études de Ochonski (1988) démontrent que la contrainte appliquée par le poussoir influence directement la pression aux deux interfaces boîtier-garniture et garniture-tige centrale. La contrainte appliquée sur la garniture est importante pour reproduire les conditions réelles d'opération. Toutefois, tel que présenté par Tashiro et Yoshida (1990), la contrainte appliquée varie avec le temps à cause de la relaxation des contraintes. La charge appliquée et son contrôle sont donc des paramètres intéressants à observer ou même à varier. Le système d'application de la charge est composé de plusieurs composantes permettant de réaliser des tests de fluage ainsi que de relaxation.

Tableau 2-2 Composantes du système d'application de la charge

	
19. Pompe hydraulique	20. Accumulateur hydraulique

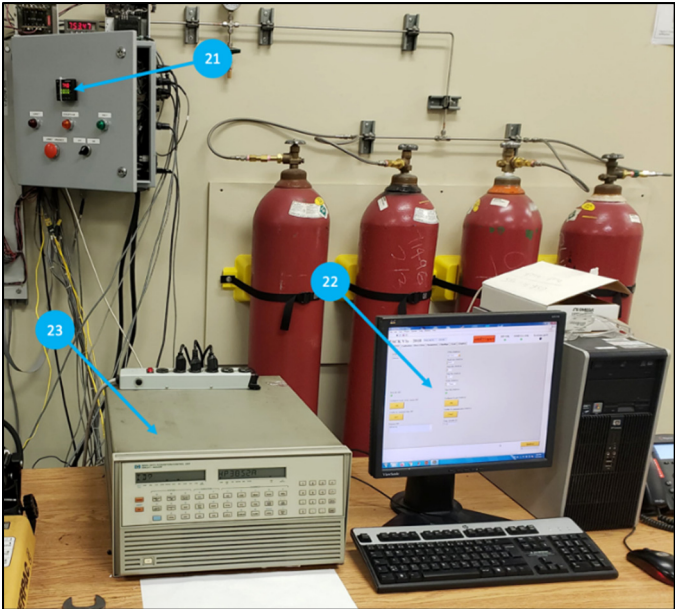
Tout d'abord, l'augmentation de la pression dans le circuit dépend de la pompe hydraulique manuelle (19). Lors des tests, la pression joue un rôle crucial et afin de connaître sa valeur un cadran (6) est ajouté au circuit. Lors des tests, la pression ne doit pas varier et, dans un premier temps, afin d'y arriver le circuit est muni d'une valve hydraulique (8). Toutefois, cette dernière ne possède aucun contrôle sur les fuites possibles du circuit. C'est pourquoi un

accumulateur (20) est ajouté en parallèle. Finalement, la dernière composante est le tendeur hydraulique (9), qui rappelons-le, transmet la pression au poussoir par l’intermédiaire de l’axe central. La charge dans celui-ci est mesurée à partir d’un capteur formé de quatre jauges formant un pont de Wheatstone collées sur sa surface.

2.2.3 Système de contrôle et d’acquisition de données

L’unité HP 3852A (23) est probablement l’assemblage qui joue le rôle le plus important dans le montage de presse-étoupe. C’est par celle-ci que toutes les informations sont relayées entre le poste de travail (22), le contrôleur PID (21) et le montage de presse-étoupe (A).

Tableau 2-3 Composantes du système de contrôle et d’acquisition de données

	
21. Contrôleur PID	22. Poste de travail
23. Système d’acquisition de données	

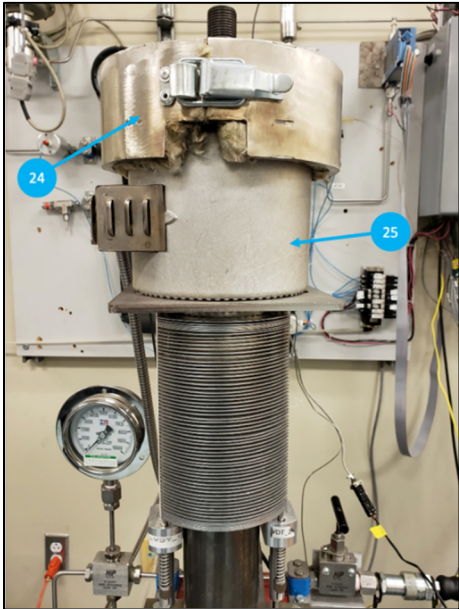
Dans un premier temps, la communication entre l’unité HP 3852A et le poste de travail est très avantageuse. Par l’intermédiaire de l’interface LabVIEW créé précisément pour ce projet, il est possible de récolter absolument toutes les données des capteurs. Le logiciel LabVIEW est intéressant puisqu’il permet de suivre en temps réel les déformations de la tresse. Ensuite, le

deuxième avantage du lien entre l'unité et l'ordinateur est l'utilisation de routines de contrôle. Dans le cas de ce projet, les routines concernent principalement le système de chauffage. Ainsi, les tests sur plusieurs jours peuvent tous être exécutés sans surveillance. Les paramètres de contrôle dans le cadre de ce projet sont la durée de test, les rampes de chauffage, les températures maximales à atteindre ainsi que les périodes de refroidissement.

2.2.4 Système de chauffage

Le système de chauffage se résume principalement à trois assemblages, la ceinture chauffante en céramique (25), le couvercle (24) ainsi que le contrôleur (23). Le système de chauffage peut ainsi être ajouté au banc d'essais lors des tests à haute température. Lors de la préparation du montage, un thermocouple doit être installé entre le poussoir et la bague afin de garder un œil sur la variation de la température. Ensuite, la ceinture chauffante peut être ajoutée au montage. La ceinture chauffante repose sur un support (18) et englobe l'ensemble des pièces du presse-étoupe. Afin de limiter les pertes de chaleur, un couvercle fabriqué d'un isolant dur renforcé de laine isolante (24) est ensuite ajouté au-dessus de la cellule de chauffage. Le deuxième assemblage est celui responsable du contrôle de la température. La composante principale est le PID (21) qui transmet au système la chaleur requise. Ainsi la température de chauffage est la température à l'extérieur de la bague métallique. Cette information est très importante puisqu'elle permet d'avertir le système en cas de dépassement, mais encore plus important arrêter le système d'urgence en cas de risque de surchauffe. En plus du thermocouple de contrôle, un deuxième thermocouple est posé près du tendeur hydraulique afin de surveiller la température à laquelle l'huile est exposée. En cas de grande chaleur le système arrêtera d'urgence.

Tableau 2-4 Composantes du système de chauffage

	
24. Couvercle de la ceinture chauffante	25. Ceinture chauffante

2.3 Modification du banc d’essai

Le banc d’essai qui a été présenté plus tôt est le résultat de plusieurs années de travail et d’améliorations d’un étudiant à un autre. Dans ce même esprit d’amélioration continue, le banc d’essai a donc été sujet à quelques modifications tout au long de ce projet. L’objectif de cette section est, entre autres, de résumer les modifications en question. Ces dernières sont à la fois dans le but d’améliorer la précision, que de faciliter l’utilisation générale du montage ou alors pour remettre à jour certaines composantes.

2.3.1 Remplacement des extensomètres

Le changement majeur apporté au banc d’essais est l’ajout de deux extensomètres possédant une course maximale de trois millimètres. Comme mentionné, le banc d’essai est composé principalement de trois appareils de mesures pour étudier les propriétés mécaniques des garnitures d’étanchéités; la bague métallique, l’axe central et un dispositif équivalent à un extensomètre basé sur la mesure des jauges de déformation d’une poutre en flexion. Bien que

ce dernier soit encore fonctionnel, il n'était tout simplement pas assez précis et stable. Les sources d'erreurs étaient multiples. Tout d'abord, avant de démarrer des tests une valeur de calibration devait être identifiée et ajoutée au programme. Cette valeur en pouce par volt par volt (po/V/V) impliquait que les fluctuations électriques du banc d'essai pouvaient influencer les données récoltées. Ensuite, le fonctionnement du dispositif est aussi particulier. Lorsque les garnitures sont compressées, plutôt que de mesurer un déplacement, le dispositif enregistre une déformation. Le programme doit donc transformer la déformation en déplacement ce qui peut aussi ajouter des erreurs dans les résultats récoltés. Ce système à base de jauges était très sensible à la variation de la température ambiante du laboratoire; ce qui engendre des fluctuations dans la lecture des déplacements.

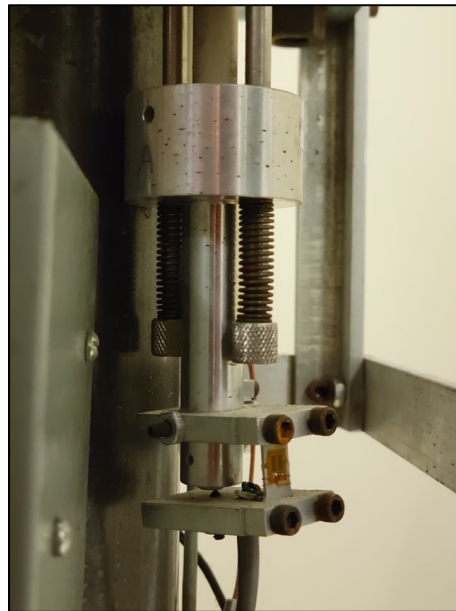


Figure 2-2 Ancien dispositif de mesure de l'écrasement

Le remplacement des jauges par des capteur passifs de déplacements linéaires du type LVDT (Linear Variable Differential Transformer) au montage implique aussi une modification du banc d'essai et du programme LabVIEW. Les modifications physiques importantes étaient la découpe de nouvelles tiges de céramiques avec précision, la modification du système de fixation des LVDTs au montage et du branchement électrique incluant leurs conditionneurs.

Le programme sur LabVIEW a donc été lui aussi modifié maintenant que les LVDTs ne fonctionnent plus en faisant référence à la tension d'alimentation.

Le résultat espéré à la suite de cette modification est de réduire le bruit dans les données afin de passer de 30 à environ 5-7 microdéformation. Pour observer le fluage lors des tests, la mesure de l'écrasement axial est une donnée vitale et le signal doit être le plus stable possible et le bruit le plus minime possible. Étant donné que les tests à venir seront axés sur le fluage et la relaxation, le banc d'essai devait être modifié.

La modification du programme sur LabVIEW a ouvert la porte à quelques autres modifications supplémentaires. Par exemple, puisque les tests de fluage et de relaxation s'étendent très souvent sur plus de 24 heures le programme n'était pas tout à fait adapté. Le système d'acquisition HP 3852A permet d'imposer des routines au banc d'essai qui sont fort utiles lors des tests à haute température. Des commandes existaient déjà, mais quelques modifications ont été apportées afin d'améliorer le post-traitement des données. Ainsi, afin d'éviter d'enregistrer infiniment des données une fois le test terminé la commande stop (S) a été ajoutée. D'autres modifications ont été apportées afin d'améliorer la qualité des mesures lors de l'utilisation du programme LabVIEW, mais celles-ci ne seront pas toutes détaillées.

2.3.2 Modification pour augmenter la précision

Bien que la modification majeure du banc d'essai soit le remplacement des instruments de mesure du déplacement, il ne s'agit pas de la seule. Une fois les nouveaux extensomètres installés quelques tests ont eu lieu et les résultats obtenus ne concordaient pas avec la précision promise. Deux problèmes majeurs ont empêché l'acquisition de données sur 24 heures.

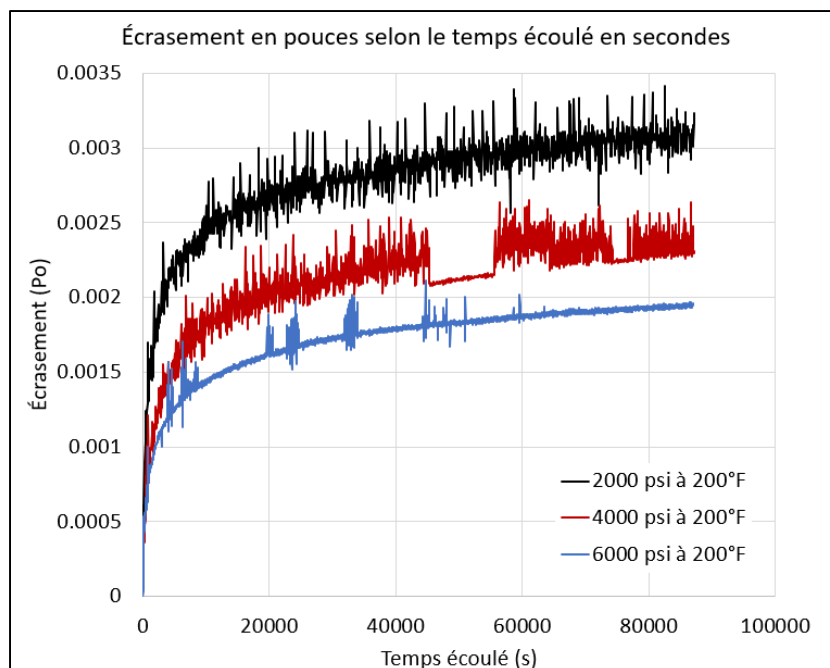


Figure 2-3 Résultats initiaux d'écrasement des tresses

Le premier problème majeur est le bruit dans les signaux transmis. La courbe noire et la courbe rouge de la Figure 2-3 montrent une grande fluctuation du signal en comparaison à la courbe bleue. En effet, ce bruit est anormal considérant le degré de précision attendu de nouveaux extensomètres. Après une analyse complète des branchements dans le système d'acquisition et aux bornes du conditionneur tout semblait indiquer que le problème était ailleurs. Ce n'est qu'après un grand ménage de tous les branchements du banc d'essai en entier que le bruit est devenu normal comme démontré à la Figure 2-4.

Le deuxième problème rencontré dans les résultats est la présence de sauts radicaux entre deux instants d'acquisitions. La courbe rouge à la Figure 2-3 en est un bon exemple particulièrement à 43 000 et 65 000 secondes. Ces deux instants marquent la présence d'un saut drastique suivi d'une stabilisation immédiate. L'enjeu avec ce problème est qu'il pouvait y avoir des sauts imprévisibles et ce pour une durée indéterminée. Lors de l'analyse des données, il serait impossible d'obtenir des courbes de tendance de fluage fiables. L'hypothèse principale est donc que le problème serait de nature électrique. Ainsi, la solution a été d'installer des condensateurs aux bornes des conditionneurs. L'ajout de ceux-ci permet de stabiliser la tension

et donc empêcher les sauts. Ainsi, la Figure 2-4 montre bien que le problème a effectivement été résolu à la suite de cette modification.

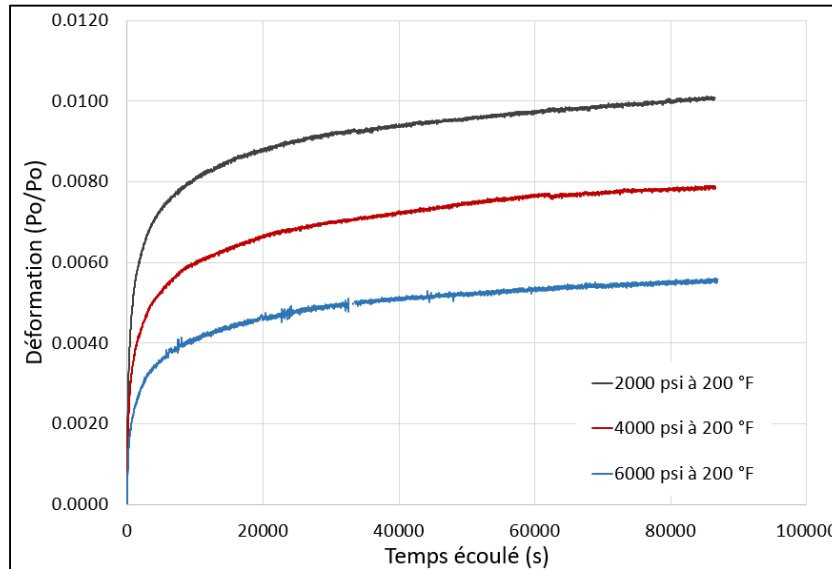


Figure 2-4 Courbes après modifications des branchements

Une autre limite du système d'acquisition est la fréquence de lectures par secondes qu'il est en mesure de faire. Lorsque le voltage d'un seul appareil est lu sur le système d'acquisition directement la lecture est immédiate donc il y a une lecture par seconde. Or, ce taux de lecture est amplement suffisant pour la calibration quand seulement un seul canal est utilisé. Toutefois, lorsque le programme LabVIEW communique avec le système d'acquisition la fréquence de lecture chute drastiquement à une lecture par cinq secondes vu le nombre important de canaux à balayer.

Lors des tests une lecture toutes les cinq secondes n'est pas problématique. Toutefois, lors de la préparation des tests de fluage cela peut compliquer la procédure de test. Celle-ci est expliquée en détail à la section 2.6 et c'est précisément à partir de l'étape 20.1 que la procédure peut s'étirer. La procédure est plus longue à cause de deux facteurs, soit les contraintes élevées et les températures élevées. Ces deux paramètres ont pour effet d'écraser les garnitures de plus de 3 mm; ce qui est la plage maximale des LVDTs. Ainsi, avant d'atteindre la contrainte de fluage, les LVDTs doivent être retirés afin de réinitialiser leur course de 3 mm. Le seul moyen

afin de savoir si les LVDTs sont à leur plus bas est de lire leur voltage. Cette étape peut prendre beaucoup de temps à raison d'une lecture aux cinq secondes.

Ainsi, le module externe présenté à la Figure 2-5 a été ajouté au montage afin de permettre une lecture en temps réel du voltage des LVDT. Ce module est branché en parallèle à la sortie des conditionneurs des LVDT et en branchant un multimètre aux bornes le voltage peut être lu. Ainsi, à tout moment le voltage des LVDT peut être connu, et ce sans en affecter la qualité des données enregistrées.

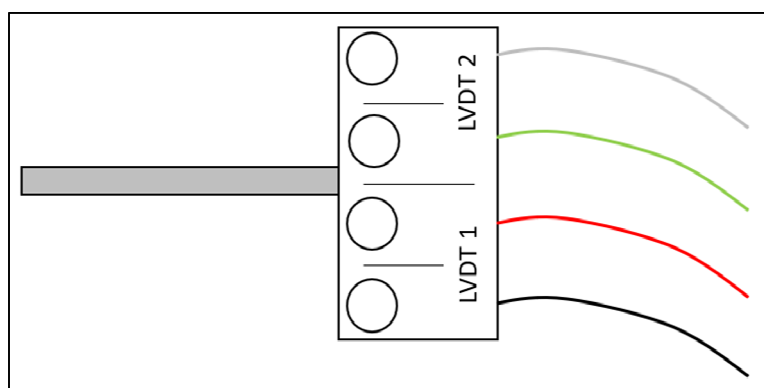


Figure 2-5 Module de lecture du voltage des LVDT

2.3.3 Modifications physiques du banc d'essai

Les essais effectués précédemment sur le banc d'essai ont été réalisés par Legault (2019). Son étude se démarque des autres puisqu'elle considère l'effet de la haute température sur les propriétés mécaniques des tresses de valves lesquelles possèdent un impact majeur sur l'étanchéité. C'est à la suite de ses manipulations que certaines des limites du montage ont été atteintes pour la première fois. Le problème le plus alarmant était l'évacuation de la chaleur lors des tests réalisés à 500°F et plus. L'évacuation de la chaleur est très importante afin d'éviter le chauffage excessif de l'huile dans le tendeur hydraulique. La solution trouvée a été d'ajouter un ventilateur temporaire de plus. Toutefois, bien que cette solution semble avoir porté fruit elle ne n'est pas tout à fait idéale.

Tout d'abord, le ventilateur en question n'est pas fait pour évacuer la chaleur d'un montage qui chauffe autant. Ensuite, l'ajout d'un ventilateur seulement à des moments précis implique que les conditions environnantes ne sont pas les mêmes d'un test à l'autre. Finalement, le ventilateur déjà présent possède une orientation particulière afin d'évacuer la chaleur. Par opposition, le ventilateur d'appoint ne pouvait qu'être orienté de sorte à pousser la chaleur vers le montage. Ce sont ces trois raisons qui motivent l'ajout d'un ventilateur fait pour répondre à la charge de travail et qui sera aussi installé en tout temps.

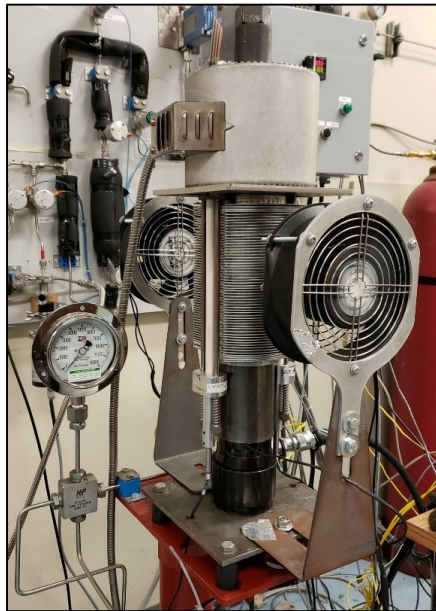


Figure 2-6 Banc d'essai avec le nouveau ventilateur

Le contrôle de la température du banc d'essai est principalement dû au thermocouple de contrôle et le contrôleur PID. Lorsque la ceinture de chauffage est installée sur le montage, le thermocouple de contrôle doit impérativement être à l'intérieur. Dans les travaux de Legault (2019) le thermocouple était certainement inséré dans le montage, mais probablement jamais exactement au même endroit d'un test à l'autre. Bien que l'impact sur les résultats soit faible, ce changement de position du thermocouple peut être la cause d'écart entre la température de consigne et celle atteinte durant le test. Quel que soit le four, la température interne n'est jamais uniforme, il s'y trouve toujours un gradient thermique. C'est la raison pour laquelle avant de débiter les essais les thermocouples ont été fixés à des endroits précis.

L'utilisation du système de chauffage est de reproduire les conditions de fonctionnement des valves qui font circuler des liquides ou des gaz à de très hautes températures. Or, par convection et conduction les tresses mécaniques aussi chauffent et sont exposées à des températures presque aussi élevées produite par les liquides ou les gaz qui y circule. Le banc d'essai est conçu pour reproduire ces scénarios. Comme le montre la Figure 2-7, deux thermocouples (TC) sont présents pour suivre les variations de température lors des tests dans le four (contrôleur) et sur la surface de la bague métallique (bague). Afin de retirer tout écart dû au gradient thermique à l'intérieur du four, le thermocouple du contrôleur a été fixé à moins de quelques millimètres du thermocouple de l'anneau métallique.

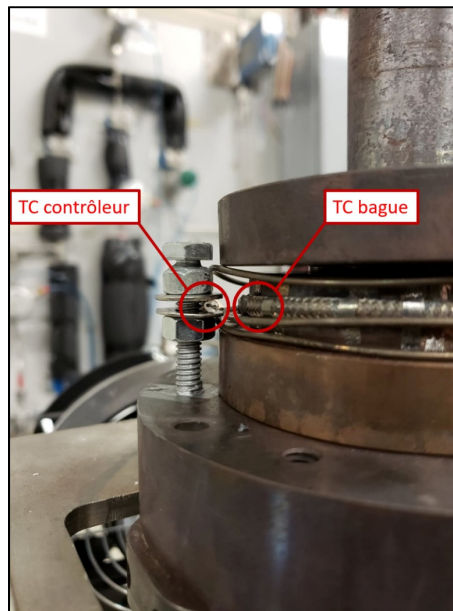


Figure 2-7 Fixation du thermocouple contrôleur

2.3.4 Création d'outils pour la calibration

Le système d'acquisition HP 3852A est la pièce centrale du banc d'essai et c'est grâce à cet outil que la lecture de tous les instruments est possible. Toutefois, ce système d'acquisition n'étant plus d'actualité possède ses limites. L'une d'entre elles est l'impossibilité d'effectuer une moyenne de plusieurs voltages lus par secondes. En fait, plutôt que de moyennner, le

système affiche toutes les fluctuations rendant toute lecture précise impossible. Ce problème a, entre autres, rendu la calibration de l'anneau métallique impossible. C'est donc cet enjeu qui a motivé la création de toute pièce d'un programme de calibration pour l'anneau métallique.

Avant de pouvoir lire les valeurs, le programme nécessite une valeur de référence, un zéro. Puisque les valeurs de microdéformations (μs) de la bague métallique sont dépendantes de la température de la bague, la température ambiante doit être manuellement entrée. Cette donnée pourrait être actualisée automatiquement, mais puisque la température ambiante varie facilement la valeur de calibration finale en serait affectée. Maintenant que ces deux valeurs sont définies, il ne reste qu'à choisir la durée d'acquisition. Enfin, le programme peut être démarré à tout moment. Du moment que le bouton démarrer est enfoncé, le système d'acquisition lit le voltage à toutes les secondes, le transforme en microdéformations (μs) et ensuite fait une moyenne de toutes les valeurs pour afficher la valeur de référence. La procédure de calibration de l'anneau métallique est détaillée à la section 2.4.

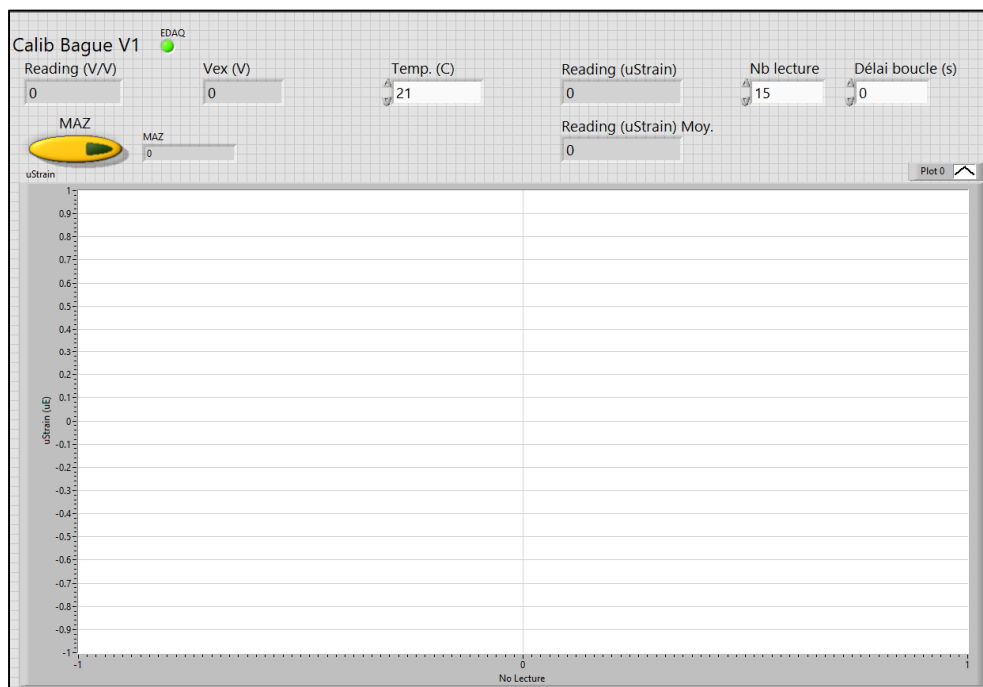


Figure 2-8 Aperçu du programme de calibration de la bague métallique

2.3.5 Remplacement de pièces brisées

Un autre appareil a rencontré ses limites lors de la phase de test et a nécessité un remplacement d'urgence. En effet, l'ordinateur auquel le système d'acquisition est relié n'était plus en mesure d'enregistrer des données sur une longue durée. Or, lors des tests, le refroidissement interne de l'ordinateur n'était plus en mesure de refroidir suffisamment le CPU. Donc afin de protéger les pièces l'ordinateur n'avait d'autre choix que de s'éteindre. Un nouvel ordinateur a donc dû être spécialement préparé pour pouvoir être utilisé avec le système d'acquisition HP 3852A. L'enjeu est que ce système d'acquisition date de la fin des années 80 et que le matériel commence de plus en plus à être dépassé. C'est ce qui a énormément compliqué l'assemblage d'un nouvel ordinateur. La connexion entre le système d'acquisition et l'ordinateur se fait par une carte HP-IB incorporant une communication du type alors GPIB. Maintenant, afin d'avoir une carte de connexion GPIB, la carte mère de l'ordinateur doit posséder l'interface PCI appropriée. Or, les ordinateurs depuis déjà bien des années ne possèdent plus d'entrées PCI, mais plutôt des entrées des PCIe. C'est donc avec cette contrainte qu'un nouvel ordinateur a été assemblé pour remplacer l'ancien.

Le HP 3852A a aussi eu besoin de quelques remplacements. Lors de la calibration des instruments de mesure, des écarts de valeurs indiquaient que les canaux de connexion sur certaines cartes du système d'acquisition faisaient défaut. De nouvelles cartes ont donc pris la place des anciennes et la programmation a été revue afin de valider la connexion de tous les appareils au programme LabVIEW. La carte servant de voltmètre a aussi montré des signes d'usure et a dû être remplacée.

Le problème des cartes d'acquisitions du HP 3852A a tout de même permis de récolter des données intéressantes. Le premier signe de bris des cartes d'acquisition a été donné par les valeurs des thermocouples. Au tout début du projet, à la première mise en marche du banc d'essai le thermocouple de la bague métallique montrait un écart important de température. En effet, alors que le montage ne chauffait pas, la température ambiante affichée était de 86°F alors que la température de la pièce était de 76°F. Avant d'identifier que le problème venait

des cartes, le reste du matériel a été inspecté avec rigueur. C'est ainsi que les deux thermocouples au centre du projet ont été calibrés. Tout d'abord, même s'il ne présentait aucun signe de défaillance le thermocouple du contrôleur a été calibré. Il s'agit du thermocouple le plus important quant à la sécurité du montage. Ainsi, une pente d'écart de 5.19% a été identifiée pour le thermocouple du contrôleur. Ensuite, puisque le thermocouple de la bague semblait indiquer un écart de 10°F à température ambiante un autre thermocouple identique a été utilisé à des fins de comparaison. La pente d'écart trouvée pour le thermocouple identique à celui utilisé sur l'anneau métallique est de 0.77% alors que celui utilisé lors des tests est de 0.46%. Bien que les thermocouples n'étaient pas la source du problème, cette étape supplémentaire permet de confirmer l'exactitude de la lecture des températures obtenues lors des tests.

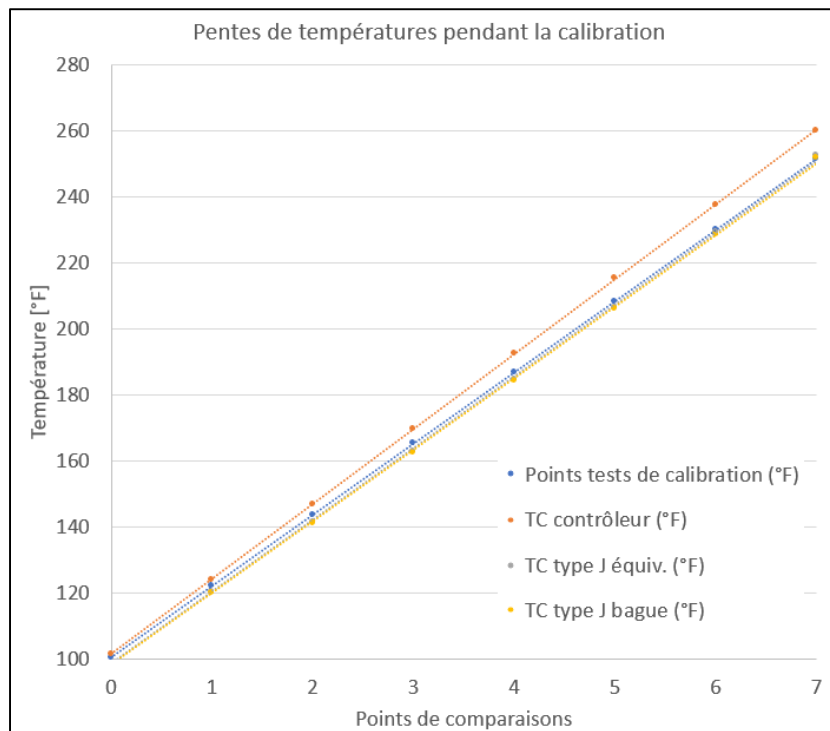


Figure 2-9 Pentes résultantes de la calibration des thermocouples

2.3.6 Documentation de transfert de connaissances

Cette dernière section se base principalement sur un processus bien connu dans l'industrie, soit le processus d'amélioration continue. Bien qu'en recherche chaque projet est unique, le

matériel utilisé ainsi que les procédures de tests restent souvent les mêmes. L'avantage d'investir du temps dans la création de documents pour l'amélioration continue ou pour effectuer un transfert de connaissances est de diminuer le temps de familiarisation avec le banc d'essai des futurs chercheurs. Ainsi, plus la documentation est complète et fréquemment mise à jour, plus les futurs chercheurs peuvent passer de temps à récolter des données ou effectuer des tâches de recherche. C'est donc avec cette philosophie que deux nouveaux documents ont été créés pour le banc d'essai de presse-étoupe à haute température.

Le premier document est en fait un tableur Excel pour la calibration des instruments. L'étalonnage est l'étape la plus importante afin de récolter des données précises. Étant donné la quantité et la variété des appareils de mesures, les méthodes et outils nécessaires pour l'étalonnage sont inscrits dans le tableur. Étant donné que ce fichier a vu le jour dans le cadre de ce projet, il ne comporte que la calibration des instruments qui ont été nécessaires et donc pour toute la section du banc d'essai qui concerne les fuites aucune information n'y est ajoutée. Le fonctionnement du fichier est simple, une feuille permet l'entrée de données et la suivante permet d'observer les courbes résultantes.

Le deuxième document est celui qui porte le nom de transfert de connaissances. Bien que les mémoires et les thèses regorgent d'informations pertinentes quant au fonctionnement du banc d'essai ou des procédures tous les détails n'y sont pas nécessairement consacrés. Ainsi, ce document permet d'y inscrire tous les détails et les procédures internes qui peuvent faciliter le traitement de données ou alors les manipulations lors des tests.

2.4 Procédures d'étalonnage

Avant de commencer les tests et la prise de données, tous les appareils de mesures doivent être étalonnés pour assurer la qualité des résultats. Cet étalonnage est réalisé en deux temps, premièrement à température ambiante puis en considérant les températures de test. La présente section est davantage sur l'étalonnage à température ambiante. Les appareils de mesures ciblés

ont été présentés plus tôt, soit les deux extensomètres (LVDTs), l'anneau métallique ainsi que l'axe central.

2.4.1 Pour les extensomètres

L'extensomètre est un appareil de mesure qui permet d'interpréter un déplacement physique par une variation de potentiel. Or, la calibration est essentielle afin de trouver le rapport liant la tension électrique et le déplacement. C'est par deux méthodes que l'étalonnage est réalisé, la première avec un micromètre fixé au banc d'essais et la deuxième avec un micromètre de haute précision. L'utilisation de ces deux moyens permet d'abord de valider la relation entre le déplacement et la tension, mais aussi de voir si le montage possède une influence sur les résultats.

Tout d'abord, afin de pouvoir prendre des mesures de déplacement précises sur le banc d'essai, l'équipement a dû être adapté. La Figure 2-10 met bien en évidence le micromètre modifié. Afin de pouvoir le fixer au banc d'essais, une pièce métallique en U munie de deux trous a dû être ajoutée au micromètre. Les deux trous permettent, dans un premier temps, de centrer le micromètre au-dessus d'une tige en céramique, mais aussi de l'immobiliser lors de la collecte de données. Avec le système d'acquisition de données en marche, la tension du capteur LVDT à la fois peut être surveillée. Toutefois, avant de récolter des données une mise à zéro doit être faite. La butée du micromètre doit entrer en contact avec la tige de céramique. Puis, du moment que la différence de potentiel varie légèrement cet instant sera considéré comme le point zéro. Enfin, selon une avance déterminée de 0.25 mm, la variation de potentiel est enregistrée pour une plage de déplacement totale de 3 mm. Pour récolter un maximum de données, une seconde prise de données est faite lors de la remontée du micromètre.

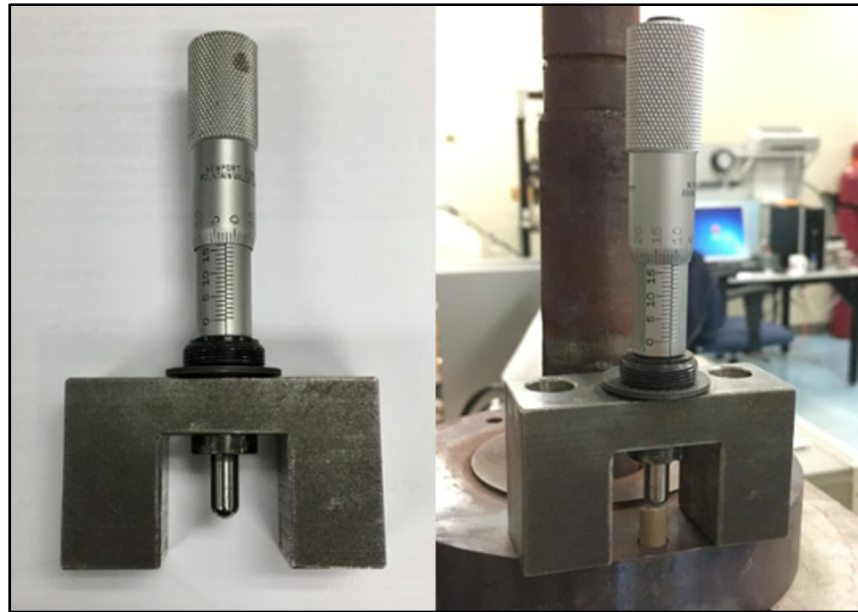


Figure 2-10 Montage avec micromètre pour la calibration des LVDT
Tiré de Legault (2019)

Cette première série de mesures est ainsi comparée aux données obtenues par la deuxième méthode d'étalonnage. La procédure de test est similaire et la Figure 2-11 présente les droites résultantes pour les deux méthodes pour un extensomètre. L'écart entre les deux droites de tendances est faible. La valeur de la pente des mesures du banc d'essai étant de 0.02503 po/V alors que celle sur le micromètre de haute précision est de 0.02489 po/V.

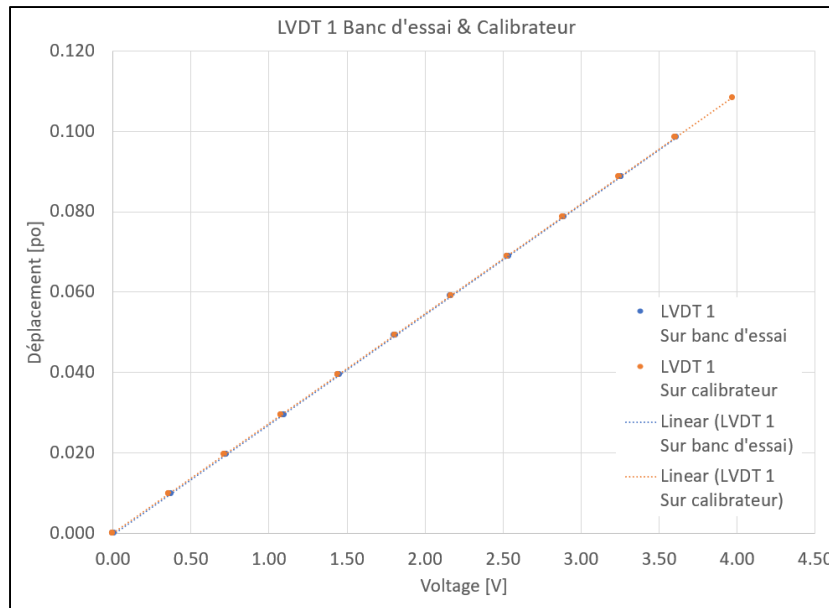


Figure 2-11 Étalonnage des extensomètres

2.4.2 Pour l'anneau métallique

L'anneau métallique est un instrument de mesure qui permet d'enregistrer les déformations circonférentielles au rayon extérieur d'une tresse de valve. Afin de permettre l'étude à haute température, cette bague métallique est équipée d'un thermocouple servant à compenser les déviations thermiques. L'étalonnage de l'anneau métallique est possible à l'aide de deux approches différentes : l'approche expérimentale ou l'approche analytique.

Dans le but de calibrer l'anneau métallique expérimentalement, des instruments uniques sont nécessaires. Le but du test est de reproduire la déformation circonférentielle d'une tresse lors de son écrasement et d'enregistrer les valeurs de déformations. Le matériel nécessaire est représenté à la Figure 2-12. L'assemblage se résume à une pièce qui se positionne au centre de l'anneau métallique. Grâce à deux joints étanches et un usinage précis, de l'huile peut circuler entre la pièce centrale et l'anneau métallique. L'huile est acheminée vers cet interstice à l'aide d'une pompe manuelle hydraulique équipée d'un manomètre pour contrôler la pression. Les données récoltées lors du test sont le voltage ainsi que la pression hydraulique. Une application sur LabVIEW a été créée spécifiquement pour cette étape. Puisque les déformations

enregistrées sont de l'ordre des microdéformations, les données fluctuent beaucoup pour une pression donnée. C'est pourquoi, dans le but de faciliter la prise de données, le programme récolte plusieurs valeurs pour ensuite faire une moyenne. Les manipulations sont répétées à deux reprises et même si les manipulations sont les mêmes, la température de la pièce n'est pas constante. C'est ce qui explique que deux des trois droites à la Figure 2-13 possèdent une pente presque identique de $0.0122069 \mu\text{s/po}$, mais un point de départ différent.

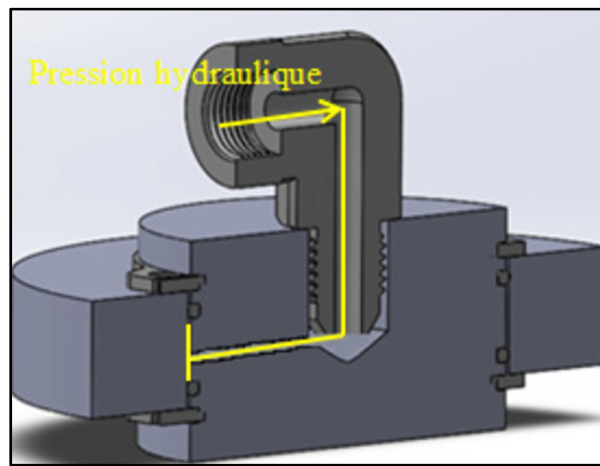


Figure 2-12 Vue de coupe du montage pour l'étalonnage de l'anneau métallique
Tiré de Legault (2019)

La deuxième approche utilisée est celle analytique basée sur la théorie des cylindres à parois épaisses. Cette théorie permet d'obtenir beaucoup d'informations quant aux contraintes, déformations et déplacements des cylindres à parois épaisses, peu importe le type de cylindre. Le type d'arrangement qui concerne le montage représenté à la Figure 2-12 est celui d'un cylindre ouvert infiniment long. L'équation (2.1) est celle qui permet d'obtenir les déformations d'un cylindre à un rayon r , donné.

$$u = \frac{1-\nu}{E} \left[\frac{p_i - Y^2 p_o}{Y^2 - 1} r \right] + \frac{1+\nu}{E} \left[\frac{(p_i - p_o) R_o^2}{(Y^2 - 1) r} \right] \quad (2.1)$$

Cette équation est accompagnée toutefois de conditions précises pour son utilisation. L'une des hypothèses est que le cylindre ouvert ou en état plan de contrainte long. Dans notre cas, cette hypothèse est respectée. Cependant, le facteur non respecté est la surface sur laquelle s'applique la pression interne. L'équation considère que la pression est répartie sur toute la hauteur du cylindre. La Figure 2-12 démontre qu'en réalité, moins de la moitié de la surface interne est soumise à la pression interne. Toutefois, cette différence de surface de contact peut être corrigée par le rapport de grandeur entre celles-ci. La Figure 2-13 regroupe les trois droites de tous les tests et celle de l'approche analytique se démarque des autres. La pente est bien différente des autres avec une valeur de $0.014751 \mu\text{s/po}$; ce qui est un peu différent de la valeur des deux autres qui gravitent autour de $0.0122069 \mu\text{s/po}$.

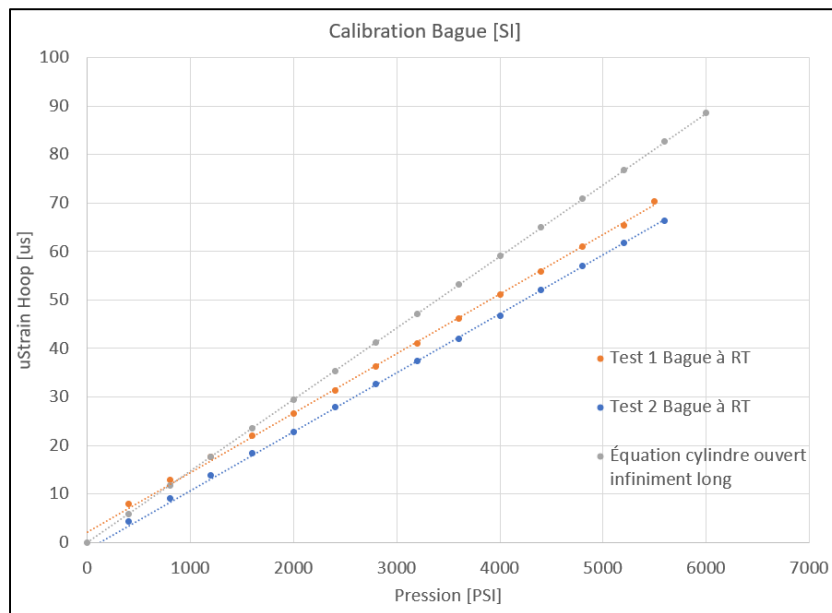


Figure 2-13 Étalonnage de la bague métallique

2.5 Procédures de compensation thermique

La température possède un impact important sur les métaux et aussi sur les composantes électroniques. Puisque la majorité des tests de ce projet seront réalisés à des températures plus élevées que la température ambiante la compensation thermique est nécessaire pour obtenir des résultats fiables. La dérive due à la différence de dilatation thermique des composantes

mécaniques est inévitable tout comme les déviations du matériel électronique, mais le tout peut être corrigé. Les essais de compensation thermique permettent d'ajuster les données obtenues en retirant les dérives dues à l'augmentation de la température. Cette section présente les différents appareils de mesures qui seront soumis à un essai de compensation thermique. La procédure, les paramètres des tests ainsi que les figures résultantes de ces étapes sont présentés.

2.5.1 Compensation des extensomètres

La compensation thermique des extensomètres se fait selon des paramètres précis. Lors de ce test aucune garniture n'est utilisée, mais une charge équivalente à une pression de 2000 psi est appliquée sur le montage. Par la suite, le banc d'essai est chauffé pour atteindre plusieurs plateaux de stabilisations incluant ceux qui sont d'intérêts pour les essais de fluage. Ainsi, avec une rampe de chauffage de 3°F/min, le banc d'essai est chauffé à 100°F. La température est maintenue pendant une heure avant de passer aux prochains paliers par incréments de 100°F en conservant toujours la même rampe et le même temps de stabilisation. La Figure 2-14 présente les deux courbes de dérives résultantes ainsi que les courbes moyennes de tendances.

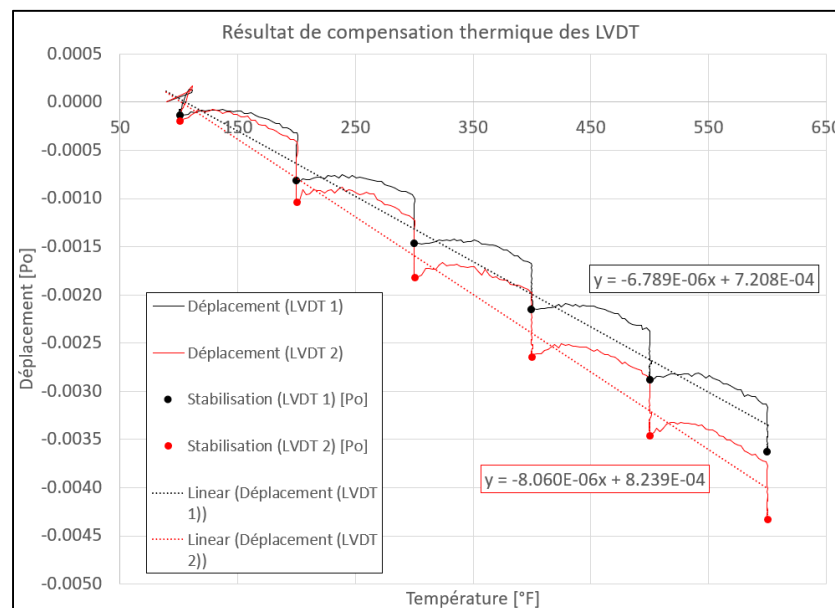


Figure 2-14 Dérive thermique des extensomètres

Les courbes de tendances offrent beaucoup d'informations quant aux données récoltées. Puisque ce sont des courbes moyennes de tendances ce qui est attendu est de les voir traverser les courbes de données en leur centre. Or, ce n'est pas le cas puisqu'elles ont tendance à être plus vers le bas. Ce comportement est tout à fait normal puisqu'à la stabilisation les points s'empilent tous les uns sur les autres. Cela permet de conclure que la pente est bonne, mais que l'ordonnée à l'origine n'est pas la bonne.

2.5.2 Compensation de l'anneau métallique et de l'axe central

La compensation thermique de l'anneau métallique et de l'axe central ne se fait pas selon la même procédure que les LVDT. La principale différence étant qu'il ne faut pas appliquer de pression sur le montage et laisser toutes les valves hydrauliques ouvertes. Toutefois pour tout ce qui est de la rampe de chauffage, des températures de stabilisation et des temps d'attente rien ne change.

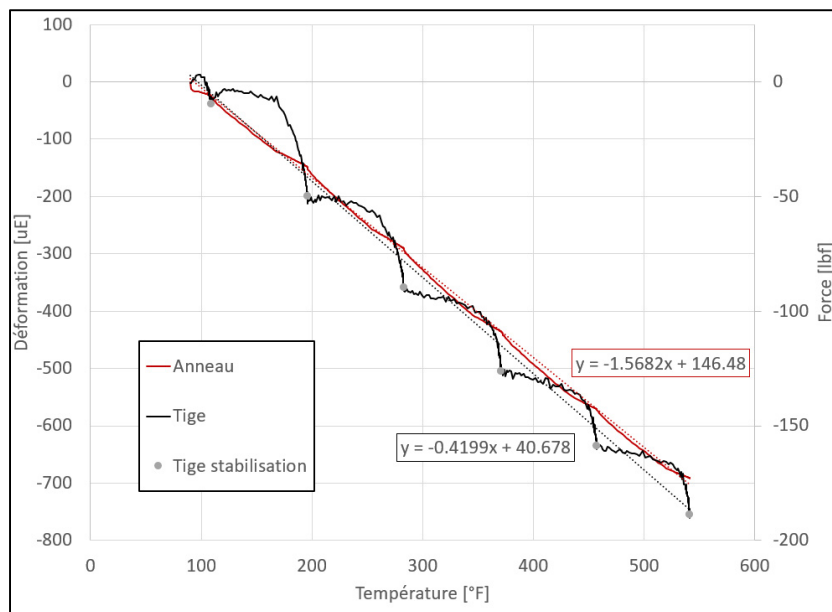


Figure 2-15 Dérive thermique de la bague métallique et l'axe central

La Figure 2-15 présente des résultats intéressants et une différence est notable entre les deux graphiques. Les températures de stabilisations enregistrées ne sont pas les mêmes et les plateaux ne semblent pas avoir été respectés. Cette différence s'explique principalement par la

différence de température entre les deux thermocouples immergés dans le four. Le premier thermocouple donne une bonne indication de la température de l'air à l'intérieur du four alors que l'autre relève la température surfacique de l'anneau métallique. Cet écart est dû à la grande perte de chaleur par l'axe central plus particulièrement à cause du système de refroidissement efficace. Cette efficacité vient au détriment d'avoir une température beaucoup plus basse au centre du four. En bref, malgré cet écart de température, la pente de compensation thermique obtenue semble comparable à celle déjà obtenu dans le passé.

2.6 Procédures de test

L'étude actuelle a pour principal objectif d'observer deux propriétés mécaniques dépendantes du temps à différentes températures. Les propriétés mécaniques seront ainsi détaillées et ensuite l'ensemble des tests à réaliser seront aussi présentés. Enfin, la procédure expérimentale de chacun des tests sera énumérée. Cette dernière est très importante afin d'être en mesure d'avoir une bonne répétabilité entre les essais. Énoncer la procédure de test permet aussi de fournir des lignes directrices pour les recherches futures.

2.6.1 Fluage

La première phase expérimentale portera sur l'étude du fluage des tresses mécaniques. Le fluage est une propriété mécanique particulière puisqu'elle est fonction du temps et ne peut être observée ponctuellement. En soit, le fluage est un phénomène selon lequel la déformation d'un matériau est mesurée dans le temps lorsqu'une contrainte constante est appliquée. À moins de se situer dans un environnement hautement contrôlé, le fluage pur est difficilement observable. Cette propriété mécanique est très souvent étudiée en tension, très rare sont les cas où le fluage est mesuré en compression. Toutefois, lors de cette étude, les garnitures seront soumises à une compression triaxiale constante. Afin d'assurer une constance entre les essais la procédure de test suivante a été établie.

1. Mesurer toutes les dimensions de chaque garniture qui sera testée.
2. Abaisser le tendeur hydraulique et attendre 30 minutes
3. Installer la bague métallique sur le montage.
4. Ajouter la bague anti-extrusion puis une garniture à l'intérieur de la bague métallique.
5. Installer le poussoir, la plaque supérieure, le cylindre, l'écrou puis serrer à la main.
6. S'assurer que le thermocouple du contrôleur est bien mis en place au centre du montage.
7. Ajouter l'élément chauffant en prenant soin d'ajouter de la laine minérale à l'arrière.
8. Isoler le dessus du montage à l'aide du couvercle de laine minérale.
9. Démarrer le système d'acquisition de données, la boîte murale ainsi que l'ordinateur.
10. À l'aide du système d'acquisition de données valider que les LVDT sont en contact avec les tiges de céramiques.
11. Démarrer le programme sur LabVIEW et vérifier la connexion entre les systèmes.
12. Importer le fichier texte comportant les valeurs de calibrations.
13. Effectuer une mise à zéro de tous les appareils.
14. Créer un fichier de données et décider de l'intervalle de sauvegarde des données.
15. Ajouter un fichier de routine de chauffage.
16. Avec une clé anglaise, visser l'écrou du dessus du montage jusqu'à l'obtention d'une contrainte de 250 psi sur la garniture.
17. Effectuer de nouveau une mise à zéro de tous les appareils de mesures.
18. Débuter l'essai en prenant bien soin d'activer la sauvegarde des données.
19. Attendre que la température test soit atteinte.
20. Appliquer la contrainte lentement sur la garniture en prenant soin de l'ajuster en fonction de la valeur de compensation thermique obtenue.
21. Fermer la valve hydraulique une fois la contrainte atteinte.
22. Attendre la durée du test.
23. Laisser le montage refroidir
24. Ouvrir la valve de la pompe manuelle, puis la valve hydraulique.
25. Démonter le banc d'essai dans l'ordre inverse puis retirer la tresse.
26. Abaisser de nouveau le tendeur hydraulique.
27. Récupérer le fichier texte contenant les données.

Pour certains tests la procédure peut varier spécialement dans les cas où la température est élevée et la contrainte aussi. Tout au long de l'application de la contrainte, trois chiffres doivent être observés de près soit la contrainte et le déplacement des deux LVDT. À ce moment la procédure de test est légèrement plus longue puisque quelques étapes de plus sont nécessaires.

- 20.1 Fermer la valve hydraulique.
- 20.2 Brancher un multimètre en parallèle afin de lire le voltage des LVDT.
- 20.3 Effectuer une mise à zéro des LVDT uniquement.
- 20.4 Retirer les LVDT et les installer de nouveau en début de course.
- 20.5 Effectuer une nouvelle mise à zéro des LVDT uniquement.
- 20.6 Ouvrir la valve hydraulique.
- 20.7 Continuer d'appliquer la contrainte
- 20.8 Répéter les étapes si nécessaire.

Le but de ce test de fluage est d'observer l'évolution de l'écrasement des garnitures d'étanchéité sur une période définie de 24 heures. Avec le temps les garnitures s'écrasent ce qui a pour effet de diminuer la contrainte appliquée. Cette diminution a un impact direct sur la pression de contact aux interfaces tige centrale/garniture et garniture/boîtier. Une diminution de la pression de contact peut donc entraîner une augmentation du risque d'émissions fugitives.

CHAPITRE 3

MODÉLISATION MATHÉMATIQUE DU FLUAGE

3.1 Introduction

En suivant la procédure de test, l'acquisition de données peut maintenant être réalisée afin d'en faire l'analyse et d'en tirer un modèle analytique. Les paramètres de test sont tous présentés à la section suivante dans le Tableau 3-1. Le fluage est le paramètre central de cette étude. Deux autres paramètres sont très importants; la contrainte appliquée et la température de test, puisqu'ils sont des paramètres qui accélèrent le fluage. La présente section a pour objectif d'établir un modèle analytique de fluage à partir des données et qui prend en considération la durée de test, la température de test ainsi que la contrainte appliquée. Ce modèle pourrait donc servir de point de départ afin d'établir un modèle fiable de prédiction.

3.2 Paramètres de test

Afin qu'un modèle analytique soit fiable, certaines conditions doivent être remplies. Dans les travaux de Zhao (2017), il est stipulé qu'au minimum trois températures différentes et trois contraintes différentes sont nécessaires afin d'obtenir un modèle analytique exploitable. Le Tableau 3-1 présente les paramètres des 12 tests effectués. Au total, les garnitures seront exposées à trois différentes contraintes ainsi qu'à quatre différentes températures; ce qui est suffisant pour créer un modèle analytique de fluage.

Le choix des paramètres n'a pas été aléatoire. Par le passé, les tests réalisés par Legault (2019) à haute température ont démontré que ce montage possédait certaines limites. Effectivement, après les tests réalisés à 800°F, l'axe central a subi une oxydation par piqure importante. Il a donc été remis en état avant de débiter les tests nécessaires à ce projet. Ainsi, les variables de tests du projet ont été ajustées afin d'éviter de reproduire ce même problème. Cela explique que dans le cadre de ce projet, la température maximale de test est de 600°F.

Tableau 3-1 Paramètres du test de fluage

Test de fluage (24 heures)							
Température		Contrainte appliquée sur la tresse					
(°F)	(°C)	(psi)	(MPa)	(psi)	(MPa)	(psi)	(MPa)
75	23.8	2000	13.78	4000	27.58	6000	41.37
200	93.3	2000	13.78	4000	27.58	6000	41.37
400	204.4	2000	13.78	4000	27.58	6000	41.37
600	315.5	2000	13.78	4000	27.58	6000	41.37

Les contraintes appliquées sur la tresse ont aussi été judicieusement choisies en se basant sur les résultats obtenus par Legault (2019). Le spectre de contrainte observé était très large allant de 2000 psi à 8500 psi. Dans ce projet la pression appliquée avec la pompe hydraulique va de 2000 psi à 6000 psi. La raison derrière ces choix est aussi de permettre le dégazage s'il y a lieu; quoiqu'aux températures inférieures à 600°F la décomposition du Téflon contenu dans les tresses est peu probable.

3.3 Ajustement de courbe des données de fluage

L'ajustement des courbes est une méthode souvent utilisée afin d'obtenir une idée générale du comportement analytique d'un phénomène. Entre autre, dans les travaux de Zhao (2017), cette méthode est utilisée afin de créer un modèle de fluage du polychlorure de vinyle (PVC) et du polyéthylène haute densité (PEHD). Ces essais ressemblent énormément aux essais actuels dans la mesure où des anneaux circulaires étaient sujets à différentes contraintes de compression tout en étant exposées à des températures élevées variant d'un test à l'autre. La différence majeure entre les essais est l'échantillon testé, dans le cas de Zhao (2017), il s'agit d'un anneau circulaire en PVC alors que ce projet se concentre sur les tresses de vannes soumises à une compression volumique. Ainsi, à cause de ces similitudes, la modélisation analytique ressemble énormément à celle de Zhao (2017).

3.3.1 Précision et outils statistiques

La méthode d'ajustement de courbe est mieux connue sous l'appellation anglophone *Curve Fitting*. L'utilisation de cette méthode est possible grâce au logiciel MATLAB et son application nommée *Curve Fitting*. Bien que le logiciel soit complet et efficace, la théorie et les équations du fluage à haute température doivent être implémentées à l'application *Curve Fitting*.

La précision de l'ajustement de courbe est connue à l'aide des outils statistiques disponibles dans l'application même. Toutefois, ces outils sont bien connus à l'extérieur de ce dernier, il s'agit du R^2 , du SSE et du SST. Le R^2 est une valeur statistique qui indique l'écart entre les valeurs réelles et celles prédites par l'équation générale d'un modèle donné. Les valeurs possibles de cet indicateur vont de 0 à 1. Ainsi, plus la valeur de R^2 est près de 1 plus l'ensemble de données sont proches de la courbe décrite par l'équation générale du modèle. L'équation (3.1) est celle utilisée par MATLAB afin de calculer le R^2 .

$$R^2 = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (3.1)$$

L'équation (3.1) ne donne pas énormément d'information quant au calcul puisqu'elle est composée de deux autres indices, soit le SSE et le SST. Le SSE représente le carré de la somme des erreurs estimée et sert à quantifier combien de points de données varient autour de la courbe estimée par l'équation donnée. Ce dernier se calcule à l'aide de l'équation (3.2). L'équation est composée de trois inconnues; le n représente la quantité de points à calculer, y_i la valeur de la mesure et f_i représente la valeur prédite correspondante à la mesure. Le SST représente la somme totale des carrés et sert à quantifier combien de points varient autour de la valeur moyenne. Cette équation est aussi composée de trois inconnues dont deux sont identiques à l'équation du SSE. L'autre inconnue est le \bar{y} qui représente la moyenne des mesures. Ce dernier se calcule à l'aide de l'équation (3.3).

$$SSE = \sum_{i=1}^n (y_i - f_i)^2 \quad (3.2)$$

$$SST = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (3.3)$$

3.3.2 Équations de fluage et fonction thermique

Avant de pouvoir réaliser l'ajustement de courbes d'autres équations doivent être définies. L'objectif étant de modéliser le fluage à haute température, des équations appropriées doivent être utilisées. Ainsi, pour ce qui est du fluage, l'équation (3.4) est celle qui démontre le plus haut taux de fiabilité avec les données expérimentales de ce projet. Cette équation découle du modèle de fluage de Norton Bailey (Betten (2008)). Les paramètres de cette équation sont les suivants : le fluage est représenté par $\varepsilon_{\text{fluage}}$, la contrainte appliquée par σ , le temps écoulé par t . Le reste des paramètres (A , n , m) représentent des paramètres du fluage qui sont dépendants de la température.

$$\varepsilon_{\text{fluage}} = A * \sigma^n * t^m \quad (3.4)$$

L'équation du fluage est l'une des deux équations essentielles pour l'ajustement de courbes. La température est l'autre paramètre très important puisque le fluage en est directement dépendant. Puisque les paramètres A , n et m sont dépendant de la température, ils peuvent être remplacés par des fonctions de températures; ce qui permet d'obtenir l'équation (3.5). Ces fonctions de températures seront donc très utiles afin de valider le comportement et la rigueur des paramètres trouvés. Le choix du type de fonction dépend de plusieurs paramètres dont le matériau de la tresse. L'un des moyens d'identifier et de valider l'équation est de se fier au coefficient de détermination R^2 tout en changeant le type de fonction de température.

$$\varepsilon_{fluage} = f_1(T) \sigma^{f_2(T)} * t^{f_3(T)} \quad (3.5)$$

L'échantillon utilisé dans ce projet est un amalgame de composantes et donc plusieurs fonctions de températures doivent être évaluées. En utilisant le logiciel MATLAB il a été possible de calculer le R^2 de différentes fonctions afin d'identifier celle qui s'approche le plus de 1. La fonction qui a été retenue est une polynomiale de premier degré bien que la fonction polynomiale de second degré possède aussi un excellent R^2 . Ainsi, les fonctions f_1 , f_2 et f_3 seront définies par l'équation

$$f_n(T) = a * T + b \quad (3.6)$$

3.3.3 Procédure de la modélisation mathématique

La procédure pour modéliser le fluage des tresses de vannes se découpe en cinq étapes. Tel que mentionné, la majorité de l'ajustement des courbes se déroule sur le logiciel MATLAB sur l'application *Curve Fitting*. Toutefois, puisque les données expérimentales récoltées sont brutes, l'utilisation d'Excel est nécessaire afin de filtrer et transformer certaines valeurs.

3.3.3.1 Obtention des données expérimentales

Les données expérimentales sont récoltées à la suite des 12 tests réalisés qui sont d'ailleurs présentés au Tableau 3-1. Le système d'acquisition enregistre les données de tous les capteurs, mais pour cette étape seulement quelques valeurs sont d'intérêt. Ces valeurs sont la température du test, la contrainte appliquée, le temps écoulé ainsi que les valeurs d'écrasement obtenues par les deux LVDTs. Toutes ces valeurs sont ensuite ordonnées et analysées sur Excel afin de valider les tests et de s'assurer de la fiabilité des résultats.

La déformation ou le fluage est une donnée qui n'est pas directement obtenue par les capteurs. Cette valeur est le résultat d'une transformation mathématique dont l'équation est présentée par l'équation (3.7). Étant donné que le fluage en compression volumique est très peu étudié,

aucune équation n'a été trouvée pour représenter exactement son comportement. Ainsi, afin de décrire le comportement des tresses lors du fluage, cette équation est utilisée. Par la suite, l'enjeu est la définition de l'instant où le fluage débute. Afin que les données puissent se comparer, c'est une décision qui joue un rôle important. Donc, le moment choisi est une minute après l'instant où la température et la pression de test sont atteintes. Toutes les données récoltées avant cet instant ne sont donc pas considérées. Finalement, les déformations du fluage sont obtenues à partir des mesures de changement de l'épaisseur (Δl) dans l'équation (3.7). Ainsi, toutes les tresses sont mesurées afin de connaître leur épaisseur initiale (l) avant même d'être insérées dans le presse-étoupes.

$$\varepsilon_{Fluage} = \ln \left(1 + \left(\frac{\Delta l}{l} \right) \right) \quad (3.7)$$

3.3.3.2 Traitement des données sur MATLAB

Cette seconde étape a pour unique but de retirer les données excentriques. Les données enregistrées par le système d'acquisition comportent souvent des points qui ne suivent pas la courbe générale. Avec le logiciel MATLAB et l'application *Curve Fitting*, il est possible de retirer ces points. L'utilisation de plusieurs équations est possible à cette étape pour représenter le comportement du fluage. Toutefois c'est la loi de puissance qui possède un plus grand degré de fiabilité. L'équation (3.8) est composée de cinq paramètres dont deux sont connus; le temps t et la déformation ε_{fluage} . Les trois paramètres restant (a , b et c) sont ceux qui seront identifiés à la suite de cet ajustement de courbe. Donc, il y aura 12 équations différentes puisque les paramètres a , b et c sont tous propres à chacune des courbes.

$$\varepsilon_{fluage} = a(t^b) + c \quad (3.8)$$

3.3.3.3 Création des ensembles de données

Les tests sont réalisés sur 24 heures et à toutes les 20 secondes un cycle d'enregistrement se produit. C'est la raison pour laquelle au total chaque ensemble de données est composé d'environ 5000 points. Il s'agit d'une quantité non négligeable de points et pour les étapes à venir il n'est pas nécessaire d'en conserver autant. Pour la suite des choses, 200 points sont suffisants pour représenter le fluage sur 24 heures. Ainsi, 200 points de déformations sont calculés à partir des paramètres obtenus à l'étape précédente, l'équation (3.4) et 200 instants dans l'intervalle de 0 à 86 400 secondes soit 24 heures.

3.3.3.4 Générer les graphiques 3D et identifier les coefficients des fonctions thermiques

L'objectif de cette étape est de générer quatre graphiques sur la base de la température afin de comparer les déformations à des températures équivalentes. Chaque graphique est composé de trois courbes pour représenter les déformations aux trois contraintes différentes. L'application de *Curve Fitting* requiert la création de trois matrices pour un graphique tridimensionnel, une pour chaque axe. La matrice de l'axe x est celle du temps écoulé en secondes et elle est identique pour tous les graphiques tout comme la matrice de l'axe y qui représente les contraintes appliquées.

Une fois les courbes générées, l'équation (3.4) du modèle de fluage de Norton Bailey doit être ajouté afin de trouver les bons coefficients. Les paramètres connus de l'équation (3.4) sont la déformation (ϵ_{fluage}), la contrainte appliquée (σ) ainsi que le temps (t). L'ajustement de courbes permet d'identifier les différentes valeurs des fonctions thermiques ($f_1(T)$, $f_2(T)$ et $f_3(T)$).

3.3.3.5 Ajuster les coefficients selon les fonctions thermiques

L'application de *Curve Fitting* est un outil puissant qui permet d'identifier rapidement les facteurs d'une équation afin de modéliser analytiquement un ensemble de points. Toutefois,

même si l'application retourne des valeurs et que le R^2 est près de 1 cela n'implique pas nécessairement que ces valeurs sont appropriées pour le cas observé. Il existe une multitude de combinaisons de valeurs de fonctions thermiques qui affichent un résultat vrai. Toutefois, afin de s'arrêter sur une seule combinaison, le logiciel MATLAB utilise le coefficient de détermination. Ainsi, la combinaison retournant le coefficient de détermination le plus élevé sera celle qui sera affichée. Toutefois, tel que le démontre l'équation (3.6), la relation entre les valeurs doit être linéaire. C'est pourquoi, les valeurs générées doivent être ajustées pour arriver au résultat présenté à la Figure 3-1.

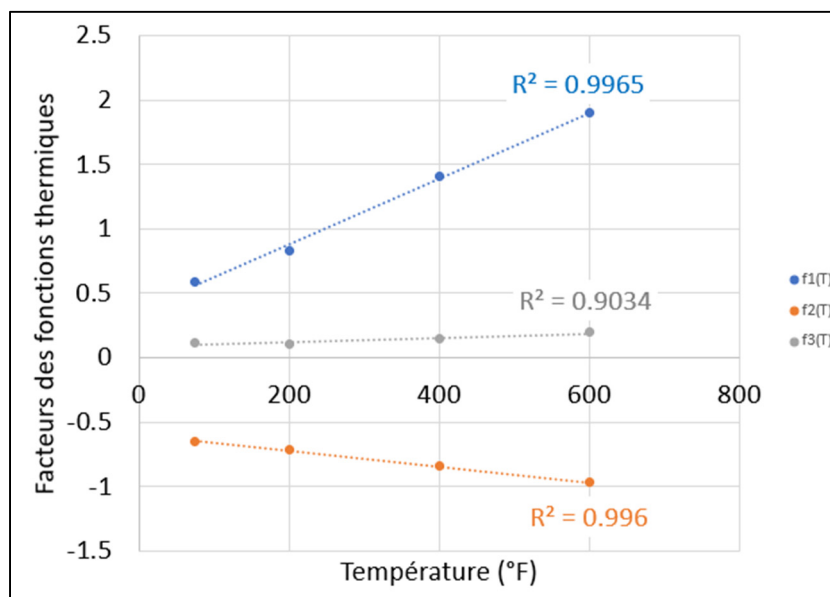


Figure 3-1 Linéarisation des facteurs des fonctions de températures

La linéarisation présentée à la Figure 3-1 est le résultat de plusieurs modifications sur l'application de *Curve Fitting*. Le résultat des divers paramètres de fluage qui sont des fonctions de températures sont montrés à la Figure 3-1 en plus de présenter les R^2 propre à chaque droite. Le R^2 le plus élevé est celui de la première fonction thermique avec une valeur de 0.9965. Le second plus élevé est celui de la seconde fonction thermique avec une valeur de 0.996. Finalement, la valeur de R^2 la plus basse est celle de la troisième fonction thermique à 0.9034.

Le Tableau 3-2 inscrit toutes les valeurs finales des fonctions de températures pour modéliser le comportement de fluage à différentes températures. Les résultats seront présentés à la section suivante. Les valeurs des fonctions de température $f_3(T)$ se démarquent des deux autres ensembles de points. Effectivement, il n'y a pas de croissance régulière dans les données contrairement à $f_1(T)$ et $f_2(T)$ étant donné que le point à 75°F est plus élevé que celui à 200°F. Étant donné la procédure pour identifier ces valeurs, l'explication de cette irrégularité est difficile à identifier. Les valeurs obtenues sont représentées sur Excel afin de visualiser la linéarité. Le seul moyen d'ajuster la linéarisation est de retourner dans l'application de *Curve Fitting* et de fixer certaines des valeurs de fonctions de température. En ajustant ces paramètres maintenant fixé, l'application permet de noter l'impact sur les autres valeurs de fonction de températures. C'est dû à la maximisation du coefficient de détermination de la modélisation analytique et de celui des fonctions de températures que la valeur de fonction de température $f_3(T)$ à 75°F ne suit pas la tendance de croissance. Toute autre valeur avait pour effet de réduire la valeur de R2 dans le modèle analytique et dans la linéarisation des fonctions de température.

Tableau 3-2 Valeurs des fonctions $f(T)$ aux différentes températures

Température (°F)	$f_1(T)$	$f_2(T)$	$f_3(T)$
75	0.594	-0.6547	0.1126
200	0.8352	-0.710	0.1094
400	1.414	-0.845	0.1436
600	1.9	-0.97	0.1952

À partir des valeurs des fonctions de températures, le Tableau 3-3 a été généré et est composé de la pente et de l'ordonnée à l'origine de toutes les droites. Ainsi, à l'aide de ces informations il est possible de prédire le comportement de fluage pour les tresses de graphite expansé entre 75°F et 600°F.

Tableau 3-3 Paramètres des fonctions de température

Fonctions	a	b
$f_1(T)$	0.002546	0.374415
$f_2(T)$	-0.000613	-0.599587
$f_3(T)$	0.000164	0.087889

L'identification de ces paramètres et des bonnes fonctions est primordiale afin de pouvoir prédire le comportement. De plus, ils permettent de modéliser avec des logiciels de conception assisté par ordinateur le comportement des tresses afin de tirer une meilleure compréhension de l'impact de la température sur les tresses mécaniques. Toutefois, pour ce projet seule la modélisation analytique est étudiée. La section suivante présente d'ailleurs les courbes résultantes des expérimentations comparées au maillage de prédiction généré grâce aux paramètres des tableaux précédents.

3.4 Résultats de l'ajustement de courbes

Après le traitement de données et l'ajustement de courbes, la modélisation du comportement est maintenant possible. Il suffit de reprendre les valeurs du Tableau 3-2 et l'équation (3.5) afin d'en tirer une représentation graphique sur MATLAB.

3.4.1 Ajustement des tests à 75°F

La Figure 3-2 montre le comportement du fluage des tresses de vannes à 75°F. Les trois courbes de couleur sont en fait les données expérimentales des trois tests qui ont été réalisés à 75°F. Le plan courbe maillé en noir représente pour sa part le résultat des extrapolations données par la modélisation. L'écart noté par la valeur R^2 entre les valeurs prévues dans le modèle analytique et celles expérimentales est de 0.9650 tel que démontré dans le Tableau 3-4.

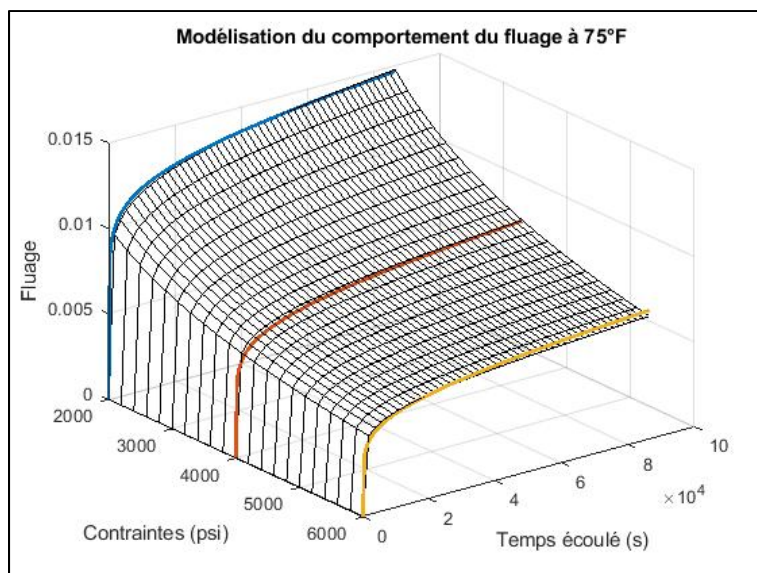


Figure 3-2 Modélisation du comportement du fluage à 75°F

Tableau 3-4 Valeurs de R^2 et SSE de la modélisation du comportement de fluage

Températures (°F)	R^2	SSE
75°F	0.9650	20.24e-5
200°F	0.9810	11.88e-5
400°F	0.9887	6.384e-05
600°F	0.9903	4.712e-05

3.4.2 Ajustement des tests à 200°F

La Figure 3-3 quant à elle, présente la comparaison entre la modélisation du fluage à 200°F ainsi que les courbes expérimentales. La valeur R^2 calculée par MATLAB qui se retrouve aussi dans le

Tableau 3-4 est de 0.9810.

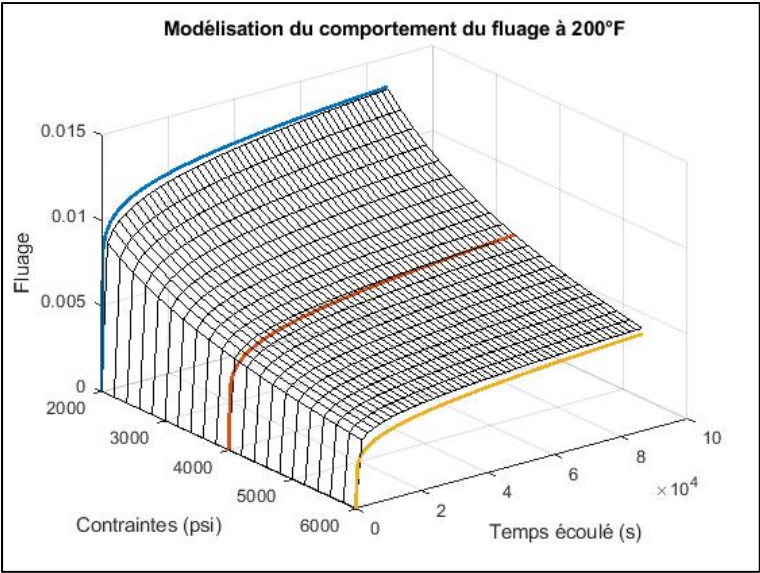


Figure 3-3 Modélisation du comportement du fluage à 200°F

3.4.3 Ajustement des tests à 400°F

La Figure 3-4 montre le résultat de la modélisation du fluage à 400°F tout en présentant les courbes expérimentales. La valeur R^2 entre le maillage tridimensionnel et les données expérimentales est de 0.9887 tel que présenté dans le Tableau 3-4.

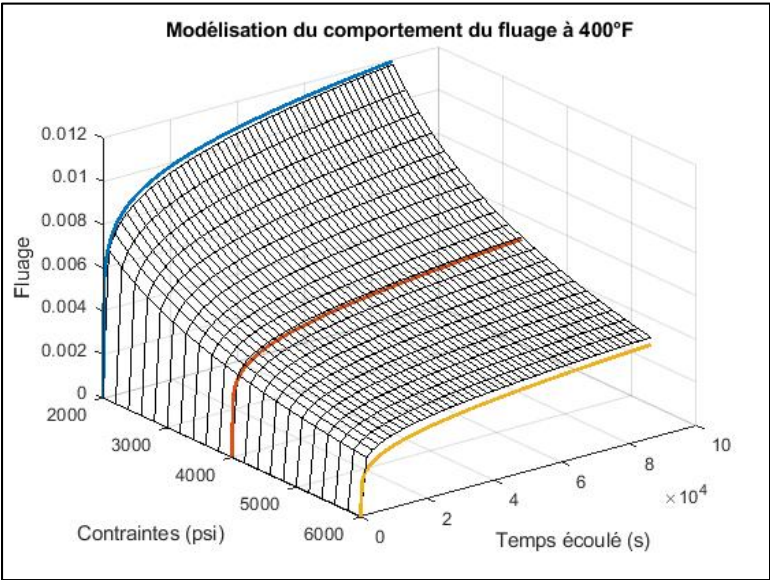


Figure 3-4 Modélisation du comportement du fluage à 400°F

3.4.4 Ajustement des tests à 600°F

La dernière figure présentée à cette section est la Figure 3-5 qui présente le comportement expérimental et modélisé du fluage à 600°F. La valeur R^2 entre les deux approches est de 0.9903 comme montré dans le

Tableau 3-4.

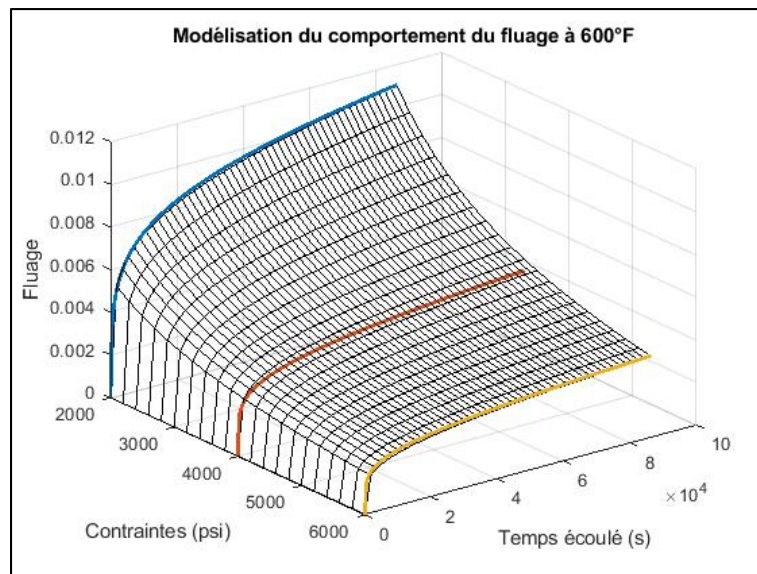


Figure 3-5 Modélisation du comportement du fluage à 600°F

3.5 Discussion

Cette section avait pour objectif de faire une première ébauche de modélisation analytique du fluage d'une tresse de valve soumise à une contrainte tout en étant exposée à de hautes températures. Le résultat de tout premier modèle analytique permet d'affirmer que la démarche utilisée fonctionne, que la procédure est claire et que résultats sont encourageants.

À l'aide des outils statistiques inclus dans MATLAB, l'ajustement de courbes et la modélisation mathématique les valeurs du

Tableau 3-4 démontrent que le modèle est précis. Toutes les valeurs des quatre coefficients de détermination étant au-dessus de 0.9650 en sont la preuve. À première vue, cela indique que

le modèle analytique et les données expérimentales sont pratiquement toutes les mêmes. Toutefois, le coefficient de détermination n'est qu'un outil statistique permettant d'offrir un aperçu rapide de l'écart entre les valeurs réelles et celles prédites. Lorsque les courbes sont étudiées en détail, la précision peut sembler être moins élevée. La Figure 3-3 en est un bon exemple, où la courbe des résultats à 6000 psi est plus basse que celle prédite appartenant au maillage et à l'inverse la courbe des résultats à 2000 psi est plus haute que celle du maillage. C'est pourquoi, même si le coefficient de détermination est élevé cela ne veut pas automatiquement dire que la corrélation entre la modélisation et les données expérimentales est forte. Bien que les courbes de la Figure 3-3 montrent des écarts par rapport au maillage il n'est pas assez grand pour invalider la valeur du coefficient de détermination.

Puisque la modélisation mathématique est une réussite, l'équation (3.5), et les courbes de la Figure 3-1 peuvent être utilisées afin de poursuivre l'étude des tresses de composition similaire à l'aide d'outils tel que ANSYS. Dans l'éventualité où les tresses seraient de composition différente, la procédure établie dans ce projet peut servir de ligne directrice.

CHAPITRE 4

RÉSULTATS ET DISCUSSION

4.1 Introduction

Ce projet est composé de cinq objectifs et la grande majorité ont été atteints. D'abord, le banc d'essai a été modifié afin d'obtenir des données encore plus précises puis les appareils de mesures ont été calibrés dans cette même optique. Ensuite, les procédures pour le fluage et la calibration du banc d'essai a été détaillée dans le chapitre 2. Puis, à la suite des essais de fluage à haute température, les données ont été traitées afin de créer un premier modèle analytique du fluage des tresses de PTFE. Le dernier objectif restant à accomplir dans ce projet est de revenir sur l'hypothèse émise dans les travaux de Legault (2019) quant à la présence de dégazage dans les tresses à très haute température. Afin d'arriver à comparer les résultats des travaux, les garnitures de ce projet sont identiques à celles des travaux de Legault (2019). Ces dernières sont fournies par l'entreprise Garlock et sont composées d'une base de PTFE recouverte d'un tressage de fibre de verre trempé dans de la poudre de graphite.

4.2 Résultats expérimentaux

Puisque l'objectif des tests est de déterminer ou non la présence de dégazage, la procédure doit être identique à celle utilisée par Legault (2019). Ainsi, lors des essais, le fluage doit être observé dans sa deuxième phase, soit la phase secondaire. Le fluage se décompose en trois phases principales, la phase primaire, la phase secondaire et la phase tertiaire aussi appelée phase de rupture. La durée des tests est donc de 24 heures afin d'être certain d'avoir quitté la phase primaire et d'avoir bien entamé la phase secondaire. La phase de rupture ne sera ainsi jamais observée puisque cela pourrait demander des semaines peut-être même des mois d'attente. Les données expérimentales brutes sont organisées en quatre graphiques soit de la Figure 4-1 à la Figure 4-4. Les graphiques se distinguent par la différence de température qui est l'une des variables indépendantes. Les graphiques sont composés de quatre courbes en fonction de la contrainte initiale appliquée par le poussoir sur la tresse mécanique. La troisième

variable indépendante est le temps en secondes et l'unique variable dépendante est la déformation en pouces par pouces (po/po). Donc en comparaison, les températures de tests et les contraintes appliquées ne sont pas identiques à celles des travaux de Legault (2019), mais reste tout de même comparables.

4.2.1 Analyse des résultats

D'abord, la Figure 4-1 présente les résultats des tests de fluage à température ambiante, soit de 75°F. Les trois courbes représentent trois tests à différentes contraintes d'applications sur la garniture d'étanchéité. Lorsque la contrainte appliquée est de 2000 psi (13.79 MPa) et après une durée de test de 24 heures, la tresse se déforme de 0.014356. Le signe positif de la valeur de déformation indique la compression de la garniture. Par opposition, une valeur négative indiquerait un gonflement de la garniture. Dans le cas où la contrainte appliquée est de 4000 psi (27.58 MPa), la déformation atteinte est de 0.009081. Pour ce qui est du dernier test à température ambiante, la contrainte appliquée est de 6000 psi (41.37 MPa) et la déformation finale atteinte est de 0.007317. Les résultats obtenus correspondent aux attentes.

Le fluage en traction est le type de fluage le plus connu et dans un graphique de la déformation à travers le temps, c'est aux contraintes les plus élevées que le fluage est le plus important. Pour ce qui est du fluage en compression volumique, le comportement est inverse tel que présenté de la Figure 4-1 à la Figure 4-4. La raison derrière cette différence s'explique par la microstructure des garnitures. Tel que mentionné, la garniture est composée d'un tressage de fibres de carbone et d'Inconel autour d'un cœur en PTFE. Cet arrangement n'est donc pas dense puisque le tressage a pour effet de créer des espaces vides dans la structure interne. Ce sont donc ces vides d'air qui influencent le fluage. Lors de l'application initial de la charge, la dimension des pores réduit lentement afin de laisser place à une structure interne plus dense. Ainsi, lorsque la contrainte appliquée est faible (dans notre cas de 2000 psi (13.79 MPa)) la garniture n'est pas encore complètement vidée de ses pores d'air ce qui laisse place à un plus grand écrasement lorsque l'enregistrement du fluage débute.

Les essais de fluage sont particuliers parce que l'instant où le fluage débute est difficile à identifier. Dans les faits, du moment qu'une contrainte est maintenue ne serait-ce que pour une seconde il y a du fluage. C'est la raison pour laquelle, l'instant où les points sont enregistrés est soigneusement sélectionné. Les tresses mécaniques de ce projet possèdent toutes la même épaisseur initiale. Lorsqu'elles sont insérées dans le banc d'essai, une petite contrainte de 300 à 400 psi est appliquée afin de s'assurer qu'elle est en place au fond du boîtier et qu'elle est en contact avec l'axe central et l'anneau métallique. À la suite de cette étape l'épaisseur des tresses est sensiblement la même que l'épaisseur initiale. L'étape suivante est le chauffage et à cet instant aucune pression n'est appliquée. Une fois la température atteinte, c'est à ce moment que la pression est lentement appliquée jusqu'à atteindre la contrainte de test. À cette étape plus la contrainte est élevée, plus l'écrasement initial sera grand et par le fait même plus les pores d'air seront vidés. Ce n'est qu'une fois la contrainte de test atteinte que l'instant initial de fluage est atteint. Ainsi, les graphiques de la Figure 4-1 à Figure 4-4 ne montrent que les points à partir de cet instant. C'est pourquoi, bien que la déformation enregistrée et présentée sur les graphiques soit plus grande à basse pression et à basse température, l'écrasement total est plus grand pour les tresses à haute pression et à haute température.

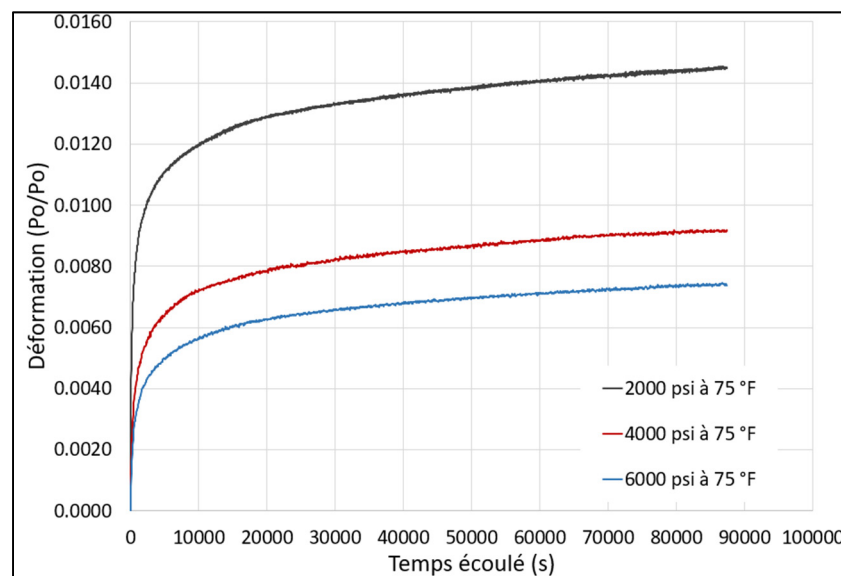


Figure 4-1 Courbes de fluage à température ambiante de 75°F

Ensuite, la Figure 4-2 présente les résultats des tests de fluage réalisés à une température de 200°F. Lorsque la contrainte est à son plus bas, c'est-à-dire de 2000 psi (13.79 MPa), la déformation enregistrée après 24 heures est de 0.013029. Lorsque la contrainte appliquée est de 4000 psi (27.58 MPa) et de 6000 psi (41.37 MPa) la valeur finale de fluage est respectivement de 0.007798 et de 0.005492.

Dans un premier temps, toutes les tresses sont plus déformées à 200°F qu'elle ne l'étaient à 75°F signe qu'il n'y a pas eu de dégazage. Ensuite, de 75°F à 200°F, l'écrasement des garnitures a augmenté de 0.001327 à 2000 psi, de 0.001283 à 4000 psi et de 0.001825 à 6000 psi. Les écarts ne sont pas nécessairement plus élevés lorsque la contrainte augmente. Toutefois, ce qui est intéressant de remarquer est la proportion d'écrasement à 200°F par rapport à 75°F. Ainsi, le pourcentage d'écart est de 9.25% à 2000 psi, de 14.13% à 4000 psi et de 24.94% à 6000 psi. Donc, en plus de confirmer qu'il n'y a pas de dégazage il est possible de confirmer que la contrainte appliquée et la température ont un effet marqué sur l'écrasement.

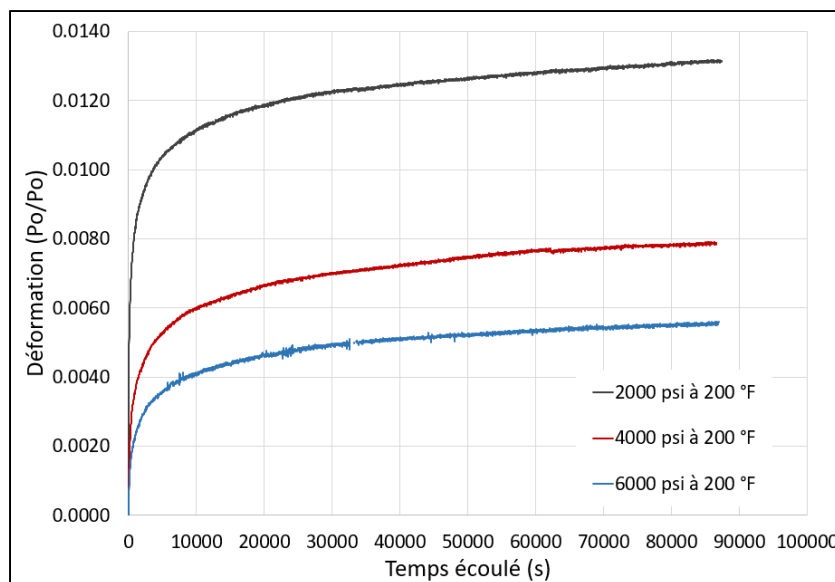


Figure 4-2 Courbes de fluage à 200°F

D'autre part, la Figure 4-3 présente les résultats des tests de fluage réalisés à 400°F. Les résultats vont dans la même direction que ceux des tests précédents. Ainsi, lorsque la contrainte

appliquée est de 2000 psi (13.79 MPa) la déformation finale après 24 heures est de 0.011623. Puis, lorsque la contrainte appliquée est de 4000 psi (27.58 MPa) la déformation finale est de 0.006237. Lorsque la contrainte est de 6000 psi (41.37 MPa) la déformation finale est de 0.004192.

En suivant le même ordre de raisonnement qu'à la figure précédente, à 400°F les garnitures mécaniques sont encore plus déformées qu'elles ne l'étaient à 200°F donc encore aucune trace du dégazage. De 200°F à 400°F l'écrasement des garnitures a augmenté de 0.001406 à 2000 psi, de 0.001561 à 4000 psi et de 0.001299 à 6000 psi. Ce qui fait en sorte que par rapport à la déformation à température ambiante (75°F) le pourcentage d'écart est de 19.04% à 2000 psi, de 31.32% à 4000 psi et de 42.70% à 6000 psi. Encore une fois, en plus de confirmer que le dégazage n'est pas présent, l'effet de la température et de la contrainte est encore plus important quand la température augmente.

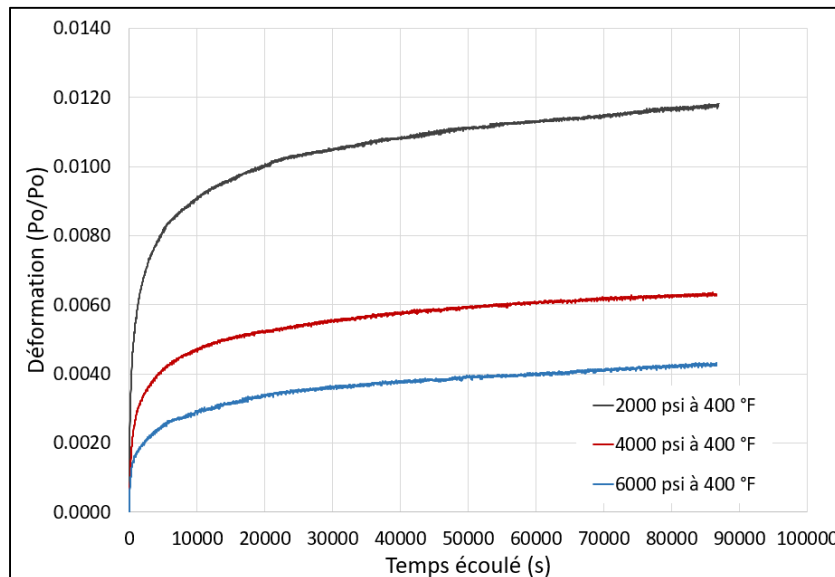


Figure 4-3 Courbes de fluage à 400°F

Enfin, la Figure 4-4 présente les résultats des tests de fluage effectués à 600°F la température la plus élevée de ce projet. Lorsque la contrainte appliquée est de 2000 psi (13.79 MPa), la déformation finale est de 0.010689. Pour une contrainte de 4000 psi (27.58 MPa) la

déformation est de 0.004911. Puis pour une contrainte de 6000 psi (41.37 MPa) la déformation après 24 heures est de 0.003692.

Les tests réalisés à 600°F pointent dans la même direction que les précédents, c'est-à-dire que l'écrasement est encore croissant et donc il n'y a aucun signe de dégazage. De 400°F à 600°F l'écrasement des garnitures a augmenté de 0.000934 à 2000 psi, de 0.001326 à 4000 psi et de 0.000500 à 6000 psi. Ce qui fait en sorte que par rapport à la déformation à température ambiante (75°F) le pourcentage d'écart est de 25.54% à 2000 psi, de 45.92% à 4000 psi et de 49.54% à 6000 psi. Encore une fois, en plus de confirmer que le dégazage n'est pas présent, l'effet de la température et de la contrainte est encore plus important quand la température augmente.

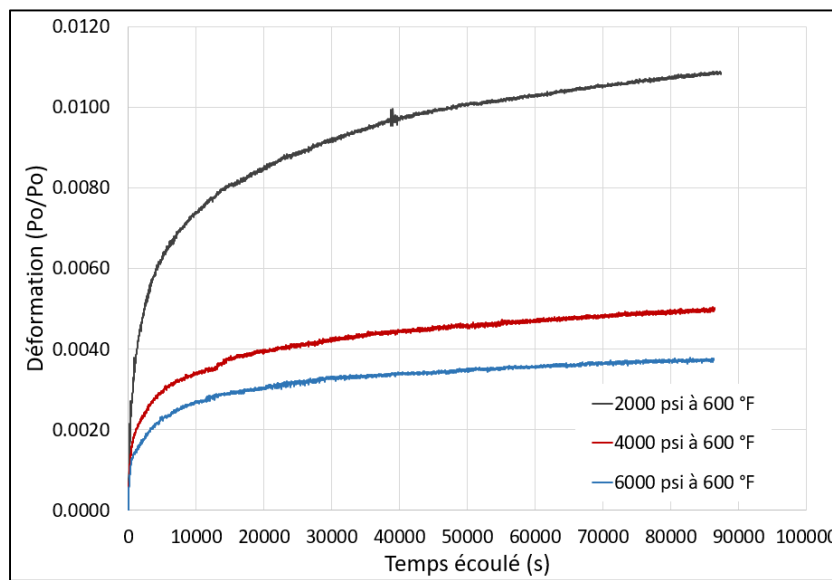


Figure 4-4 Courbes de fluage à 600°F

Toutes les déformations maximales présentées aux figures précédentes sont regroupées dans le Tableau 4-1. D'abord, la conclusion évidente est que selon les données récoltées le dégazage n'est pas un phénomène qui influence l'écrasement des tresses de vannes. Ensuite, l'écrasement est croissant bien qu'il ne soit pas constant. Il augmente rapidement, mais plus la température augmente moins l'écrasement est grand.

Tableau 4-1 Déformation finales après 24 heures de test

Test de fluage (24 heures)			
Température (°F)	2000 psi (13.79 MPa)	4000 psi (27.58 MPa)	6000 psi (41.37 MPa)
	Déformation finales maximales (po/po)		
75	0.014356	0.009081	0.007317
200	0.013029	0.007798	0.005492
400	0.011623	0.006237	0.004192
600	0.010689	0.004911	0.003692

4.3 Discussion

Les résultats obtenus expérimentalement permettent de mieux comprendre l'impact de chacune des variables sur la déformation des garnitures mécaniques. Le fluage est grandement influencé par la contrainte appliquée et son impact est amplifié lorsque la température d'exposition est de plus en plus élevée. Le fluage en compression volumique est un phénomène particulier et peu observé, mais ces résultats permettent de mieux comprendre comment il se produit et ce qui se passe dans la microstructure des tresses de valves. Dans un premier temps, lorsque la contrainte est appliquée sur la garniture, elle l'écrase lentement la contrainte axiale se transpose aux deux interfaces; l'axe central avec la tresse et la tresse avec le boîtier. Ces contraintes exercent une grande influence sur la microstructure des garnitures puisqu'elles réduisent les pores d'air qui la compose. Les pores d'air jouent un rôle important dans le fluage des garnitures. Plus il reste d'air dans les pores des tresses lorsque le fluage débute, plus la déformation dans le temps sera importante. À l'inverse, plus la contrainte initiale est grande plus la taille des pores diminue; ce qui implique qu'à long terme la déformation maximale sera plus petite. Pour sa part, la température a pour effet de rendre les garnitures plus visqueuses. Plus la température est grande, plus la viscosité augmente, donc à contrainte appliquée égale, la déformation est de plus en plus grande. L'impact de ces deux variables influencent grandement les tresses mécaniques et cela ajoute encore plus d'importance au processus de conception des valves et du choix de garnitures dans les applications à hautes températures.

Ce projet avait plusieurs objectifs, dont celui de valider ou non la présence de dégazage lors des tests de fluage à haute température. C'est la raison pour laquelle ce projet revient beaucoup sur les résultats de Legault (2019) puisqu'il a étudié le fluage à haute température et c'est dans ses travaux que cette hypothèse a été émise pour la première fois. Selon les résultats obtenus dans ses travaux, plus la température et la contrainte sont élevées plus le dégazage est important. Étant donné l'importance de ces deux paramètres, l'étude actuelle a repris exactement la même procédure de test tout en modifiant les contraintes appliquées ainsi que les températures de test. Les paramètres de tests sont toutefois différents afin de tenter d'observer le dégazage à différents instants que ceux du projet de Legault (2019). Dans l'éventualité où le dégazage serait présent, cela permettrait de déterminer l'instant où il débute tout en tirant une meilleure compréhension du phénomène. Toutefois, à la suite des expérimentations, le dégazage n'a pas été observé ne serait-ce qu'une fois lors des 12 essais de fluage. Il s'agit d'une différence intrigante qui peut être expliquée par la différence entre le matériel de mesure utilisé et les erreurs naturelles dues au banc d'essai.

D'abord, les capteurs utilisés dans ce projet pour mesurer l'écrasement des tresses sont bien plus précis que ceux utilisés dans les travaux de Legault (2019). Les extensomètres utilisés par Legault (2019) étaient entièrement fait de métal. Puis, la mesure de déplacement était calculée à partir de la lecture de déformation des capteurs apposés sur ceux-ci. D'abord, les pièces métalliques peuvent fortement être affectées par les variations de température de la pièce en plus du chauffage du banc d'essai. Ensuite, si la température induit une erreur et que celle-ci est prise en compte pour calculer le déplacement il se peut que l'écrasement final soit faussé. Les capteurs de déplacement utilisés dans ce projet sont en partant beaucoup plus précis réduisant de dix fois l'amplitude le bruit électrique. Ensuite, leur conception prend en compte l'aspect thermique ce qui a pour effet de limiter les chances d'induire des erreurs dues aux variations de températures. La prise de mesure du déplacement est directement obtenue à partir d'une lecture de variation de voltage et aucune équation n'est utilisée afin de convertir des valeurs autre que le voltage en déplacement. Ainsi, cette différence de matériel a pu induire des erreurs de lectures dans les travaux de Legault (2019).

Ensuite, une autre possibilité qui pourrait expliquer que le dégazage n'a pas été observé est non seulement dû à l'application de températures moins élevées mais aussi un meilleur contrôle de la température dans le four. Que ce soit les résultats obtenus dans ce projet ou alors dans celui de Legault (2019), la température est un facteur intrinsèquement lié à la déformation et à la présence ou non du dégazage. Ainsi, la possibilité que le contrôle de la température soit responsable de l'observation ou non de ce phénomène est grande. Deux facteurs peuvent exercer une influence sur la température, la géométrie du four et la position du thermocouple dans le four.

La lecture de température est donc possiblement influencée par la forme du four ainsi que de son isolation thermique et la position du thermocouple à l'intérieur de ce dernier. Le four utilisé pour chauffer le banc d'essai est de forme cylindrique afin d'entourer absolument toutes les pièces du montage de presse-étoupe. Toutefois, à cause de sa forme cylindrique, l'attache du four est particulière. En effet, pour fixer le four sur le banc d'essai et laisser divers câbles passer le cylindre possède une ouverture sur sa longueur tel que montré à la Figure 4-5.

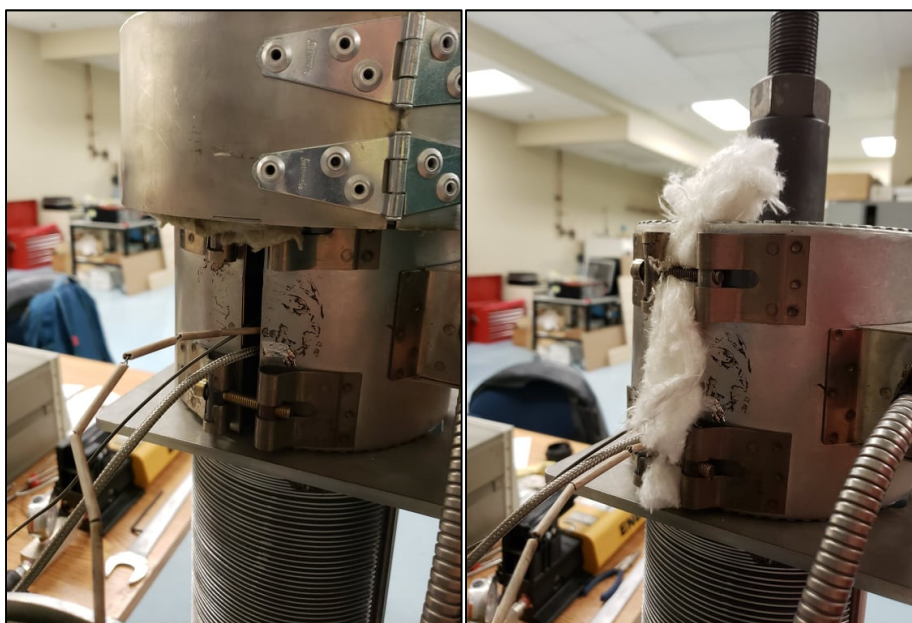


Figure 4-5 Vue arrière du four du banc d'essai

De la laine thermique doit donc être apposée dans cet espace afin que la chaleur ne soit pas évacuée. Dans un premier temps, la qualité de l'isolation dépend donc de la qualité de la laine, de la quantité appliquée et du serrage des attaches. Tous ces paramètres peuvent affecter le gradient de température à l'intérieur du four en plus de la température interne du four.

Le banc d'essai a été sujet à plusieurs modifications lors de ce projet dont la fixation du thermocouple de contrôle du chauffage à l'intérieur du four tel que vu à la Figure 4-6. Précédemment, ce même thermocouple était posé hasardeusement dans le four et ce manque de rigueur peut être une raison d'un mauvais contrôle de la température d'où l'observation du dégazage.

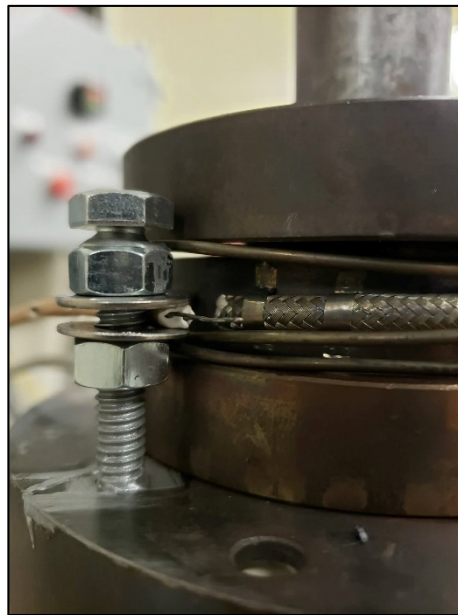


Figure 4-6 Fixation du thermocouple dans le four et position par rapport au thermocouple de la bague métallique

La lecture de ce thermocouple est de la plus haute importance puisque c'est celui-ci qui contrôle le chauffage des éléments du four. En fixant le thermocouple de contrôle le plus loin possible de l'ouverture du four et le plus près possible de la bague, l'erreur de surchauffage est grandement diminuée. C'est pourquoi, il est possible que dans les travaux de Legault (2019), les tresses aient été exposées à des températures bien plus élevées que les valeurs ciblées.

CONCLUSION

Les valves et les compresseurs sont des appareils très répandus dans les installations industrielles. Dans certaines applications, les fluides qui circulent au travers de ces assemblages sont à de haute pressions et à de hautes températures. Ainsi, les risques de fuites externes sont importants; ce qui rend le choix des composantes d'autant plus important puisqu'il doit tenir compte d'une multitude de facteurs. La prévention des émissions fugitives permet d'assurer la sécurité des travailleurs, la protection de l'environnement et d'augmenter la productivité. Afin de prévenir ces fuites, les systèmes doivent conçus adéquatement et tenir compte du comportement mécanique des garnitures et du reste du presse-étoupe. Les recherches portant sur l'étude de ces propriétés mécaniques sont nombreuses, mais seulement une pincée d'entre-elles considèrent l'effet de la température sur l'assemblage de presse-étoupe. C'est la raison pour laquelle ce projet est d'actualité puisqu'il permet de préparer le terrain pour les recherches sur l'étanchéité des presse-étoupes à haute température.

Les objectifs principaux de ce projet se découpent en quatre parties. Le premier de ces objectifs a été l'amélioration et la modification du banc d'essai et de l'environnement de travail. À la lumière des essais effectués par le passé, la revue des équipements de mesure était nécessaire. Puisque la température est le paramètre d'intérêt dans ce projet et que celle-ci possède une grande influence sur le fluage, les thermocouples ont tous été calibrés et remplacés au besoin. Afin de limiter l'effet du gradient de température dans le four, les thermocouples ont été fixés près les uns des autres. Étant donné que l'enregistrement de l'écrasement est essentiel pour étudier le fluage des modifications majeures ont eu lieu afin d'obtenir des résultats fidèles. L'ancien appareil de mesure de l'écrasement n'était pas suffisamment précis. Il était sujet au bruit électrique en plus d'être fortement influencé par toutes les variations de températures. Pour ces raisons l'ancien appareil de mesure de l'écrasement des tresses a été remplacé par des extensomètres calibrés et compensés thermiquement. L'installation de deux nouveaux LVDT a nécessité bon nombre de modifications supplémentaires du banc d'essai en plus du programme d'acquisitions de données.

Le deuxième objectif s'est accompli en parallèle du premier, c'est-à-dire la calibration des instruments ainsi que la création de procédures de calibration et de tests. Avant de débiter les tests, tous les appareils de prise de mesures ont été calibrés et testés afin de limiter la perte de précision. Cette phase du projet s'est avéré être celle qui a demandé le plus de temps puisque plusieurs problèmes devaient être adressés. Tout le temps investi à cette étape a permis de créer des bases solides pour ce projet, mais aussi pour les futurs utilisateurs du banc d'essai. En plus de la calibration, des assemblages et gabarits nécessaires pour réaliser cet étalonnage ont vu le jour. Ainsi, des procédures de calibrations ont été rédigées, des applications pour calibrer le matériel ont été créées et finalement toutes les procédures de tests ainsi que les méthodes de traitement de données ont été détaillées. Le banc d'essai n'a pas été le seul à subir autant de transformations puisque le programme d'acquisition de données LabVIEW a lui aussi été modifié. Parmi les modifications, il y a bien évidemment les ajustements dus aux nouveaux LVDT, mais aussi des améliorations fonctionnelles pour augmenter la précision des données et faciliter le traitement de données. Ces procédures de caractérisation, de calibration et de compensation thermique permettent d'offrir des points de repère aux futurs chercheurs. Toute cette documentation offre la possibilité de comparer autre chose que les données et offre la possibilité de reproduire pas à pas les tests entre les recherches.

Le troisième objectif a été de modéliser le comportement du fluage à partir des données expérimentales récoltées. Cet objectif est très important puisqu'il permet d'établir un tout premier modèle de prédiction du comportement de fluage qui intègre l'effet des hautes températures. À partir de ce modèle, la recherche du comportement des tresses peut être approfondie à l'aide d'outils puissants tel que ANSYS. Toutefois, à la lumière des résultats, la précision de la modélisation mathématique est étroitement liée aux données récoltées en plus du traitement de ces données. La grande limite de la modélisation du comportement mécanique des tresses est que le modèle n'est valide que pour le type de tresse utilisé. La composition des tresses, la géométrie ainsi que la quantité de tresses empilées dans une presse-étoupes peuvent grandement influencer le comportement du fluage et par le fait même invalider le modèle actuel. Ainsi, pour étoffer les ressources à la disposition des concepteurs de système de vannes ou de pompes, davantage de tests avec différentes garnitures mécaniques devront être réalisés.

Le dernier objectif a été la phase de test, soit l'étude du fluage d'un type de tresses mécanique à haute température. Le fluage est l'unique caractéristique mécanique à l'étude puisque ce projet fait suite à l'étude de Legault (2019). Son étude fait partie des premières à considérer l'effet de la température sur les caractéristiques mécaniques des garnitures. Ses résultats sont concluants bien que les courbes de fluage démontrent la présence de gonflement plutôt que d'écrasement à travers le temps. Ce phénomène a été identifié comme du dégazage et s'explique justement par l'exposition à de haute températures. Puisque la littérature contient très peu d'études similaires le phénomène de dégazage n'avait encore jamais été observé ni étudié. D'où l'importance de ce projet, qui a pour but d'approfondir l'analyse du phénomène en question tout en révisant dans un premier temps la précédente procédure de test et ensuite la qualité de la prise de mesures. C'est ce qui explique que ce projet est réalisé sur le même banc d'essai que Legault (2019) et que les garnitures utilisées sont identiques. Les seules différences dans les essais sont les températures ainsi que les pressions lors des tests. Ces deux paramètres étaient bien trop élevés à un point tel que le banc d'essai en a été endommagé.

Pour conclure, cette étude n'est pas arrivée aux mêmes conclusions que dans les travaux de Legault (2019) en ce qui concerne le dégazage lors des essais de fluage. Le banc d'essai ayant été la cible de plusieurs modifications est probablement l'une des raisons pour laquelle le dégazage n'a pas été observé dans ce projet. Une autre des raisons pour laquelle le dégazage n'est pas observé est probablement lié à la température à laquelle les tresses de vannes ont été exposées. Enfin, la modélisation mathématique a montré des résultats intéressants quant à la représentation et la prédictivité du fluage des garnitures mécaniques. Toutefois, il reste encore à déterminer la rigueur de la modélisation pour différents types de garnitures. Ainsi, l'étude du fluage sur tout type de tresse de vanne pourrait être approfondie à l'aide des éléments finis.

RECOMMANDATIONS

Les résultats de cet ouvrage ont permis d'accomplir plusieurs objectifs. L'amélioration du banc d'essai et du programme ont pour effet d'augmenter la précision des données récoltées, mais aussi de préparer le terrain pour les recherches futures. Bien que les résultats soient pertinents et que le modèle analytique du fluage du matériau de tresse testé semble adéquat quelques modifications peuvent encore être apportées.

1. La température est un paramètre influent en ce qui a trait à l'étanchéité des presse-étoupes. L'isolation du banc d'essai joue un rôle important afin de limiter les pertes de chaleurs au cœur du four. Avec l'isolation appropriée, il serait possible d'atteindre et de maintenir la température de consigne tout au long du test. L'autre enjeu important est la constance entre les tests.
2. Le système d'acquisition doit être en mesure d'enregistrer adéquatement les données récoltées lors des tests. Bien qu'il existe une multitude de système de contrôle et d'acquisition de données, cet appareil joue un rôle important et doit fonctionner de façon appropriée. Les variations sont souvent minimales d'un point à l'autre et il est impératif que toutes les formes de bruits soient filtrées. C'est pourquoi, un système d'acquisition récent permettant de récolter plusieurs points par seconde et d'effectuer une moyenne serait à envisager pour augmenter la précision.
3. Le banc d'essai et toutes les améliorations du matériel et des procédures sont un bon moyen d'assurer la fiabilité des données. Toutefois, afin de confirmer la pertinence des résultats il est inévitable de les comparer à d'autres ensembles de données. La revue de la littérature a démontré que les travaux considérant la chaleur lors de l'étude des propriétés mécaniques des composantes du presse-étoupe sont rares. C'est pourquoi, dans le but de confronter les résultats obtenus expérimentalement ainsi que le modèle théorique d'autres tests doivent inévitablement avoir lieu en suivant la même procédure ou une procédure équivalente.
4. Les garnitures que l'on retrouve dans les presse-étoupes peuvent être utilisées pendant des mois. En plus, dans certaines applications elles sont exposées à de hautes

température la majorité du temps. Ainsi, des tests de fluages s'étirant sur plusieurs jours, voire des mois permettraient d'obtenir un profil d'essai plus réaliste.

5. Le fluage en compression volumique est peu étudié et aucune loi ne présente clairement ce comportement mécanique. L'études actuelle se basent sur le fluage traditionnel, c'est-à-dire en traction ce qui est fort probablement différent. C'est pourquoi, dans le but de représenter fidèlement le comportement des garnitures mécaniques des études devraient se pencher sur cette propriété mécanique.
6. Lors de ce test, un seul type de garniture a été testé puisqu'une bonne partie de ce projet a été dédiée à l'amélioration du banc d'essai et à la calibration. Or, il serait pertinent d'étudier le fluage dans des conditions identiques sur des tresses de composition complètement différentes. Cela permettant d'approfondir les connaissances sur le fluage en compression volumique.

BIBLIOGRAPHIE

- API-622. (2011). Type testing of process valve packing for fugitive emissions. *American Petroleum Industries*.
- API-624. (2011). Type Testing of Rising Stem Valves Equipped with Flexible Graphite Packing for Fugitive Emissions. *American Petroleum Industries*.
- Assured Automation. (2020). Repéré à <https://assuredautomation.com/actuated-valve-training/types-of-valves.php>
- Bayreuther, D. (2012). *Fugitive Emission Testing and Certification for Valves* présentée à Valve Manufacturers Association of America, 2012 Technical Seminar Presentations, Houston, TX.
- Betten, J. (2008). *Creep mechanics*. Springer Science & Business Media.
- Diany, M., & Bouzid, A.-H. (2009a). Analytical evaluation of stresses and displacements of stuffing-box packing based on a flexibility analysis. *Tribology International*, 42(6), 980-986. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2009.02.002>
- Diany, M., & Bouzid, A.-H. (2009b). Short term relaxation modeling of valve stem packings. *Journal of Tribology*, 131(3), 032-201. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3118787>
- Diany, M., & Bouzid, A.-H. (2011). An Experimental-Numerical Procedure for Stuffing Box Packing Characterization and Leak Tests. *Journal of Tribology*, 133(1), 012-201. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.4002929>
- Diany, M., & Bouzid, A.-H. (2012). Creep constitutive law of packing materials based on relaxation tests. *Journal of Tribology*, 134(1), 012-202. doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.4005773>
- Henri, V., Dantras, E., Lacabanne, C., Dieudonne, A., & Koliatene, F. (2020). Thermal ageing of PTFE in the melted state: Influence of interdiffusion on the physicochemical structure. *Polymer Degradation and Stability*, 171. doi: <https://dx.doi.org/10.1016/j.polymdegradstab.2019.109053>
- ISO-15848-1. (2015). Robinetterie industrielle - Mesurage, essais et modes opératoires de qualification pour émissions fugitives - Partie 1: Système de classification et modes opératoires de qualification pour les essais de type des appareils de robinetterie. *Organisation internationale de normalisation*.

- ISO-15848-2. (2015). Robinetterie industrielle - Mesurage, essais et modes opératoires de qualification pour émissions fugitives - Partie 2: Essais de réception en production des appareils de robinetterie. *Organisation internationale de normalisation*.
- Kazeminia, M., & Bouzid, A.-H. (2015). Analysis of stresses and strain in packed stuffing-boxes. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 137(5), 011-009. doi: <https://doi.org/10.1115/1.4040493>
- Kazeminia, M., & Bouzid, A.-H. (2016). Characterization and modeling of time-dependent behaviour of braided packing rings. Dans *ASME 2016 Pressure Vessels and Piping Conference, PVP 2016, July 17, 2016 - July 21, 2016* (Vol. 2, pp. Pressure Vessels and Piping Division). American Society of Mechanical Engineers (ASME). doi: 10.1115/PVP2016-63726. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1115/PVP2016-63726>
- Legault, X. (2019). *Caractérisation mécanique des tresses de valves à haute température* (Mémoire de maîtrise, École de technologie supérieure, Montréal). Repéré à Espace ÉTS. <https://espace.etsmtl.ca/id/eprint/2260>
- Ochonski, W. (1988). Radial stress distribution and friction forces in a soft-packed stuffing-box seal. *Tribology International*, 21(1), 31-38. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0301-679X\(88\)90125-9](http://dx.doi.org/10.1016/0301-679X(88)90125-9)
- Rae, P. J., & Dattelbaum, D. M. (2004). The properties of poly(tetrafluoroethylene) (PTFE) in compression. *Polymer*, 45(22), 7615-7625. doi: <https://doi.org/10.1016/j.polymer.2004.08.064>
- Tashiro, H., & Yoshida, F. (1990). Stress relaxation of gland packings and its modeling. *JSME international journal. Ser. 3, Vibration, control engineering, engineering for industry*, 33(2), 219-223. doi: <https://doi.org/10.1299/jsmec1988.33.219>
- Viéville, E. (2018). *Caractérisation et modélisation du comportement mécanique d'éléments d'étanchéité par presse garniture* (thèse doctorale, Université de Bretagne Sud, France). Repéré à <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01961352>
- Zhao, Z. (2017). *Effect of temperature on the relaxation of polyvinyl chloride flanges* (École de technologie supérieure). Repéré à <https://espace.etsmtl.ca/id/eprint/1936>

