

Conception d'une micromachine de traction à chaud sous atmosphère contrôlée

par

James William Tcheumanak CHUITCHEU IV TCHOUAMBE

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 28 SEPTEMBRE 2018

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



James William Tcheumanak CHUITCHEU IV TCHOUAMBE, 2018



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Philippe Bocher, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

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

M. Vincent Demers, 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 13 SEPTEMBRE 2018

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Ma profonde gratitude s'adresse en outre à (ou au) :

- Professeur Philippe Bocher, mon directeur de recherche, professeur titulaire à l'École de technologie supérieure (ÉTS), qui m'a incessamment soutenu dans ma recherche. Merci pour le soutien, la prise en charge sans pareil et la minutie dont il a fait preuve à mon égard et à l'endroit de mon travail, lui donnant ainsi un intérêt considérable ;
- Ma maman chérie KAMENI DJOUBISSIE Merline Philidor, je manque les mots pour t'exprimer tout ce que tu as fait et continue de faire pour moi. Je te remercie de ton sacrifice pour ma réussite académique et des apports de toutes natures que tu as toujours mis à ma disposition pour que je ne manque de rien. Merci également pour tes conseils de vie et de responsabilité, je les porterai gravé dans mon cœur toute ma vie ;
- Maman NGOUDJO Jacqueline, pour tout ce que tu as fait pour moi durant mes cinq (05) de formation dans mon école d'ingénieur. Merci pour la mère que tu représentes pour moi ;
- NPANANG NGATCHOU Robert Clovis et DEUGOUÉ Edwige pour avoir accepté de m'héberger dans leur maison. Cela n'a pas toujours été facile de m'avoir dans votre maison, mais vous m'avez supportés, conseillés, nourris et aujourd'hui, je vous dis un grand merci ;
- Damien Texier, pour ses orientations pragmatiques qui ont su me diriger vers les bonnes solutions technologiques à adopter pour réussir ma conception ;
- Daniel Rousse, pour son conseil face à mon approche pour dimensionner mon four thermique ;
- Mes grands-mamans DEUGOUÉ Octavie et Manikam Suzanne, pour les piliers que vous êtes pour notre famille ;
- Mes amis Dchappi, Edouard, Obioni, Banda, Nguessom, Awono, Morane, Lareine, je vous remercie d'exister et de faire partie de ma vie ;

VI

- Mes amis du canada : Francesco Touani Kameni, Ibrahim Ousman Bakou Fils et Mathieu FOKWA SOH. Je remercie le ciel de vous avoir connu tous autant que vous êtes, ce fut deux (02) années de moments intenses passés avec vous ;
- Mes frères : Ivan, Arole, Marlyse, Patricia, Vanessa, Idrix, Yann, Célia, Shéna, Maéla, Kérianne, Kailla, Yohan, Valérie, Emma, chris, james, Pamela, Émi, Shékina, Manuel ;
- Mes oncles et tantes : Michel, Silvie, Edwige, Appoline, Victor, Francis, Chantal, Arlette, Hubert, Anne, Joseph, Roger, Solange ;
- Tous mes camarades de promotion dont j'ai fait la connaissance pour leur collaboration et leur solidarité dont ils ont toujours su faire l'état de l'art ;
- Ma famille, qui a toujours été au chevet de mes désirs et de mon avenir ;
- Tcheumanak Tchouambe Carlozodes, même si on aura peut-être jamais le temps de se connaître dans cette vie, je tiens tout de même à te dire merci pour tout ;
- Bertrand Simo Toumping et sa maman, pour le soutien et la confiance inconditionnels qu'ils ont offerts à ma maman chérie durant toutes ces années. Que Dieu vous le rende au centuple ;
- Mes amis ingénieurs, particulièrement à toi Somen Diego, tu es le meilleur ;
- Sébastien Lacorre, pour son ouverture d'esprit et la disponibilité dont il a bien voulu m'en faire profiter ;
- À mon amour NGOUOKO MEGAGUEM Sorelle pour l'amour qu'elle me donne continuellement.

À toutes les personnes qui de près ou de loin ont contribué à l'élaboration de ce travail. Un grand merci.

CONCEPTION D'UNE MICROMACHINE DE TRACTION À CHAUD SOUS ATMOSPHERE CONTRÔLÉE

James William Tcheumanak CHUITCHEU IV TCHOUAMBE

RÉSUMÉ

Les matériaux utilisés dans les chambres à combustion sont exposés à des températures élevées et à des contraintes significatives qui entraînent une évolution des microstructures et des propriétés mécaniques dans le temps. Il devient donc important de quantifier et d'intégrer ces évolutions microstructurales dans le dimensionnement des pièces de structures. La caractérisation expérimentale de ces matériaux à des échelles fines équivalent à l'ordre de grandeur des gradients de microstructure générés reste délicate, en particulier à haute température. Afin de rendre cette caractérisation faisable, le projet OGFPA financé par le ministère de l'économie, de la science et de l'innovation québécois (PSR-PSIIRI 954-Volet 4) a été mis sur pieds en collaboration avec l'entreprise INTERCOVAMEX et le laboratoire LOFPA ayant pour but, entre autre, de concevoir et fabriquer une machine de traction à chaud sous atmosphère contrôlée pour la réalisation des essais de traction sur les échantillons minces. Le présent travail de maîtrise couvrira par conséquent la problématique suivante : comment déformer en traction un échantillon mince et le chauffer uniformément à haute température tout en maîtrisant les conditions d'atmosphères ?

Pour répondre à cette problématique, une analyse fonctionnelle détaillée de la machine a été faite et un schéma de principe de la structure de la machine a été proposé. Un modèle 3D de la machine a été construit à la suite de l'obtention des dimensions réelles de chacune des pièces constituantes de la machine, et des simulations numériques ont permis de valider les calculs analytiques de dimensionnement effectués.

La conception de la machine est validée numériquement. La prochaine étape sera la fabrication de la machine proprement dite afin d'ajuster les points manquants et la rendre fonctionnelle.

Mots clés : machine de traction, haute température, atmosphère contrôlée, instrumentations à haute température, matériaux à haute température, unité de chauffage, enceinte étanche.

CONCEPTION D'UNE MICROMACHINE DE TRACTION À CHAUD SOUS ATMOSPHERE CONTRÔLÉE

James William Tcheumanak CHUITCHEU IV TCHOUAMBE

ABSTRACT

The materials used in combustion chambers are exposed to high temperatures and significant stresses that cause changes in microstructures and mechanical properties over time. It is therefore important to quantify and integrate these microstructural evolutions in the dimensioning of structural parts. The experimental characterization of these materials at fine scales equivalent to the order of magnitude of the generated microstructural gradients remains delicate, especially at high temperature. In order to make this characterization feasible, the OGFPA project funded by the Quebec Ministry of Economy, Science and Innovation (PSR-PSIIRI 954-Part 4) was set up in collaboration with INTERCOVAMEX and the LOFPA laboratory whose goal is, among other things, to design and manufacture a controlled atmosphere hot draft machine for carrying out tensile tests on thin samples. The present mastery work will therefore cover the following problem: how to deform a thin sample in tension and heat it uniformly at high temperature while controlling the atmospheric conditions? To answer this problem, a detailed functional analysis of the machine was made and a schematic diagram of the structure of the machine was proposed. A 3D model of the machine was constructed after obtaining the actual dimensions of each of the component parts of the machine, and numerical simulations allowed to validate the analytical design calculations performed.

The design of the machine is validated numerically. The next step will be the manufacture of the machine itself in order to adjust the missing points and make it functional.

Key words: traction machine, high temperature, controlled atmosphere, high temperature instrumentation, high temperature materials, heating unit, sealed enclosure.

TABLE DES MATIÈRES

Page	
	INTRODUCTION 1
	CHAPITRE 1 MISE EN SITUATION 5
1.1	Contexte de la recherche 5
1.2	Objet du test 5
1.3	Problématique 5
1.3.1	Position du problème 5
1.4	Limites de la recherche 6
	CHAPITRE 2 REVUE DE LA LITTÉRATURE SUR LES MACHINES DE TRACTION À HAUTE TEMPÉRATURE 7
2.1	Définition d'une machine de traction 7
2.2	Machine de traction à haute température 7
2.2.1	Notion de haute température 7
2.3	Points essentiels de la conception d'une micromachine de traction à haute température 8
2.3.1	Le choix d'une atmosphère contrôlée 9
2.3.1.1	Solution d'enceinte retenue dans la présente recherche 11
2.3.2	La ligne de traction à haute température 12
2.3.3	Différentes solutions d'amarrage pour des essais de traction à haute température pour des échantillons minces 13
2.3.3.1	Amarrage par collage 14
2.3.3.2	Mors serrant par retour élastique 14
2.3.3.3	Mors autoserrant avec coins 15
2.3.4	Matériaux pour solution d'amarrage à haute température 17
2.3.5	L'unité de chauffage 18
2.4	Le four à lampes halogènes, la mesure de la température et la régulation 18
2.4.1	Présentation de la lampe halogène 18
2.4.2	Le four à lampes halogènes 19
2.4.3	Refroidissement des lampes 22
2.5	Instrumentations utilisées pour la collecte des données d'essai d'une machine de traction 24
2.5.1	Mesures de la déformation des échantillons micrométriques 25
2.5.2	Mesures et régulation de la température des micro-éprouvettes 27
2.6	Objectifs spécifiques de la recherche 31
	CHAPITRE 3 CHOIX DE LA MÉTHODE DE CONCEPTION ET DE LA MÉTHODOLOGIE DE DIMENSIONNEMENT 33
3.1	Choix de la méthode de conception de la machine 33
3.2	Choix de la méthode de dimensionnement 35

CHAPITRE 4	ÉTUDE DU DIMENSIONNEMENT DE LA MACHINE	39
4.1	Synoptique de la conception de la machine	42
4.2	Vue générale de la solution de conception de la micromachine proposée	43
4.3	Dimensionnement du four thermique	44
4.3.1	Questions à répondre pour la conception du four thermique	45
4.3.2	Choix du matériau du four thermique	45
4.3.2.1	Critères de choix du matériau	45
4.3.3	Constitution du four thermique	46
4.3.3.1	Calcul de la surface des parois du corps principal du four en aluminium	51
4.3.3.2	Calcul de la surface de l'échantillon	52
4.3.3.3	Expressions des échanges thermiques dans le four	52
4.3.3.4	Détermination des lampes halogènes	53
4.3.3.5	Calcul de l'épaisseur du four en aluminium	54
4.3.3.6	Calcul de la puissance des lampes halogènes	55
4.3.4	Vérification numérique de la résistance du four thermique à la haute température	56
4.3.4.1	Résultats et discussions de l'étude thermique stationnaire	59
4.4	Dimensionnement à la résistance mécanique des éléments de l'enceinte étanche	60
4.4.1	Dimensionnement de la partie cylindrique de l'enceinte étanche	60
4.4.1.1	Hypothèses de dimensionnement	60
4.4.1.2	Critères de choix du matériau de la partie cylindrique	61
4.4.1.3	Détermination de l'épaisseur de la partie cylindrique de l'enceinte	61
4.4.1.4	Vérification analytique	65
4.4.1.5	Vérification numérique de la résistance à la rupture	67
4.4.2	Dimensionnement des boulons pour la réalisation de l'étanchéité de l'enceinte étanche	69
4.4.2.1	Mise en situation	69
4.4.2.2	Choix des classes de vis et d'écrou	69
4.4.2.3	Calcul de la résistance mécanique des boulons	70
4.4.2.4	Détermination du nombre de boulons nécessaires et de leur diamètre	72
4.4.2.5	Méthode semi-empirique	72
4.4.2.6	Application de la méthode semi-empirique	72
4.4.2.7	Vérification numérique du système vis-écrou	76
4.4.3	Dimensionnement de la couronne de l'enceinte étanche	79
4.4.3.1	Questions pour le dimensionnement de la couronne	79
4.4.3.2	Hypothèses de dimensionnement	79
4.4.3.3	Critères de choix du matériau	79
4.4.3.4	Détermination de l'épaisseur minimale de la couronne	80
4.4.3.5	Contraintes maximales dans la couronne	81
4.4.3.6	Résultats et vérification numérique de la résistance	83
4.4.4	Dimensionnement du couvercle de l'enceinte étanche	85
4.4.4.1	Questions pour le dimensionnement du couvercle	86

4.4.4.2	Hypothèses de dimensionnement.....	86
4.4.4.3	Critères de choix du matériau du couvercle de l'enceinte	86
4.4.4.4	Détermination de l'épaisseur minimale du couvercle.....	86
4.4.4.5	Conditions de résistance du couvercle.....	87
4.4.4.6	Vérification numérique de la résistance du couvercle	93
4.4.5	Dimensionnement du fond plat circulaire de l'enceinte cylindrique étanche.....	95
4.4.5.1	Mise en situation	95
4.4.5.2	Questions pour le dimensionnement du fond plat circulaire	96
4.4.5.3	Hypothèses de dimensionnement.....	96
4.4.5.4	Choix du matériau.....	97
4.4.5.5	Détermination de l'épaisseur minimale du fond plat.....	97
4.4.5.6	Conditions de résistance du fond plat circulaire	97
4.4.5.7	Contrainte maximale sur le fond plat circulaire.....	98
4.4.5.8	Vérification numérique de la résistance.....	102
4.5	Dimensionnement de la ligne de traction.....	104
4.5.1	Calcul des diamètres des arbres	105
4.5.1.1	Mise en situation	105
4.5.1.2	Questions pour le dimensionnement des arbres.....	105
4.5.1.3	Hypothèses de dimensionnement.....	105
4.5.1.4	Choix du matériau.....	105
4.5.1.5	Condition de résistance des arbres.....	107
CONCLUSION.....		111
ANNEXE I	Choix du coefficient de sécurité en fonction des conditions de calcul	115
ANNEXE II	Coefficients de concentration des contraintes.....	117
ANNEXE III	Valeurs des coefficients k et k1 pour différents cas tirée de (SYS 805, chapitre 4-2, Automne 2016)	119
ANNEXE IV	Pyromètre optique utilisé dans cette recherche pour la mesure de la température	121
ANNEXE V	Accessoires du pyromètre optique	123
ANNEXE VI	Intérieur du four thermique.....	125
ANNEXE VII	Dessin d'ensemble et encombrement de la machine	127
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		129

LISTE DES TABLEAUX

		Page
Tableau 2.1	Comparaison des performances du four à résistance et du four optique à lampes adapté de (Rozhkov, 1988).....	19
Tableau 3.1	Étude comparative des méthodes de conception	34
Tableau 3.2	Étapes de l'analyse de la valeur	35

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 2.1	Vue d'ensemble de la solution de l'enceinte étanche10
Figure 2.2	Détail de la ligne de traction "partie chaude"13
Figure 2.3	Différentes solutions d'amarrage : a) Collage céramique,.....16
Figure 2.4	Four optique elliptique tirée de (Rozhkov, 1988).....20
Figure 2.5	Four à lampes : a) vue générale,22
Figure 2.6	Principe de refroidissement des lampes halogènes.....23
Figure 2.7	Vue de face de l'invention portant sur le dispositif de refroidissement24
Figure 2.8	Rubans en platine utilisés pour la calibration29
Figure 3.1	Étapes de la méthode de dimensionnement à la résistance.....38
Figure 4.1	Géométrie des éprouvettes plates de traction d'épaisseur40
Figure 4.2	Analyse fonctionnelle de la micromachine de traction à chaud sous atmosphère contrôlée41
Figure 4.3	Schéma structurel de la micromachine42
Figure 4.4	Vue globale de la micromachine de traction.....44
Figure 4.5	Géométrie d'une ellipse d'un four thermique48
Figure 4.6	Partie centrale du four à miroir50
Figure 4.7	Partie inférieure du four à miroir50
Figure 4.8	Partie supérieure du four à miroir50
Figure 4.9	Approximation de la section d'une demi-ellipse.....51
Figure 4.10	Caractéristiques du rayonnement des lampes. La surface en violet représente la surface qui reçoit le rayonnement direct des lampes halogènes.....57

Figure 4.11	Caractéristiques du fluide de refroidissement. Les trous en rouge sont des trous de circulation de l'eau glycolée.....	57
Figure 4.12	Caractéristiques de la convection de l'air ambiant avec la surface externe du corps principal du four.....	58
Figure 4.13	Caractéristiques de la convection.....	58
Figure 4.14	Résultat de l'étude thermique stationnaire de la partie principale.....	59
Figure 4.15	Diagramme des corps libres du cylindre.....	62
Figure 4.16	Résultat de l'étude thermique stationnaire.....	67
Figure 4.17	Contrainte équivalente de Von Mises.....	68
Figure 4.18	Longueur de la vis pour l'assemblage de deux membrures.....	69
Figure 4.19	Valeurs normalisées de classe de qualité de vis et écrous.....	70
Figure 4.20	Table pour le choix du matériau de la vis et de l'écrou.....	71
Figure 4.21	Maillage du système vis-écrou.....	76
Figure 4.22	Résultats de la contrainte axiale et la déformation totale.....	77
Figure 4.23	Nouvelle modélisation de la plaque.....	82
Figure 4.24	Résultat de l'étude thermique stationnaire.....	84
Figure 4.25	Contrainte équivalente de Von Mises.....	85
Figure 4.26	Modèle du couvercle avec les efforts qui lui sont appliqués.....	88
Figure 4.27	Modèle simplifié du couvercle.....	88
Figure 4.28	Plaque circulaire encastrée à son extrémité et soumise.....	89
Figure 4.29	Plaque circulaire encastrée à son extrémité et.....	89
Figure 4.30	Plaque circulaire encastrée en son rayon extérieur et.....	90
Figure 4.31	Plaque circulaire encastrée à son rayon extérieur et.....	90
Figure 4.32	Modèle 3D du couvercle.....	93
Figure 4.33	Résultats de l'étude thermique stationnaire.....	94

Figure 4.34	Contrainte équivalente de Von Mises	95
Figure 4.35	Modèle du fond plat avec son chargement réel	98
Figure 4.36	Modèle simplifié du fond plat avec un chargement reflétant la réalité.....	99
Figure 4.37	Plaque circulaire appuyée à son rayon extérieur et.....	99
Figure 4.38	Plaque circulaire appuyée en son rayon intérieur et	100
Figure 4.39	Plaque circulaire appuyée en son rayon intérieur et	100
Figure 4.40	Modèle 3D du fond plat circulaire	102
Figure 4.41	Résultats de l'étude thermique stationnaire.....	103
Figure 4.42	Contrainte équivalente de Von Mises	104
Figure 4.43	Propriétés de traction de matériaux comme une fonction.....	107

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ASME : American Society of Mechanical Engineers

C.d.C.F : Cahier de charge fonctionnel

CMOS : Complementary metal-oxide-semiconductor

DCL : Diagramme des corps libres

DIC : Digital Image Correlation

E.M.E : Élément du milieu extérieur

FAST : Function Analysis System Technique

ISDG : Interferometric Strain/Displacement

LOPFA : Laboratoire d'optimisation des procédés de fabrication en aéronautique

PID : Proportional-integral-derivative controller

RDM : Résistance des matériaux

UHV : Ultra High Vacuum

U V : UltraViolet

YSZ : Yttria-stabilized zirconia

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

T_e : Température de l'échantillon [$^{\circ}\text{C}$]

T_{air} : Température moyenne de l'air [$^{\circ}\text{C}$]

ε_e : Émissivité de l'échantillon pris par hypothèse [sans dimension]

λ_{Al} : Conductivité de l'aluminium [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]

A_{Te} : Surface totale libre de l'échantillon [m^2]

A_{Tpf} : Surface totale des parois elliptiques du four thermique en aluminium [m^2]

e_{pf} : Épaisseur des parois du four thermique en aluminium [m]

ΔT_{pf} : Température des parois du four thermique à ne pas dépasser pour des questions de sécurité [$^{\circ}\text{C}$]

ε_{Al} : Émissivité des parois du four thermique en aluminium [sans dimension]

σ_{sb} : Constante de Stephen-Boltzman [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$]

Φ_1 : Puissance de l'échange convectif entre l'air et les surfaces libres de l'échantillon [W]

Φ_2 : Puissance de l'échange convectif entre l'air et les parois du four en aluminium [W]

Φ_3 : Puissance du transfert par conduction à travers les parois du bloc d'aluminium [W]

Φ_4 : Puissance émise par le rayonnement de l'échantillon vers les parois du four [W]

Φ_5 : Puissance émise par le rayonnement des parois du four vers l'échantillon [W]

r_c : Rayon du cercle dont la dimension circonférentielle épouse la forme elliptique du bloc d'aluminium [m]

θ_c : Angle balayant l'arc de cercle épousant la forme elliptique du four en aluminium [rad]

h_{four} : est la hauteur suivant l'axe verticale du four [m]

$S_{paroi_unitaire}$: Surface d'une parcelle de la forme quadrielliptique [m^2]

L_{arc} : Longueur de l'arc épousant la forme elliptique du four [m]

T_{int} : Température de la face interne du four [$^{\circ}\text{C}$]

T_{ext} : Température de la face extérieure du four [$^{\circ}\text{C}$]

P_{perdue} : Puissance perdue par un mètre carré de la paroi en aluminium à la température maximale en régime stabilisé [W]

P_{lampe} : Puissance d'une lampe halogène [W]

$Perte_{totale}$: Puissance thermique totale perdue [W]

F_b : Force totale qui agit dans les boulons [N]

F_g : Force totale qui agit sur le joint d'étanchéité [N]

G : Diamètre moyen du joint d'étanchéité [m]

p : Pression du fluide [Pa]

S_A : Limite d'assemblage [Pa]

m : Niveau de contrainte minimal [sans dimension]

$(F_b)_1$: Force qui agit dans les boulons lorsque la pression est nulle [N]

$(F_b)_2$: Force minimale qui peut agir sur le joint d'étanchéité [N]

p_i : Pression intérieure de l'enceinte étanche [Pa]

E_b : Contrainte qui agit dans les boulons [Pa]

t_{joint} : Épaisseur du joint d'étanchéité [m]

D_e : Diamètre extérieur [m]

$T_{traction}$: Effort maximal de traction [N]

A_b : Section des boulons [m^2]

F : Effort total dans les boulons [N]

p_{cercle} : Périmètre du cercle sur lequel sont répartis les centres des sections des boulons [m]

esp : est l'espacement circonférentiel entre deux boulons consécutifs [m]

n_b : Nombre de boulons à utiliser [sans dimension]

d_b : Diamètre des boulons [m]

$\sigma_{rr1}(r)$: Contrainte radiale dépendant de la variable r [Pa]

$\sigma_{\theta\theta1}(r)$: Contrainte octaédrique dépendant de la variable r [Pa]

R_e : Rayon extérieur [m]

R_i : Rayon intérieur [m]

r : Position radiale [m]

ν : Coefficient de poisson [sans dimension]

- t : Épaisseur d'une plaque [m]
 t_{min} : Épaisseur minimale [m]
 K_t : Coefficient de concentration [*sans dimension*]
 σ_y : Limite élastique du matériau [Pa]
 s : Coefficient de sécurité [*sans dimension*]
 P_T : Pression résultante s'appliquant sur la plaque [Pa]
 $Sup(f(r))$: Valeur maximum prise par la fonction $f(r)$ [Pa]
 P_{ch} : Poids de la structure [N]
 S_u : Section utile de la couronne [m^2]
 E : Valeur effective d'une grandeur caractéristique [*avec dimension quelconque*]
 L : la valeur limite d'une grandeur caractéristique [*avec dimension quelconque*]
 L_e : Longueur de l'échantillon [m]
 l_e : Largeur de l'échantillon [m]
 e_e : Épaisseur de l'échantillon [m]
 $t_{réelle}$: Épaisseur minimale requise pour la partie cylindrique [m]
 t_{min} : Épaisseur théorique calculée suivant le critère de Von Mises [m]
 t_c : Épaisseur qui tient compte de la corrosion à long terme [m]
 D_c : Diamètre du cercle sur lequel sont répartis équitablement les boulons [m]
 D_e : Diamètre extérieur de la couronne [m]
 a_c : Taille de défaut critique [m]
 a_0 : Taille du défaut initiale [m]

INTRODUCTION

L'intérêt croissant pour maximiser l'espace de conception et la performance des structures à haute température dans divers secteurs (aéronautiques, aérospatiales, énergétiques, gestion des déchets) conduits à la nécessité de développer de nouveaux matériaux, mais aussi de mieux comprendre le comportement des matériaux à haute température à différentes échelles allant de la structure à la microstructure (Alam, Eastman, Jo, & Hemker, 2016). En effet, certaines pièces, comme les moteurs d'avion à réaction, doivent résister à de très hautes températures (températures supérieures à 1200°C) et en plus doivent offrir une bonne durabilité dans des atmosphères relativement sévères (Aeronews, 2015). Caractériser, modéliser, simuler et prédire la réponse mécanique des matériaux à des températures élevées et à des échelles de plus en plus fines sont devenues des objectifs principaux des communautés industrielles et académiques.

Ces matériaux, du fait des sollicitations externes (température, chargement mécanique, environnement) auxquelles ils sont soumis, évoluent dans le temps (Wilkinson & Gostelow, 1994). Il devient dès lors primordial d'intégrer les évolutions microstructurales et les propriétés mécaniques locales dans le dimensionnement des pièces ou composants de structure. La caractérisation expérimentale de ces matériaux à l'échelle de ce gradient de microstructure et de propriétés reste délicate, d'autant plus à haute température. Afin d'obtenir ces données matériaux, il est nécessaire d'effectuer des essais mécaniques sur des échantillons de taille représentative du gradient de microstructure et de propriétés, c'est-à-dire sur des échantillons de taille micrométriques (quelques microns d'épaisseur), mais aussi sur des échantillons de taille conventionnelle (quelques millimètres d'épaisseur). D'où la nécessité de développer des bancs de caractérisation multiéchelle dans le but d'alimenter les modèles de dimensionnement, de comportement, de prédiction de durée de vie, afin d'obtenir des propriétés locales de matériaux et évolutives dans le temps. Tester des matériaux aussi minces dans cette gamme de température (allant de la température ambiante à des températures avoisinant les 1200°C) en maîtrisant les effets d'atmosphères est un véritable challenge. Notre but est de chauffer uniformément un échantillon mince aux alentours de 1200°C dans une atmosphère contrôlée.

Cette problématique (caractérisation des matériaux à haute température par l'emploi d'échantillons ultraminces) a fait l'objet de quelques développements de bancs d'essai, et ce depuis les débuts des années 2000 (Zupan, Hayden, Boehlert, & Hemker, 2001) (équipe du prof. K.J. Hemker à l'université Johns Hopkins) (Hemker & Sharpe Jr, 2007). L'adaptation des outils employés en caractérisation micro-optoélectronique aux hautes températures a permis les prémices de caractérisation à plus de 1000°C d'échantillons dits « freestanding » via le chauffage par effet Joule (épaisseur d'échantillons allant de 10 à 100 microns et une largeur de plusieurs centaines de microns). Des développements similaires ont été mis en place par Alam *et al.* (2016) pour la réalisation d'essais uniaxiaux sur des alliages réfractaires de la température ambiante jusqu'à 1200°C.

Le développement récent de bancs de caractérisation micromécanique sous atmosphère contrôlée avec chauffage par four à lampes infrarouges a permis de palier aux limitations thermiques associées à la déformation des échantillons durant l'essai mécanique (D Texier, Monceau, Salabura, Mainguy, & Andrieu, 2016) (Damien Texier, 2013). Ces bancs d'essai avaient l'avantage de permettre la réalisation d'essais à très haute température (au-delà de 1100°C) sous atmosphère contrôlée, mais rencontrent des limites par rapport au besoin qui doit être comblé dans notre recherche vis-à-vis d'atmosphères corrosives. De plus, leur solution de conception ne permet pas une manipulation aisée pour la mise en place d'échantillons ultraminces, demandant une dextérité conséquente. Cependant, cette dernière étude a permis de lever des verrous scientifiques et technologiques et a pu démontrer la faisabilité de ce type d'essais mécaniques délicats à mettre en œuvre sur revêtements aéronautiques et leur influence sur le substrat (Damien Texier, Monceau, Crabos, & Andrieu, 2017) (Damien Texier, Monceau, Hervier, & Andrieu, 2016).

L'objectif global de ce projet de recherche est de proposer le développement d'un prototype de caractérisation micromécanique permettant d'avoir une uniformité de la température sur le corps de l'échantillon testé par l'entremise des essais à haute température (jusqu'à 1200°C) sous atmosphère contrôlée (atmosphères neutres, corrosives et oxydantes), tout en étant capable d'aller chercher les informations (déformations macroscopiques et locales,

température) sur ces échantillons sans contact en utilisant des techniques récentes appliquées à la photomécanique. Pour accomplir cet objectif global, nous franchirons les objectifs spécifiques suivants : faire une analyse fonctionnelle de la machine, faire un schéma de principe de la machine, faire un choix de matériau adéquat pour chaque composant de machine, dimensionner les éléments de machine de façon à obtenir les dimensions réelles et faire un dessin d'ensemble de la solution présenté au schéma de principe.

Ces travaux de recherche s'inscrivent dans le projet OGFPA financé par le Ministère de l'Économie, de la Science et de l'Innovation (MESI) québécois (PSR-PSIIRI 954 – Volet 4) porté par le professeur Philippe BOCHER à l'ÉTS. Le développement de ce banc d'essai fait l'objet de ce projet de Maîtrise Recherche. Ce dernier est réalisé en étroite collaboration avec Jean-Marc ZISA, directeur de l'entreprise Instruments INNOVATORR Inc. et INTERCOVAMEX et avec Damien TEXIER, chargé de recherche CNRS à l'Institut Clément Ader – UMR CNRS 5312.

Le chapitre 1 précise le contexte autour duquel le travail de conception de la micromachine devra évoluer. Il met en avant les particularités des échantillons à prendre en compte avant de commencer la conception de la micromachine, ainsi que les différentes spécifications techniques à prendre en compte pour remplir l'objectif global de conception. La problématique reprecise les enjeux de cette conception et sera solutionner par les objectifs qui seront dévoilés tout au long de la lecture. Le chapitre 2 fera une revue de littérature des machines de traction à haute température. Il fait ressortir les différents challenges (problèmes) que pose la conception des machines à haute température tout en présentant les solutions existantes à nos jours et leurs limites. Il fait mention des solutions que nous retiendrons pour la conception de la présente recherche. Il détaille les outils analytiques conceptuels qui ont été utilisés pour réaliser cette conception par le choix d'une méthode de conception et d'une méthode de dimensionnement. Le chapitre 3 parle des généralités sur la conception mécanique et présente les différentes méthodes de conceptions, leurs points forts et faibles. Cette analyse des méthodes de conception permettra de statuer sur l'Analyse de la Valeur comme la méthode de conception adaptée pour cette présente recherche. Il fait également le choix du

dimensionnement à la résistance comme méthodologie de dimensionnement des pièces constituant de la machine qui sera conçue dans la présente recherche.

Le chapitre 4 représente le cœur du travail qui sera réalisé tout au long de cette recherche. Il sera le chapitre dans lequel seront expliqués les choix qui ont guidé le travail de conception, les calculs analytiques puis numériques qui ont permis de dimensionner et de valider la conception. Les chapitres chargés de parler de la fabrication proprement dite du banc d'essai, les précisions sur le déroulement des essais et la validation expérimentale de la conception de la machine ne seront pas abordés dans le cadre de la présente recherche, mais feront office de recommandations et perspectives. La conclusion de cette recherche débouchera sur la validation des objectifs initiaux et les recommandations qui seront mentionnées donneront une voix d'amélioration de la conception de la micromachine en vue d'optimiser la machine en elle-même.

CHAPITRE 1

MISE EN SITUATION

1.1 Contexte de la recherche

Qu'il s'agisse d'une machine d'essai ou d'un équipement quelconque, son élaboration ou sa conception exige une bonne compréhension des différentes fonctions à satisfaire, et spécifiquement pour une machine d'essai, elle exige une bonne connaissance des essais à effectuer, des différents systèmes à tester et de toutes les contraintes qui s'y rapportent. Une machine d'essai permet de réaliser des essais mécaniques utilisés pour optimiser le fonctionnement de certaines pièces. Cette optimisation peut se formuler dans le besoin de comparer les propriétés de matériaux (plus résistant, plus léger).

1.2 Objet du test

Le design d'un banc d'essai nécessite de recueillir un certain nombre de paramètres sur le composant à tester et sur les fonctions à remplir par ledit banc d'essai afin de guider l'effort de conception. Ces paramètres et fonctions sont énoncés dans un cahier de charges qui permettent de limiter la conception et faciliter les choix de concepts et technologies par exemple. Le banc d'essai qui sera conçu dans ce mémoire devra être capable de tester plusieurs types d'échantillons (micrométriques et macrométriques) et de formes (cylindriques ou plates). Donc, les choix de design devront permettre d'utiliser les deux.

1.3 Problématique

1.3.1 Position du problème

Plusieurs machines ont été conçues à nos jours permettant de répondre aux essais de traction à haute température, mais peu de ces machines sont capables en plus de prendre en compte les effets d'atmosphères lors de la réalisation de ces essais de traction. Intercovamex est une

grande entreprise de conception possédant un bureau d'études, recherche et développement et leur objectif est de mettre sur pieds un banc d'essai capable de réaliser des essais de traction à haute température tout en tenant compte des effets d'atmosphère. Cependant cette société fait face à un challenge technologique et elle a fait appel au laboratoire LOPFA de l'école de technologie supérieure pour leur proposer une solution. L'objectif principal de ce projet est de recréer les différents types de sollicitations vues par les pièces en fonctionnement dans les systèmes mécaniques à l'échelle d'échantillons dans le but d'obtenir les propriétés mécaniques des matériaux avec des microstructures particulières, dont les propriétés extrinsèques sont liées aux procédés et ne peuvent donc être étudiées autrement que par l'étude d'échantillon à l'échelle de ces microstructures. Il est donc question de concevoir une micromachine capable de répondre aux essais à haute température tout en maîtrisant les problèmes d'uniformités et d'atmosphères.

1.4 Limites de la recherche

La micromachine de traction décrite dans ce mémoire ne comprend pas la partie motorisée chargée de générer l'effort de traction. Les composants permettant l'attachement des échantillons sur la ligne de traction de la machine ont été choisis pour réaliser les essais mécaniques sur des échantillons micrométriques plats de section rectangulaire. De nouveaux devront être conçus dans le cas où la section, les dimensions et la géométrie de l'échantillon viendraient à changer. La phase d'assemblage de la machine ne sera pas présentée et il ne sera possible d'avoir les temps approximatifs de montage et de démontage de l'ensemble. Et pour terminer, il sera impossible d'effectuer une phase d'expérimentation afin de couvrir les tests qui permettraient d'apprécier les performances de la machine. Cette recherche se limitera à la description de la solution de design pressentie de la micromachine, à des calculs de dimensionnement et à des vérifications numériques à l'aide des logiciels d'éléments finis (Ansys Workbench). De ce fait, toute la partie qui concerne la régulation de la température et de la déformation ne sera pas abordée techniquement (mais sera abordée de façon théorique), mais reste un point central pour la réalisation des essais mécaniques de traction à haute température.

CHAPITRE 2

REVUE DE LA LITTÉRATURE SUR LES MACHINES DE TRACTION À HAUTE TEMPÉRATURE

2.1 Définition d'une machine de traction

Une machine de traction (ou machine d'essais mécaniques ou encore machine d'essais universelle) est un appareil de laboratoire utilisé pour réaliser divers essais mécaniques, en général normalisés, sur des éprouvettes ou des pièces de matériau afin d'en déduire les propriétés mécaniques (élastiques et plastiques).

2.2 Machine de traction à haute température

Cette section permet de comprendre la notion de haute température lorsqu'on parle des essais mécaniques (mais surtout, précise ce qui représente les hautes températures abordées dans la présente recherche), mais aussi donne les points essentiels à prendre en compte lors de la conception des machines de traction à haute température.

2.2.1 Notion de haute température

Delobelle & Varchon (1983) donnent une définition du domaine des hautes températures comme tenant compte du matériau étudié. En effet, pour ces derniers, pour un matériau donné, le domaine des hautes températures est le domaine tel que la température est définie par la relation $T/T_F \geq 0,3$, où T_F est la température de fusion du matériau étudié.

Zupan et al.(2001) définit le domaine des hautes températures comme le domaine allant de 400 jusqu'à 1100°C. Vialas (2004) donne une définition presque proche de celle de Zupan et al. (2001) du moins au niveau de la limite supérieure, en définissant le domaine des hautes températures comme le domaine allant de 800 jusqu'à 1150°C.

Alam et al.(2016) quant eux définissent le domaine des hautes températures comme le domaine allant de la température ambiante jusqu'à 1200°C. Dans le cadre de cette recherche, nous désignerons par hautes températures, les températures avoisinant les 1200°C.

2.3 Points essentiels de la conception d'une micromachine de traction à haute température

La mise sur pied d'un banc d'essai de traction et la réalisation des expériences à des échelles est un véritable challenge, en particulier pour des petits échantillons. Lors de la réalisation d'un banc de test miniaturisé, Alam et al.(2016) disent qu'il faut prendre en compte les paramètres suivants :

- La conception du train de chargement pour assurer un mouvement uniaxial avec frottement minimal entre les pièces mobiles ;
- La conception et la fabrication des poignées permettant la fixation et le maintien en position de l'échantillon ;
- La mesure de la déformation sur les échantillons micrométriques ;
- La mesure de la charge à des pas de temps appropriés.

Ils précisent également que pour des essais à très haute température, d'autres facteurs tout aussi cruciaux doivent être pris en compte. Ce sont :

- La conception et la fabrication d'un étage de chauffage qui peut générer des températures uniformes et stables ;
- L'identification adéquate des poignées résistantes à très haute température ;
- Concevoir le train de chargement de telle sorte que la chaleur causée par les températures n'affecter pas la cellule de charge et l'actionneur. En effet, la cellule de charge et l'actionneur sont conçus pour fonctionner à de très basse température (habituellement moins de 100°C). Au-delà de cette limite de température, des problèmes (baisse de la durée de vie, manque de précision de lecture de la cellule de charge, dysfonctionnement de l'actionneur,) commencent à apparaître.

C'est pour cette dernière raison que le train de chargement doit être conçu de manière à limiter le contact entre ces composants avec le milieu de haute température.

Ils terminent en disant que certains défis expérimentaux supplémentaires sont impliqués dans la préparation et la manipulation de ces microéprouvettes.

Pour D Texier et al. (2016), les points délicats pour la réalisation d'essais mécaniques sur des éprouvettes de quelques dizaines de micromètres sont :

- Le choix de l'atmosphère ;
- L'amarrage de l'éprouvette ;
- La mesure et l'homogénéité de la température ;
- La visibilité ;
- La mesure de la déformation et de la température.

Cette précision de la notion de choix de l'atmosphère est essentielle, car selon l'atmosphère employée, les matériaux métalliques peuvent être sujets à de l'oxydation, de la nitruration et à de la sublimation à haute température, précision que Alam et al.(2016) n'ont pas mentionnée dans leurs points essentiels.

Pour certains des points essentiels mentionnés ci-dessus, nous présenterons les solutions technologiques apportées par différents chercheurs en présentant les limites et les avantages dans la mesure du possible de cesdites solutions.

2.3.1 Le choix d'une atmosphère contrôlée

Derrière la notion d'atmosphère contrôlée se cache la notion d'enceinte étanche qui représente une enceinte qui minimise le contact entre son ambiance interne et le milieu extérieur. Texier (2013) est l'un des rares chercheurs à avoir abordé l'aspect d'atmosphère contrôlée lors de la réalisation de ses essais de traction. La plupart des éléments constitutifs de son enceinte sont certifiés ultravide (UHV : Ultra High Vacuum). Dans sa conception (Figure 2.2), l'étanchéité est réalisée par l'emploi de joints toriques plats en cuivre. Son enceinte étanche a été conçue à partir de brides, d'une croix de raccordement à 6 branches, de réducteurs CRYOTHERM, d'un soufflet à lamelles soudées et d'un doigt de gant en quartz soudé sur une bride à collet par

l'intermédiaire d'une chaîne de verres de transition pyrex/quartz. Il a utilisé la pièce en quartz pour ces propriétés optiques de transparence nécessaires à la mesure de variation dimensionnelle des éprouvettes. La croix de branchement qu'il a utilisé permet aussi bien l'arrivée du gaz que du vide, le passage étanche des informations de type force, température de l'éprouvette, température du capteur de force. Certaines pièces non commercialisables ont été réalisées selon les normes UHV pour faire partie intégrante de sa solution, comme la boîte à eau. Cette dernière permet d'isoler la partie froide de l'enceinte de la partie dédiée aux hautes températures. La solution d'enceinte qu'il a proposée a permis d'obtenir un vide convenable dans la chambre d'essai (inférieure à 2×10^{-6} mbar) dans la gamme de température allant de 25 à 1100°C en moins de 4h. Son montage permet également de réduire les fuites lorsque l'on travaille en légère surpression. L'ajout d'un getter, tel que le zirconium ou le titane, a permis de réduire la pression partielle d'oxygène et donc de limiter l'oxydation de l'échantillon. Afin de rendre son montage plus efficace, il a mis au point une procédure d'essai (chauffage et changements d'atmosphères) pour limiter encore plus l'oxydation et éviter la sublimation (détachement à la surface de l'éprouvette de la poudre de matériau) des éprouvettes à haute température.



Figure 2.1 Vue d'ensemble de la solution de l'enceinte étanche tirée de (Damien Texier, 2013)

Cette solution d'enceinte, bien que fonctionnelle, possède de nombreuses insuffisances. Une des insuffisances de cette enceinte vient du fait qu'une fois l'essai mécanique débuté, il n'est plus possible d'avoir accès (physique et visuel) à l'échantillon, car, l'enceinte en quartz étant soudée sur une bride et visser sur le bâti par l'intermédiaire d'un ensemble de boulons, cela nécessiterait un démontage complet de l'enceinte pour accéder à l'échantillon et par la même occasion d'interrompre l'essai en cours. Une autre limitation de sa solution est l'impossibilité de réaliser des essais de corrosion, car un dépôt sur les parois de l'enceinte en matériau de quartz rendrait impossible l'observation de l'échantillon à l'intérieur de l'enceinte, et donc par ricochet l'impossibilité de mesurer par des instruments situés à l'extérieur de l'enceinte. Toutes ces limites ou insuffisances font que la solution de l'enceinte proposée par Texier (2013) n'est pas assez versatile, et ne peut donc pas être adoptée comme solution dans le cadre de la présente recherche.

2.3.1.1 Solution d'enceinte retenue dans la présente recherche

Afin de pallier à ces limitations énoncées précédemment, nous avons opté pour une grande enceinte cylindrique étanche permettant aussi bien l'arrivée du gaz que du vide, le passage pour le système de refroidissement à air des lampes halogènes qui seront présentées un peu plus loin dans la revue de littérature, le passage étanche des informations de type force, température de l'éprouvette, température du capteur de force. Cette enceinte est munie d'une porte étanche permettant d'accéder à l'échantillon même pendant que l'essai en cours d'exécution. Cette solution de porte étanche vient aussi diminuer le temps d'exécution entre deux essais consécutifs comparativement à la solution de Texier (2013) qui nécessitait le démontage de toute l'enceinte pour effectuer un nouvel essai. Le matériau de l'enceinte étant en acier inoxydable, les particules qui se détacheront par sublimation à haute température sur l'éprouvette iront se déposer sur les parois internes de l'enceinte, et non pas sur les hublots d'observation (car les parois en acier inoxydable de l'enceinte seront plus froides que les hublots en quartz).

2.3.2 La ligne de traction à haute température

La ligne de traction communément appelée ligne d'amarrage (Damien Texier, 2013) doit être conçue dans des matériaux possédant de très bonnes propriétés mécaniques dans les gammes de températures considérées. Elle est principalement constituée des mors fixe et mobile ; mais plus loin, on retrouve le capteur de force, l'actionneur mécanique, la pièce de structure fixe encastrée au mors fixe, les éléments additifs pour le maintien en position de l'éprouvette (coins, goupilles, triangles, etc.). Les pièces de la ligne de traction les plus proches de l'éprouvette qui chauffent le plus doivent être réalisées dans un matériau hautement résistant dans les gammes températures considérées (Damien Texier, 2013). La ligne de traction doit être conçue de manière à minimiser son frottement avec d'autres organes de la machine. Zupan, Hayden, Boehlert, & Hemker (2001) et Alam, Eastman, Jo, & Hemker (2016) dans cette optique ont utilisé un palier à air pour le guidage en translation de la barre de traction (mors mobile) pour minimiser son usure par frottement. La ligne de traction doit aussi être conçue de manière à protéger certains organes sensibles de la ligne de traction aux hautes températures (capteur de force ou cellule de charge, actionneur mécanique, etc.). D Texier, Monceau, Salabura, Mainguy, & Andrieu (2016) dans cette optique ont conçu une pièce nommée boîte à eau avec pour rôle de protéger leur capteur ayant une température maximale d'opération de 65°C et devant opérer dans les hautes températures. Zupan et al.(2001) et Alam et al.(2016) ont quant à eux maintenu les composants tels que le palier à air et la cellule de charge à température ambiante (à l'air libre) afin de maximiser la convection du milieu environnant.

La Figure 2.3 ci-dessous montre les constituantes d'une ligne de traction opérant à haute température.

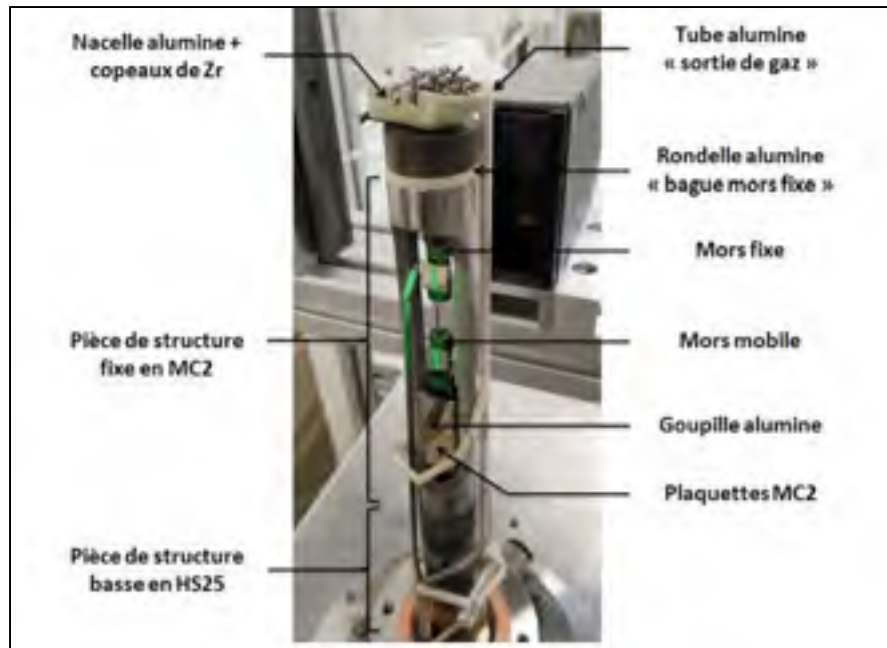


Figure 2.2 Détail de la ligne de traction "partie chaude"

tirée de (Damien Texier, 2013)

2.3.3 Différentes solutions d'amarrage pour des essais de traction à haute température pour des échantillons minces

Nous attendons par solution d'amarrage, des technologies de mors capable de maintenir l'échantillon en position pendant l'essai de traction. Mills-Brown, Potter, Foster, & Batho (2013) qui ont travaillé sur le développement d'un banc d'essai de traction à haute température pour composites stratifiés mentionnent que ces solutions d'amarrage ne peuvent être fonctionnelles que s'ils sont fabriquées à partir de matériaux qui conservent une résistance suffisante aux températures hautes recherchées. Il en existe plusieurs solutions d'amarrage des échantillons minces. Ce sont entre autres :

Amarrage par Collage.

Amarrage par Mors serrant par retour élastique.

Amarrage par Mors autoserrant avec coins.

2.3.3.1 Amarrage par collage

Cette solution consiste à lier les têtes d'éprouvettes aux mors de traction à l'aide d'une colle haute température (Figure 2.4 a). Damien Texier (2013) dans le cadre de sa thèse, a testé cette méthode de collage des têtes d'éprouvettes en AM3 à l'aide d'une colle haute température bicomposant de marque POLYTECH AREMCO CERAMABOND 569, car cette colle à base d'alumine est vendue pour une tenue jusqu'à 1650°C. Mais, cette méthode ne s'est pas avérée efficace pour les essais de fluage du fait de la dégradation prématurée de la colle dès 1050°C. Il précise que cette solution d'amarrage n'est tout de même pas à écarter pour des essais plus basse température (25-800°C). Lors de ses essais préliminaires à température ambiante, des efforts de 120N ont pu être atteints avant la rupture fragile du collage. Il explique que cette rupture brutale provient de la faible cohésion céramique-métal à basse température, et ce malgré une rugosité (créée par abrasion légère au papier SiC de grade P320 sur l'échantillon mince et de grade P180 sur les têtes) normale à la direction de traction.

2.3.3.2 Mors serrant par retour élastique

Cette solution consiste à utiliser des mors serrant par retour élastique (Figure 2.4 b). L'utilisation de cette solution requiert d'utiliser des mors dans un matériau ayant un coefficient de dilation thermique comparable à celui des matériaux étudiés (Boudot, 1999). L'utilisation de cette solution par Damien Texier (2013) a permis d'augmenter l'effort de serrage lors de la montée en température comparativement à la solution de collage céramique, mais cependant, il précise qu'il est difficile d'obtenir un contact plan des mors sur les deux faces de l'éprouvette. Lors de ses essais, il a constaté que le glissement de l'échantillon opérait aux alentours de 45 N à la température ambiante. Pour le présent travail de recherche, cette solution ne pourra pas être envisagée, car les efforts de traction qui peuvent être couverts sont très faibles par rapport à nos besoins (2000 N).

2.3.3.3 Mors autoserrant avec coins

Cette solution (Figure 2.4 c) est basée sur le principe des mors autoserrants sur les machines de traction conventionnelle (machine de traction classique avec des mors autoserrants par vis de serrage), mais à une échelle miniaturisée. Ce mors consiste en l'assemblage de différentes pièces. Damien Texier (2013) a utilisé les pièces suivantes pour la réalisation de son mors miniaturisé lors de ses travaux de thèse :

Un mors en MC2 (superalliage à base de Nickel) carré avec un trou débouchant en forme de goutte. Les pentes forment un angle de 30° que l'on retrouve sur les mors autoserrants conventionnels. Il est démontré que cet angle confère un optimum entre le glissement des triangles (dont la fonction sera donnée au point suivant) et empreinte des triangles sur l'échantillon mince pour favoriser l'adhésion. La goutte quant à elle a été usinée par électroérosion au fil en finition pour limiter la rugosité. L'arrondi de la goutte a été choisi de manière à être ajusté à des tiges d'alumine de 3 mm de diamètre;

Des triangles en AM1 (superalliage à base de nickel) : ils ont pour rôle d'adhérer à l'échantillon mince, mais de glisser dans la goutte. Ceci explique pourquoi, Damien Texier (2013) a fait des stries normales à la direction de traction à l'aide du papier SiC de grade P180 pour le premier usage ou laissé légèrement oxydé lors des emplois ultérieurs;

Le coin en alumine et celui en AM1 permettent de serrer à froid et sans charge, les triangles contre l'échantillon mince. Le coin en alumine est fixe. L'enfoncement d'une cale rectangulaire en AM1 vient exercer un effort sur les triangles, qui avec l'angle de la goutte vont comprimer et serrer par la même occasion l'échantillon mince.

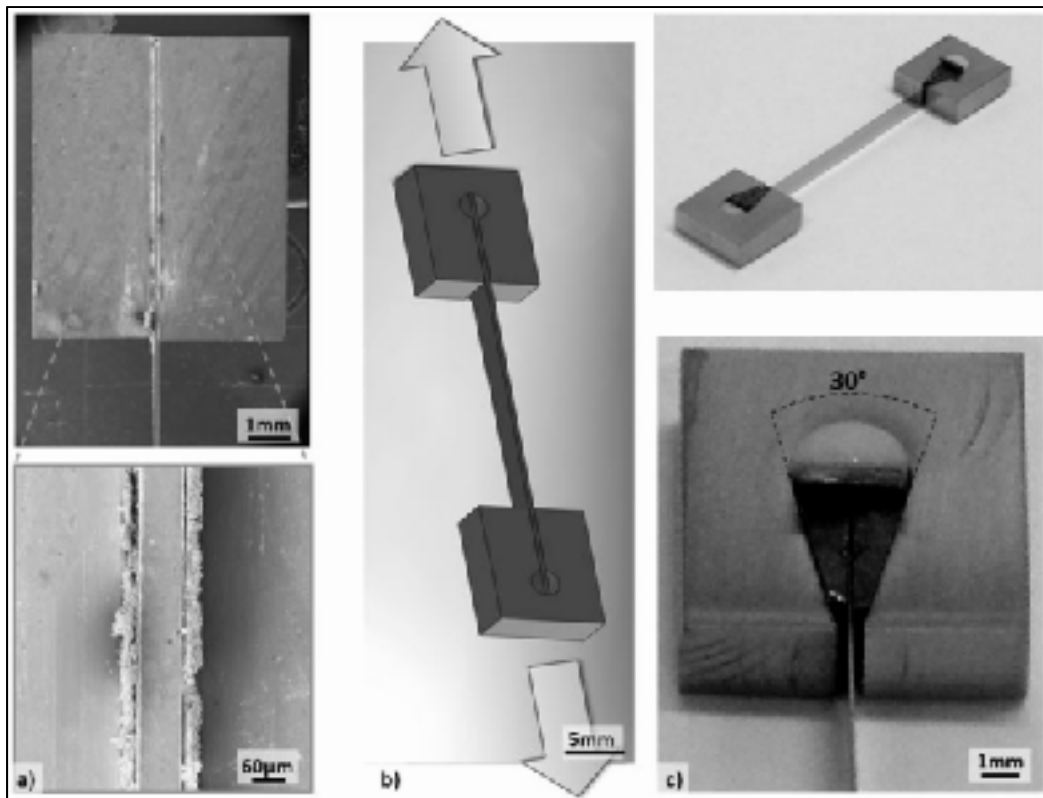


Figure 2.3 Différentes solutions d'amarrage : a) Collage céramique, b) Mors serrant par retour élastique, c) Mors autoserrant avec coins tirée de (Damien Texier, 2013)

Cette solution bien qu'efficace limite aussi les efforts à 100 N à haute température (Damien Texier, 2013). Hors, pour les essais qui doivent être couverts dans la présente recherche, doivent être capable d'aller jusqu'à 2-20 KN, raison pour laquelle cette solution ne représente pas une solution assez versatile pour notre micromachine.

Toutes les solutions d'amarrage présentées ci-dessous sont inadaptées par rapport aux essais de traction qui doivent être couverts dans la présente recherche. Après un examen approfondi des solutions d'amarrage à haute température, nous nous sommes orientés vers mors avec des fentes rectangulaires pour accueillir les têtes des échantillons minces et une goupille d'arrêt faite dans un matériau résistant à la gamme de température étudiée viendra s'insérer par la commande d'un système mécanique prévu à cet effet. Nos mors seront chauds avant le début de l'essai mécanique afin d'éliminer les problèmes de gradient thermique associés aux mors froids. De plus, le coût initial des mors chauds est moindre que ceux des mors froids (Mills-

Brown et al., 2013); ceci parce que les mors chauds ne nécessitent pas un procédé de fabrication complexe comme des réseaux internes pour le refroidissement du corps des mors.

2.3.4 Matériaux pour solution d'amarrage à haute température

Les critères de base des matériaux de la solution d'amarrage sont généralement la stabilité thermique à haute température (faible retrait ou faible coefficient de dilatation thermique), la résistance à haute température (point de fusion élevé, température d'utilisation élevée). Ces matériaux dans certaines circonstances (essais sous atmosphère corrosive ou oxydante) doivent résister dans des environnements agressifs (corrosifs et/ou oxydants). Plusieurs chercheurs ont présenté des matériaux pour réaliser les composants de la solution d'amarrage à haute température.

Zupan et al.(2001), lors du développement de leur machine pour tester les microéchantillons (épaisseur allant de 10 à 100 micromètres et une largeur de plusieurs centaines de micromètres) ont employé des mors de traction en superalliage à base de nickel de type René 5, pris en sandwich entre des plaques en céramique, dont le rôle est d'isoler thermiquement et électriquement les mors et l'échantillon du reste de la machine d'essai. Cette dernière précaution a permis de chauffer localement l'échantillon et les poignées sans que le reste du système ne soit affecté thermiquement et électriquement. Les mors ont ainsi pu tenir pour des essais allant jusqu'à 1500°C. Cependant ses essais étaient sous atmosphère libre.

Damien Texier (2013) a réalisé ses mors en superalliage à base de nickel de type MC2, et a obtenu de très bons résultats en ce qui concerne la tenue à des températures allant jusqu'à 1100°C. Cependant, ses essais n'ont pas eu lieu sous atmosphères corrosives ou oxydantes.

Alam et al.(2016) ont plutôt employé des mors en YSZ (Ytria Stabilized Zirconia). Le choix judicieux des mors en YSZ est dû à sa stabilité à très haute température, mais aussi à sa grande résistance à la corrosion et à l'oxydation à haute température.

Dans la présente recherche, étant donné que nous cherchons à réaliser des essais à haute température avec la possibilité d'effectuer des essais sous des atmosphères corrosives ou

oxydantes, le choix des mors chauds en YSZ semble être une solution adéquate pour notre machine.

2.3.5 L'unité de chauffage

Une unité de chauffage est un outil destiné à chauffer une pièce grâce à des transferts thermiques entre une source de chaleur et la pièce à traiter.

Les unités de chauffage sont classées suivant le procédé de chauffage, la manutention des produits traités, le niveau de température et suivant la source de chaleur utilisée. La première étape de chaque traitement thermique est le chauffage de la pièce à la température exigée suivant une courbe de chauffe spécifique. Il existe deux possibilités pour le chauffage des pièces : le chauffage par transmission de chaleur et le chauffage par production de la chaleur dans la pièce.

Le chauffage des pièces lors des essais de traction se passe généralement dans des enceintes appelées des fours.

2.4 Le four à lampes halogènes, la mesure de la température et la régulation thermique

Cette section décrit la solution de chauffage retenue dans le cadre de la présente recherche.

2.4.1 Présentation de la lampe halogène

Une lampe halogène est une lampe qui produit de la lumière en portant à incandescence un filament de tungstène. Mais, à la différence d'une lampe à incandescence classique, les lampes halogènes sont dotées d'une ampoule en verre de quartz, supportant de hautes températures, dans laquelle on a introduit des gaz halogènes à haute pression.

Ce procédé permet de porter le filament un tungstène à plus haute température et donc de produire une lumière plus éclairante, tout en assurant à l'ampoule halogène une durée de vie plus importante.

Il est important de noter que l'efficacité lumineuse des lampes halogènes est supérieure d'environ 30% à celle des ampoules classiques ; leur durée de vie est de 2000 heures en moyenne au lieu de 800 heures pour une ampoule électrique classique.

2.4.2 Le four à lampes halogènes

Le système de chauffage qui sera conçu dans la présente recherche est un système de chauffage qu'on retrouve largement dans la littérature pour des problèmes traitant des hautes températures. Il s'agit d'un four quadrielliptique.

Ce type de four est évoqué l'une des premières fois dans la littérature par Rozhkov (1988) dans le but de résoudre les problèmes habituellement rencontrés par les métallurgistes lors de la calibration des thermocouples par l'utilisation d'un four tubulaire horizontal à résistance. En effet, ces fours posent des difficultés à la fois dans la fixation du niveau de température requis et dans la régulation automatique de ce niveau. De plus, le four à résistance ne consomme pas efficacement l'électricité pendant la montée, ce qui est plusieurs fois plus long que le temps nécessaire pour effectuer les mesures correspondantes. Afin d'augmenter l'efficacité et réduire la consommation d'énergie dans les mesures à haute température pour le contrôle des transducteurs thermoélectriques (TT), il a développé un four optique (Figure 2.8) avec une paroi interne elliptique refroidie fait en aluminium poli possédant comme source de rayonnement quatre lampes halogènes à haute énergie. Il a pu obtenir de très meilleurs résultats comparativement à celui obtenu avec un four à résistance comme le montre la figure ci-dessous :

Tableau 2.1 Comparaison des performances du four à résistance et du four optique à lampes adapté de (Rozhkov, 1988)

Caractéristiques	Four à résistance	Four optique à lampes
Puissance du four (kW)	2,5	4
Temps de chauffe jusqu'à 1000°C en heures	2,5	0,25
Énergie électrique consommée en kW.h	6,25	1
Délai de transport en secondes	420	50

La constante de temps en secondes	1320	60
-----------------------------------	------	----

Comme le montre le tableau ci-dessus, la faible constante de temps du four optique rend possible l'atteinte rapide du niveau de température donnée avec une consommation d'énergie minimale. La solution de four optique (Figure 2.8) proposée par Rozhkov (1998) consistait en un écran 3, fait de quartz à parois minces et transparents dont la fonction est de réduire le gradient de température dans les plans verticaux, horizontaux et le long de l'axe du four, mais aussi pour protéger la paroi réfléchissante et les lampes des contaminants. Le réacteur 4, partie constituante de ce four a été fabriqué sous la forme d'un tube en porcelaine, dont la surface extérieure a été traitée avec un pigment 5, à base d'oxyde de fer, de cobalt, de chrome et de manganèse, pris dans des proportions adéquates afin d'augmenter l'efficacité du chauffage. Les rayons 6, provenant de la source de rayonnement 2 (situés à un foyer de la paroi réfléchissante elliptique) se réfléchissent sur la paroi réfléchissante et sont collectés à l'autre foyer le long de la ligne de concentration de l'énergie de rayonnement sur la surface de la couche de pigment.

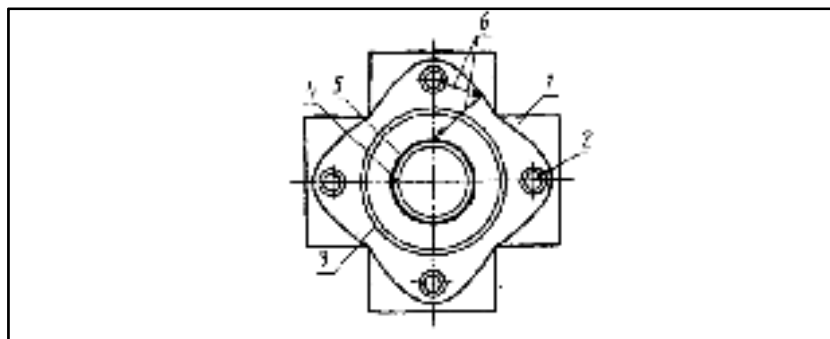


Figure 2.4 Four optique elliptique tirée de (Rozhkov, 1988)

Lerch, Stolwijk, & Mehrer (1994) lors de leurs travaux de recherche sur la diffusion à court terme, ont développé un four optique (Figure 2.9). Il se compose d'un bloc cylindrique en aluminium à travers lequel quatre ouvertures de section elliptique ont été usinées parallèlement à l'axe du four. Les ouvertures ont une seule ligne en commun et une coupe transversale de leur arrangement symétrique ressemble à la forme d'un trèfle à quatre feuilles. Des tubes percés dans le bloc d'aluminium autour des ouvertures servent pour le refroidissement à l'eau. Le système de refroidissement comprend tous ces tubes connectés en série, à une seule entrée et

une seule sortie. Les éléments chauffants comprennent quatre lampes halogènes de puissance 2000 W chacune. Les lampes sont positionnées (par des vis de réglage) dans les foyers externes des ellipses afin que leur rayonnement soit réfléchi sur l'ensemble capteur de température/échantillon. Pour maximiser cet effet, la surface interne du four en aluminium a été polie jusqu'à obtenir une finition miroir en utilisant une pâte diamantée. La réflectivité infrarouge de l'aluminium poli peut atteindre 90 % (Lerch et al., 1994) (Born & Wolf, 2013). Le contrôle de la puissance radiative est avec un système électronique rapide en circuit fermé qui consiste en un régulateur PID (Turnbull Control Systems, système 6000, 6350), un conditionneur d'entrée thermocouple (Turnbull Control Systems, système 6000, D00.5). Tous ces chercheurs précédents qui ont conçu des fours elliptiques avec des lampes halogènes comme éléments chauffants ont choisi l'aluminium comme matériau pour les parois de leur four. En effet, les lampes halogènes fonctionnant par rayonnement infrarouge, les parois du four doivent avoir un bon pouvoir réflecteur afin de limiter les pertes de chaleur par conduction à travers les parois, car les parois n'auront le temps d'absorber qu'une infime partie du rayonnement incident dû à leur fort pouvoir réflecteur même s'ils ont une conductivité thermique élevée.

La solution de four optique (Figure 2.10.a) qui nous intéresse particulièrement a été réalisée par Damien Texier (2013) lors de sa thèse, car la machine qui doit être conçue dans présente recherche est une amélioration de la machine réalisée lors de sa thèse. Il s'agit d'un four à lampes à deux zones. Le choix d'un chauffage à deux zones indépendantes vient de la dissymétrie de la ligne de traction par rapport au plan médian de l'éprouvette. Les quatre lampes (2 par zone) se trouvent aux premiers foyers des quatre ellipses réflectrices (Figure), points bleus et rouges. La taille des ellipses est choisie de manière à obtenir un rayonnement défocalisé vis-à-vis de l'éprouvette (Figure 2.10 b), rayonnement réfléchi en rouge. Les points de focalisation des quatre ellipses sont distribués sur un rayon de 10 mm autour de l'éprouvette. Ceci évite la surchauffe de l'éprouvette ultramince par l'image des filaments (Damien Texier, 2013). Quatre lampes halogènes PHILIPS de 1000W équipent chacun des fours. Une brasure à l'argent permet le contact électrique entre la lampe et un fil gainé, prévu pour résister à des températures inférieures à 500°C. Des gaines d'alumine permettent le positionnement et le maintien vertical des lampes, mais aussi de protéger thermiquement les brasures.

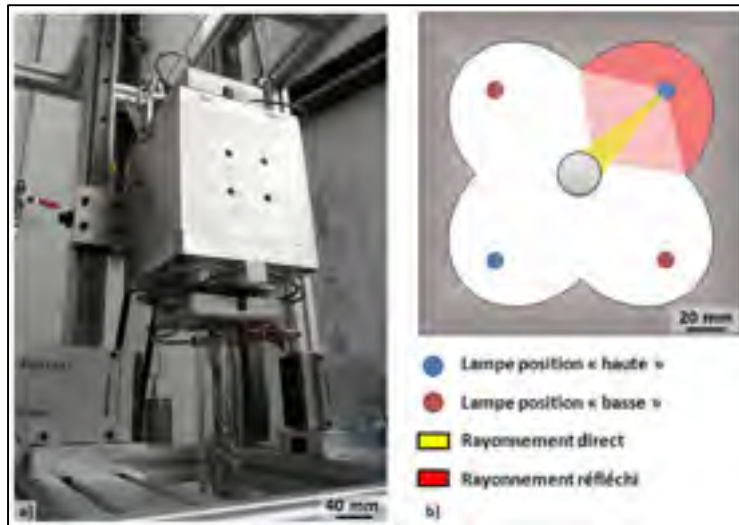


Figure 2.5 Four à lampes : a) vue générale,
b) schéma de principe (vue de dessus)
tirée de (Damien Texier, 2013)

2.4.3 Refroidissement des lampes

En effet, ce point est très important. Rappelons qu'une lampe halogène possède un corps et deux têtes. Le corps quant à lui est fait dans un matériau qui lui permet de résister aux hautes températures, mais les têtes quant à elles fondent s'il n'y a pas un système de refroidissement pour les refroidir en permanence durant un essai en température, car ne supportant généralement une température maximale de 350°C, très en dessous des seuils des hautes températures qui souhaitent être approchées.

Seo & Lee (2000) afin de résoudre le problème de faible durée de vie des lampes halogènes dans les micro-ondes ont inventé un système de refroidissement pour lampes halogènes. Cette invention expose les parties d'étanchéité d'une lampe halogène à un courant d'air de refroidissement. Ce dispositif génère et guide le courant d'air de refroidissement vers les pièces étanches positionnées à l'extérieur de la chambre chaude de la lampe. Comme nous pouvons le voir sur la figure, les parties de basse température de la lampe sont situées à l'extérieur de la chambre de la lampe halogène, et un flux F de refroidissement circule parallèlement à l'axe

de la lampe. La circulation du flux de refroidissement de façon parallèle à l'axe de la lampe est pour accroître l'efficacité de refroidissement.

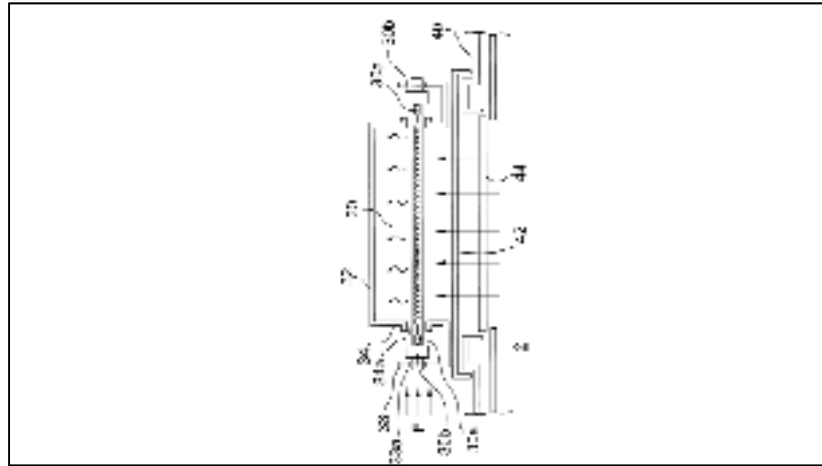


Figure 2.6 Principe de refroidissement des lampes halogènes ayant fait l'objet d'une invention brevetée

Sohn (2000), face à la même problématique (Seo & Lee, 2000) a réalisé un dispositif de refroidissement pour les lampes halogènes dans les fours à micro-ondes. Dans son dispositif de refroidissement, deux lampes halogènes, installées sur la paroi supérieure de la cavité, rayonnent les ondes lumineuses dans une cavité. Un ensemble de ventilateurs de refroidissement, prévu à une position autour des lampes halogènes, génère un courant d'air de refroidissement de manière à permettre au courant d'air de s'écouler de l'ensemble des ventilateurs de refroidissement vers l'atmosphère tout en refroidissant les lampes. Un ventilateur d'échappement est prévu dans l'orifice de sortie d'air du conduit de guidage d'air. Ce dernier ventilateur augmente le débit du courant d'air à l'orifice de sortie d'air, qui est plié à angle droit. Il mentionne qu'en raison du ventilateur d'échappement, le dispositif de refroidissement de cette invention refroidit efficacement les lampes halogènes et permet d'évacuer plus efficacement le courant d'air de refroidissement du conduit vers l'atmosphère indépendamment de la forme courbée du port de sortie d'air.



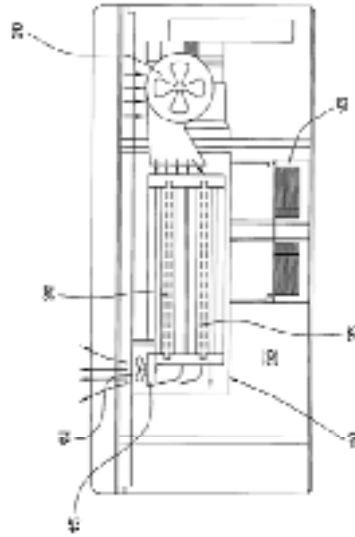


Figure 2.7 Vue de face de l'invention portant sur le dispositif de refroidissement des lampes halogènes tirée de (Sohn, 2000)

Damien Texier (Damien Texier, 2013) de son côté a réalisé un système de ventilation des têtes de lampes situées au centre du four (figure) permettant d'augmenter leur durée de vie (au moins de 500h), mais cependant il est impossible de voir la technologie qu'il a utilisée.

La solution de refroidissement que nous retiendrons dans la présente recherche sera basée sur l'invention de (Sohn, 2000), un système de refroidissement avec un ventilateur à air, un situé à l'orifice principal pour l'envoi de l'air pour le refroidissement des lampes et un deuxième ventilateur à air situé à l'orifice d'échappement pour faciliter la bonne circulation de l'air de refroidissement.

2.5 Instrumentations utilisées pour la collecte des données d'essai d'une machine de traction

Cette section décrit les solutions de mesures de déformations et de température existantes. Elle fait une comparaison entre les techniques de mesure avec contact et celles sans contact. Et pour terminer, elle justifie les technologies de mesure (de la déformation et de la température) qui seront employées dans la présente recherche pour la machine de traction qui doit être conçue.

2.5.1 Mesures de la déformation des échantillons micrométriques

Depuis une vingtaine d'années, les techniques de mesure de champ de déformation se sont développées avec les besoins naissants de mesure d'hétérogénéités de déformation dans les structures. Les techniques anciennes d'extensiométrie, essentiellement les jauges de déformation, fournissent uniquement une mesure en un point et ne permettent pas la détermination d'un champ à l'échelle de la structure sans la disposition d'une multitude de capteurs de mesure. Les nouvelles techniques ont permis la répartition des déformations en fonction de la géométrie des pièces et de guider la conception de leur forme, la rendant par exemple plus optimale en termes d'épaisseur (Doumalin, 2000). Les champs locaux expérimentaux déterminés par ces méthodes ont servi de base pour valider les simulations numériques de prévision, telles que les calculs par éléments finis. Le fait que ces techniques reposent sur le principe sans contact avec l'échantillon observé a également motivé leurs développements. L'absence de contact permet d'éviter les interactions mécaniques de l'appareil de mesure sur la pièce, pouvant modifier sa réponse (Damien Texier, 2013), en particulier pour les matériaux souples. Plus tardivement, ces techniques ont été développées d'une part à une échelle plus fine que celle de la structure (quelques dizaines de centimètres) pour l'étude du comportement mécanique de matériaux hétérogènes comme les bétons et les composites à fibres, d'autre part pour l'étude de la répartition de la déformation lors de la mise en forme par emboutissage. Plus récemment, avec l'amélioration des performances des simulations numériques et le raffinement des lois de comportement, de nouvelles techniques sont apparues destinées à l'étude microscopique du comportement des matériaux métalliques. Nous pouvons citer en particulier les études sur les mécanismes de fissuration. C'est pourquoi dans l'état de l'art, nous rencontrons beaucoup de techniques différentes qui ont été développées pour des applications très spécifiques. Elles utilisent des moyens d'investigation différente (laser, lumière blanche, caméra, microscopie optique, etc.) et leur mesure s'appuie sur des principes physiques variés (interférométrie, imagerie optique, etc.). Nous disposons de techniques présentant des performances diverses, particulièrement sur le plan de la précision de la mesure locale et la taille de la zone analysée.

Nous classons l'ensemble de ces techniques en quatre grandes classes (la photoélasticité, les techniques de moiré, les méthodes d'interférométrie holographique, les méthodes d'analyse d'images). Parmi ces techniques, la photoélasticité et les méthodes d'interférométrie holographique ne sont pas applicables dans notre contexte. Leur échelle d'investigation de l'ordre du millimètre est trop grossière (mais pourront être explorées en cas des essais sur des échantillons macrométriques). De plus, la photoélasticité nécessite de déposer à la surface des échantillons un film photo-élastique et les méthodes d'interférométrie holographique utilisent quant à elles des matériels optiques et un laser. De tels dispositifs sont incompatibles avec une observation de la microstructure au cours de l'essai mécanique. Les deux autres techniques peuvent être utilisées avec le MEB (microscope à balayage électronique). Les méthodes de moiré nécessitent l'utilisation de systèmes particuliers avec des coûts hors de portée pour une petite micromachine comme la nôtre afin d'atteindre une très bonne précision. Pour cela, nous rejetons cette technique. Les techniques d'analyse d'image sont les techniques les plus appropriées à la mesure des déformations locales couplée à une observation au MEB. Dans ces dernières méthodes, on distingue trois sous méthodes classées par ordre croissant de complexité ; ce sont : les méthodes de grilles, les méthodes de corrélation, les méthodes de flux optique. Nous rejetons la méthode des grilles à cause de son manque de fiabilité pour une utilisation automatique et de leur imprécision trop importante face notre besoin. De plus, la mesure locale est limitée par le pas des grilles qui ne permet pas une évaluation des déformations sur une dimension plus faible. Nous rejetons également la technique de flux optique, car, bien que prometteuse, elle reste méconnue pour des développements conséquents dans le domaine des matériaux, sans un lien interactif avec les informaticiens du traitement d'image. Dès lors, notre choix se tourne vers la technique de corrélation. Elle est plus adaptée à nos besoins actuels. Elle permet un dépouillement automatique dont la rapidité est compatible avec les moyens informatiques actuels. Elle assure également une précision subpixel (en dessous du pixel) qui permet d'améliorer la précision des valeurs de déformation déterminées. Sa formulation prend en compte la déformation locale pour une meilleure pertinence de la mesure. Elle est plus générale, car on peut l'adapter en postulant une nouvelle approximation pour la déformation locale intégrant les paramètres pertinents de du mécanisme en présence. Le fait que cette technique est capable d'étendre son application à la mesure de la composante

hors plan du déplacement par stéréoscopie pour une meilleure évaluation des composantes planes du tenseur des déformations, constitue un argument supplémentaire de ce choix. Généralement, cette technique est essentiellement présentée dans la littérature pour des applications mécaniques macroscopiques avec des moyens optiques (Caméra CCD). Mais dans le cadre de notre recherche, nous utiliserons cette technique pour les investigations micromécaniques utilisant le microscope électronique à balayage. Précisons également que dans cette recherche, nous avons conçu un mécanisme de déplacement en translation suivant les trois axes (x, y, z) pour déplacer la lentille du microscope afin de faciliter la focalisation de la zone que nous désirons observer sur l'échantillon.

2.5.2 Mesures et régulation de la température des échantillons micrométriques

En ce qui concerne la cartographie thermique, il en existe plusieurs techniques (par contact et sans contact).

Tout comme les techniques de mesure de la déformation avec contact, les techniques de mesure de la température avec contact présentent des limites (une mesure unique en un point et ne permettent pas la détermination d'un champ à l'échelle de la structure sans la disposition d'une multitude de capteurs de mesure, inadaptées aux échantillons micrométriques, car faussant les résultats d'essais suite à une modification de l'échantillon, etc.).

Les techniques sans contact quant à elles, offrent une rapidité dans l'acquisition des grandes quantités d'informations (de l'ordre de la milliseconde) et la possibilité de faire des mesures des cibles en mouvement ou physiquement inaccessibles (haute tension, cible éloignée) (Zupan et al., 2001). La mesure sans contact est sans conséquence pour la cible (micro-éprouvette) : pas de risque de contamination ou de marques laissées en surface (les surfaces laquées ou revêtues ne sont ni rayées ni marquées).

Parmi les techniques de mesure de température sans contact, nous retrouvons la technologie de mesure basée sur la pyrométrie optique étalonnée avec des fils de thermocouples fins. Elle a été utilisée avec succès dans l'industrie et la recherche depuis bien longtemps et de nouveaux développements ont permis d'augmenter sa fiabilité et sa précision.

Zupan et al.(2001) a lui aussi employé des thermocouples et un pyromètre optique pour la mesure et la régulation de la température de l'échantillon. Ils ont attaché les éprouvettes avec les thermocouples (comme le montre la figure 2.13) pour la calibration du pyromètre optique, mais seul le pyromètre optique a servi à la mesure de la température durant les essais de traction. Dans leur étude, les auteurs ont exploré l'impact de la géométrie de l'échantillon sur la lecture de la température ; par exemple en déterminant la taille minimale de l'échantillon et la quantité de rayonnement de fond pour laquelle la lecture du pyromètre est toujours valable. Les matériaux d'émissivité différente ont permis de tester l'habileté du pyromètre optique à lire la température (matériaux oxydés, etc.). Le pyromètre a été calibré pour lire des températures dans la plage de température allant de 400 à 1100°C. Il a été observé une convergence entre les résultats donnés par le thermocouple et ceux donnés par le pyromètre avec une différence moyenne de 4,71°C prise sur un total de 30 expériences.

Zupan et al. (2001) ont fait une remarque très intéressante : lorsque des essais sont effectués sur des échantillons dont la largeur est inférieure à la taille nominale du spot du pyromètre ; ce dernier affiche une température plus faible que la température réelle de l'échantillon (diminue la température réelle de l'échantillon). Cette erreur commise par le pyromètre augmente avec la température. C'est pour cette raison que les auteurs recommandent d'effectuer des essais sur des échantillons dont l'épaisseur est plus grande que la taille du spot nominale du pyromètre optique.

Damien Texier (2013) a lui aussi employé un pyromètre optique couplé à des thermocouples pour la mesure et la régulation de la température de l'éprouvette. Afin de ne pas altérer la qualité thermique dans la zone utile de l'éprouvette, différents positionnements de thermocouples ont été testés. Damien Texier (2013) a retenu la solution qui consiste en deux thermocouples S (un par zone) soudés sur des rubans (pièce de forme rectangulaire épaisse) de platine. Il a placé ces rubans épais de 100 micromètres le long de la zone utile de l'échantillon. La régulation de la température dans la machine de traction de Damien Texier (2013) est établie sur ces deux zones.

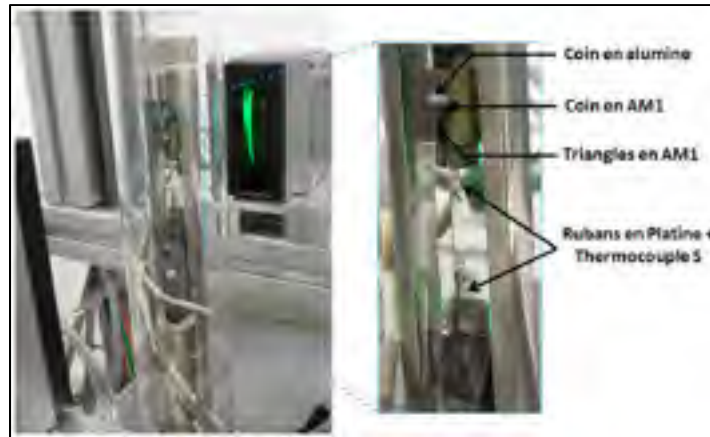


Figure 2.8 Rubans en platine utilisés pour la calibration du pyromètre optique tirée de Damien Texier (2013)

Mills-Brown et al. (2013) ont utilisé une technologie similaire à celle de Damien Texier (2013), sauf qu'à la place des thermocouples de type S, ils ont utilisé des thermocouples de type K. Selon Mills-Brown et al. (2013), cette solution de mesure et de régulation de la température offre une simplicité et une facilité d'intégration dans la configuration du contrôle de la température.

Pour la présente recherche, nous allons utiliser la technique sans contact basée sur un pyromètre optique muni des thermocouples K pour la régulation de la température qui est une instrumentation largement utilisée dans la littérature pour ses bons résultats (Zupan et al., 2001) (Alam et al., 2016).

Nous constatons que les recherches faites dans la littérature n'apportent pas encore de solution conceptuelle efficace pour rendre faisables les essais à haute température sous atmosphère contrôlée. Beaucoup de recherches abordent les essais à haute température sans toutefois aborder la notion d'atmosphères contrôlées. Damien Texier (2013) s'est avéré être l'un des auteurs de la littérature qui a proposé une solution rendant ces types d'essais (essais à haute température sous atmosphère contrôlée) possibles. Cependant la solution qu'il a proposée reste encore inadaptée par rapport aux besoins qui doivent être comblés dans la présente recherche. Partant, les points qui devront être améliorés sur la machine de Damien Texier (2013) pour la réalisation des besoins de la présente recherche sont présentés sous la forme de limitations suivantes :

L'évolution de la charge lue par le capteur de force due à une isolation thermique insuffisante du capteur de force ou de la cellule de charge, ce qui peut biaiser les courbes de comportements obtenues;

Les micromètres optiques utilisés dans sa machine limitent les dimensions de l'enceinte thermique, ce qui pose non seulement un problème de flexibilité de la distance de travail de ces systèmes optiques, mais aussi un problème d'encombrement dans le four;

Le banc d'essai a été dimensionné pour des atmosphères inertes non dommageables et devient problématique quand il s'agit de passer à des atmosphères corrosives et oxydantes;

Le banc d'essai pose des problèmes d'ergonomie (démontage presque complet de la machine pour faire un essai sur un autre échantillon), ce qui rend l'utilisation du banc d'essai pénible et occasionne un temps long entre deux essais consécutifs;

Le banc d'essai permet uniquement de réaliser les essais sur les échantillons de taille micrométrique et trouve sa limite sur les échantillons de taille conventionnelle (les pièces ne sont pas modulaires et interchangeables);

La voie de conception choisie pour l'enceinte thermique notamment par l'utilisation d'un doigt de Gantt fait qu'il est très difficile d'effectuer des essais à des très hautes températures. En effet, à ces températures, il y a des problèmes de sublimation de la surface de l'échantillon. De ce fait, les particules qui se détachent de la surface de ce dernier deviennent volatiles et viennent obstruer le doigt de Gantt, ce qui rend difficile, voire impossible la mesure des déformations par le micromètre optique ;

L'accès à l'échantillon en cours d'essai ;

Système de refroidissement des lampes halogènes.

Au vu de ces limites et de celles recensées dans les recherches de la littérature, il devient important de se poser quelques questions qui donneront lieu à des objectifs spécifiques de la présente recherche

2.6 Objectifs spécifiques de la recherche

Afin de résoudre l'objectif principal (concevoir une micromachine capable de répondre aux essais à haute température tout en maîtrisant les problèmes d'uniformités et d'atmosphères), il est important de le subdiviser en sous-objectifs afin de rendre l'effort de conception facile. C'est ainsi qu'à la suite de la revue de littérature, on a arrêté les objectifs spécifiques (questions à répondre ou problèmes à résoudre) ci-dessous :

Objectif 1 : Comment concevoir le train de chargement afin d'assurer un mouvement uniaxial avec frottement minimal entre les pièces mobiles ;

Objectif 2 : Comment concevoir des poignées afin de fixer et maintenir l'échantillon en place;

Objectif 3 : Comment mesurer la déformation sur les échantillons micrométriques ;

Objectif 4 : Permettre de mesurer la charge que voit l'échantillon ;

Objectif 5 : Concevoir un étage de chauffage générant des températures uniformes et stables ;

Objectif 6 : Identifier et concevoir des poignées résistantes à très haute température ;

Objectif 7 : isoler la cellule de charge et l'actionneur des hautes températures;

Objectif 8 : Comment réaliser les essais sous atmosphère contrôlée.

CHAPITRE 3

CHOIX DE LA MÉTHODE DE CONCEPTION ET DE LA MÉTHODOLOGIE DE DIMENSIONNEMENT

3.1 Choix de la méthode de conception de la machine

Afin d'améliorer le processus de conception (recherche des concepts permettant d'atteindre les prestations souhaitées) et de développement (de la définition de détail du produit jusqu'à sa mise en service), il existe de nombreux outils, qui interviennent tout au long ou sur une partie de ces processus.

En fonction de l'approche préconisée, on distingue plusieurs méthodes de conception dont les principales sont les suivantes :

- Celles basées sur l'Analyse de la Valeur (AV), l'Analyse fonctionnelle et le Cahier des Charges fonctionnelles (cdcf). La conception ici est réalisée pour un coût objectif (CCO), ce qui permet de concevoir en respectant un coût fixé au départ ;
- La méthode C-K (Concept-Knowledge), méthode d'innovation développée à l'École des mines de Paris dont le but est de créer de nouveaux concepts à partir de l'augmentation des connaissances ;
- Triz, théorie de l'ex-URSS pour la recherche de solutions innovantes ;
- Design for assembly qui met en avant les critères de facilité d'assemblage ;
- Design for manufacturing qui considère les critères de facilité de fabrication ;
- Redesign to cost, qui permet la reconception d'un produit ou d'un processus de fabrication pour atteindre le prix « juste nécessaire » ;
- L'AMDEC, produit ou processus, basé sur l'Analyse des Modes de Défaillance, de leurs Effets et de leurs Criticités pour améliorer la fiabilité des équipements.

Afin de mieux concevoir notre système, nous allons comparer les principales approches de conception citées plus haut, pour faire un choix sur la (ou les) méthode(s) la (ou les) plus adaptée(s) pour notre système. Le tableau suivant présente les forces et les faiblesses des principales méthodes :

Tableau 3.1 Étude comparative des méthodes de conception

Méthode	Forces	Faiblesses
TRIZ	Favorise la créativité ; Stimule la recherche de concepts innovants ; Très utilisé en industrie.	Trop complexe ; Ne prend pas en compte les nouvelles technologies (élaborée en 1970).
C-K	Permet d'explorer de nouveaux concepts de manière structurée, approfondie et pertinente, allant ainsi au-delà des méthodes classiques utilisées en conception (analyse de la valeur, analyse fonctionnelle ; recherche systématique de solutions, évaluation des variantes, déploiement physico-morphologique, etc.)	Elle est plutôt destinée aux grands groupes ou à des consultants experts.
Analyse de la valeur	Centrée sur les notions de besoins et de fonctions du produit (performances techniques) ; Favorise le croisement des compétences ; Utilisée pour la conception et la reconception du produit ; Prends en compte l'interaction du produit avec l'environnement ; S'assure de la satisfaction client ; Optimisation des coûts de conception.	Processus de conception assez hiérarchisée ; Demande une disponibilité quasi permanente des participants ; Remise en cause du fonctionnement de certains produits (ou processus).

Au vu de ce tableau comparatif, nous retenons l'Analyse de la Valeur comme méthode que nous utiliserons dans la présente recherche pour la conception de notre machine.

En effet, l'Analyse de la Valeur est une méthode pas complexe centrée autour du besoin et qui ne nécessite pas d'avoir les compétences d'un expert pour s'en accaparer. D'où notre choix.

Elle est constituée d'un ensemble de six processus mis en œuvre de façon successive ou simultanée. Ces processus sont : Initialisation (INI) ; lancement (LAN) ; analyse fonctionnelle du besoin (AFB) ; recherche et étude de solutions (SOL) ; analyse comparative (ACO) ; Évaluation et retour d'expérience (REX).

L'analyse de la valeur est une démarche organisée qui se déroule suivant les étapes (Tableau 3.2) suivantes.

Tableau 3.2 Étapes de l'analyse de la valeur
Tiré de « http://stockage.univ-valenciennes.fr/EcoPEM/BoiteK/co/III_1.html »
(Consulté le 31/5/2018)

N°	Etapes	Méthodes	Résultats	Supports
1	Orienter et cadrer l'action	Méthode de questionnement systématique	Dossier d'objectifs	Fiche objectif
2	Exprimer et analyser les besoins	Analyse fonctionnelle	Cahier des charges fonctionnel	Fiche « Araignée » Fiche caractérisation
3	Analyser la réponse existante aux besoins	Diagnostic de valeur	de Orientation	Fiche profil Tableau Coûts - Fonctions
4	Construire des solutions optimisées	Méthodes de créativité	de Recueil de solutions possibles	Fiche solution
5	Choisir et mettre en œuvre la solution	Méthode de choix multicritères	Plan d'action	Tableau de choix

3.2 Choix de la méthode de dimensionnement

Le dimensionnement est une étape de l'étude d'une machine visant à déterminer la taille de ses organes de manière à ce qu'ils remplissent les fonctions qui leur sont dévolues durant leur vie. Dans le processus de mise en œuvre des systèmes mécaniques, la phase de dimensionnement constitue donc une étape cruciale au cours de laquelle les différentes dimensions de pièces ou éléments du système sont obtenues au moyen d'un calcul nécessitant rigueur, abnégation et surtout une grande précision (dépendamment de l'application).

On distingue plusieurs approches en fonction de l'élément machine et des sollicitations agissant sur ce dernier. Les principales qui se traitent à notre problème sont :

Le dimensionnement sécuritaire privilégie l'aspect sécurité, ce qui entraîne un surdimensionnement des pièces et un surcoût ;

Le dimensionnement à la résistance privilégie la résistance des éléments de machine aux sollicitations, ce qui entraîne un coût global économique. Il a comme inconvénient un risque de rupture prématuré du mécanisme, car les dimensions retenues pour les pièces constitutives du mécanisme sont trop justes ou limites.

Dans la présente recherche, nous utiliserons la méthode de dimensionnement à la résistance. Car, il aboutit à un coût global de conception économique.

D'une manière générale la méthode de dimensionnement à la résistance recommande que le dimensionnement de chaque élément de machine de notre mécanisme doive suivre 5 étapes à savoir :

Identifications des exigences fonctionnelles

Il est question d'analyser les conditions de fonctionnement, puis identifier les critères de dimensionnement déterminants et fixer la valeur limite des grandeurs fonctionnelles.

Cette étude revient à préparer une partie du cahier de charge de l'élément.

Choix des matériaux

Choisir les matériaux sur la base de leurs propriétés physico-chimiques, des moyens de fabrication et du coût, de manière à ce qu'ils puissent remplir les fonctions attendues.

Prédimensionnement

Trouver rapidement la dimension cherchée par des calculs simplifiés s'appuyant largement sur l'expérience acquise dans des constructions similaires.

Choix des dimensions, tracé

Donner à la pièce ou à l'organe la taille et la forme nécessaire en tenant encore compte des réalités pratiques : pièces et matériaux en stock, dimensions normalisées, taille et type du matériel disponible sur le marché, coût de fabrication, etc.

Cette étape nécessite obligatoirement de représenter la pièce dans un dessin d'étude du mécanisme faisant apparaître tous les concentrateurs de contraintes et conduisant parfois à modifier les charges appliquées.

Vérification

Vérifier que les critères de dimensionnement sont satisfaits, pour cela : Calculer la valeur des grandeurs effectives; calculer la marge de sécurité ou la valeur du facteur de sécurité théorique; faire une simulation à l'aide des outils informatiques de conception.

La vérification des critères de dimensionnement et des critères de résistance d'un élément est rendue facile par les outils informatiques de conception qui sont rendus à des niveaux assez avancés de nos jours. Il en existe une multitude parmi lesquels les plus utilisés sont : Solidworks ; Catia ; Matlab ; Ansys Workbench (celui utilisé dans la présente recherche) ; Abakus ; RDM6.

Le graphe ci-dessous illustre bien la méthode de dimensionnement à la résistance adoptée :



Figure 3.1 Étapes de la méthode de dimensionnement à la résistance

CHAPITRE 4

ÉTUDE DU DIMENSIONNEMENT DE LA MACHINE

Cette partie traite les points suivants :

- Analyse fonctionnelle de la machine;
- Schéma structurel de la micromachine ;
- Dimensionnement des pièces du mécanisme ;
- Vérification des conditions de résistance à l'aide du logiciel Ansys Workbench ;
- Dessin d'ensemble de la machine avec son encombrement.

L'analyse fonctionnelle de la machine nous permet de définir le besoin, les différentes fonctions à remplir par la machine et la recherche des solutions technologiques permettant de combler les différentes fonctions identifiées.

Une fois cette étape précédente terminée, nous pouvons proposer un schéma structure de la machine prenant en compte les solutions technologiques proposées dans l'étape de l'analyse fonctionnelle.

Ayant le schéma de structure de la machine, nous pouvons réfléchir aux différentes formes des pièces entrants dans le schéma structurel de la machine. Puis, nous pouvons passer à la phase de dimensionnement qui consiste à utiliser les lois de la physique, les méthodes analytiques pour obtenir les dimensions réelles de pièces constituantes de la machine.

Cette phase précédente terminée, nous pouvons passer ensuite à la vérification numérique de chaque composante de la machine. Cette étape permet de valider le dimensionnement effectué sur chaque composant de la machine et s'assurer qu'aucun composant ne cassera ou ne sera défaillant en service dans le cas où les sollicitations prévues lors du dimensionnement entraînent en jeu pendant le fonctionnement de la machine.

Avant tout développement, il est important pour nous de présenter le modèle d'échantillon qui a servi de donnée initial pour le dimensionnement de cette machine de traction.

Les échantillons (Figure 4.1) en entrée qui ont été considérés pour la conception de la machine qui fait l'objet de ce mémoire ont les caractéristiques suivantes :

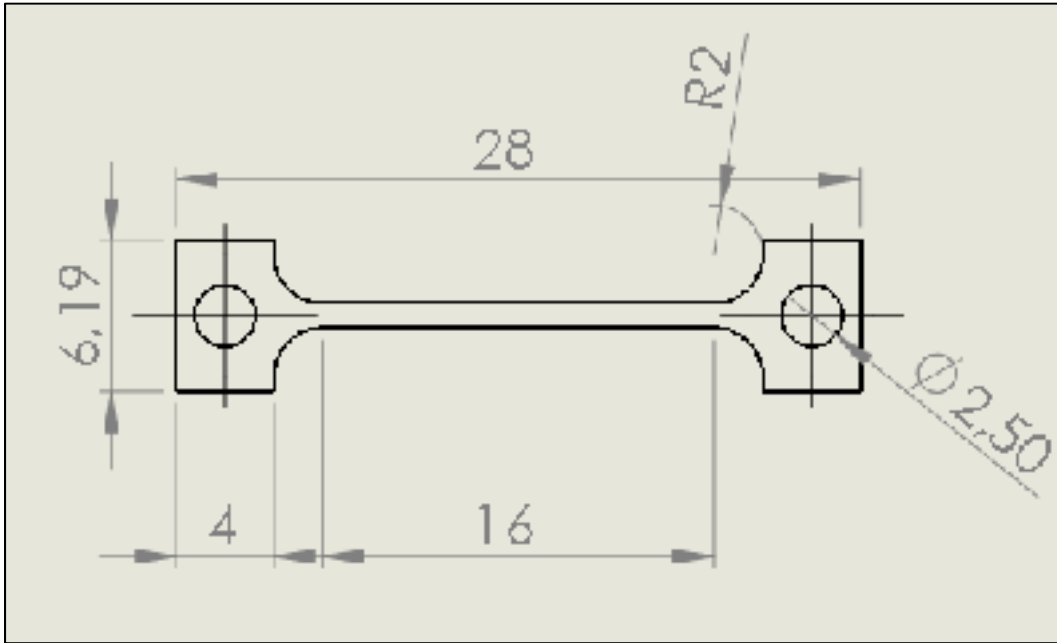


Figure 4.1 Géométrie des éprouvettes plates de traction d'épaisseur Micrométrique faisant l'objet de cette recherche

En effet, il est important d'arrêter les dimensions de l'échantillon dès le début de la conception, car les dimensions de la machine qui sera conçue en dépendront.

L'interaction du produit avec son milieu extérieur étant schématisé, il sera question de présenter schématiquement les différentes fonctions de la machine, les solutions technologiques et les composants retenus pour les réaliser. Ainsi, l'analyse fonctionnelle approfondie de notre mécanisme conduit à la figure ci-dessous :

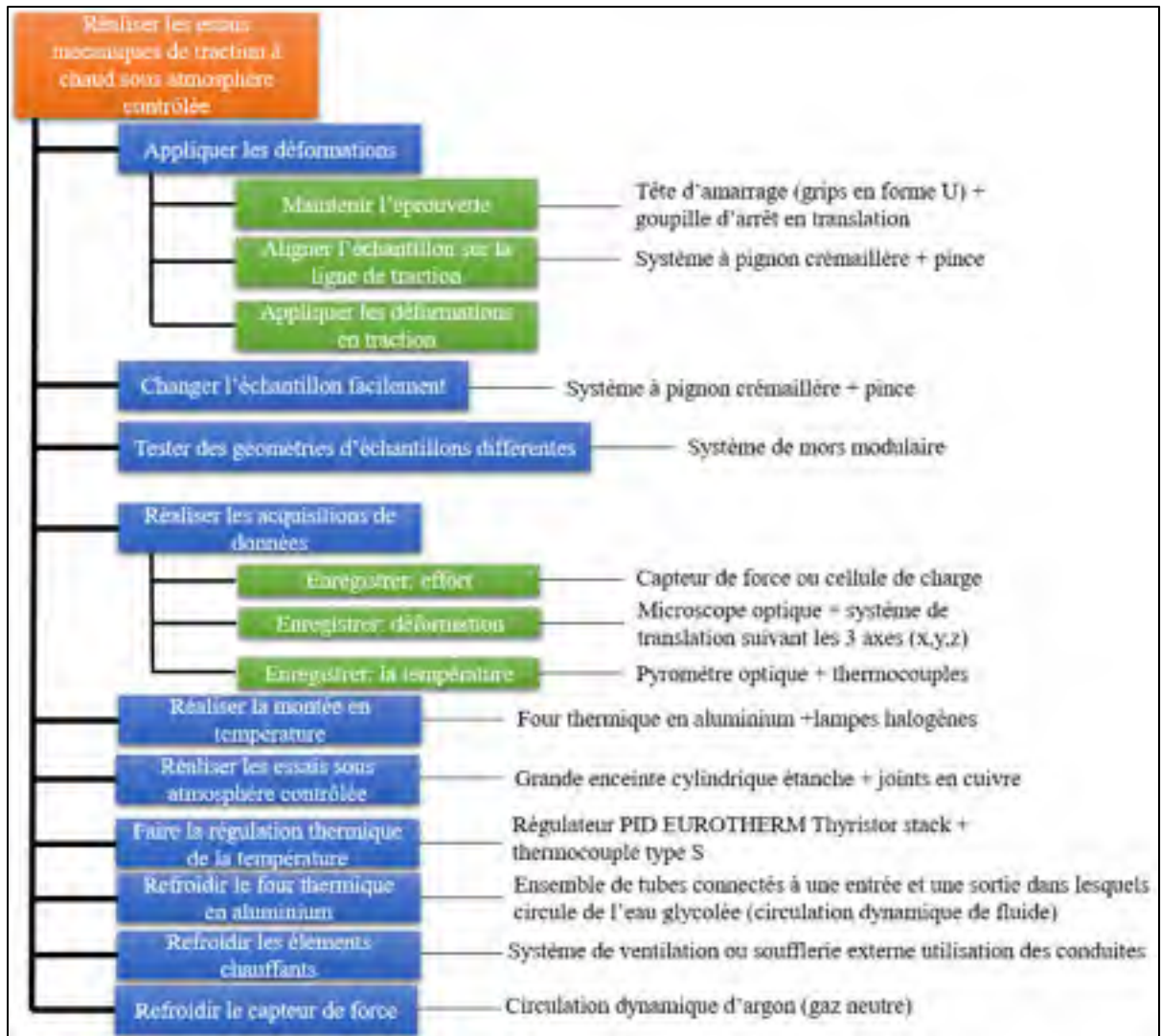


Figure 4.2 Analyse fonctionnelle de la micromachine de traction à chaud sous atmosphère contrôlée

De cette analyse fonctionnelle, la structure de la micromachine et les différents composants qui interviennent dans sa constitution a été proposée. La structure de la micromachine est comme présentée sur la figure ci-dessous :

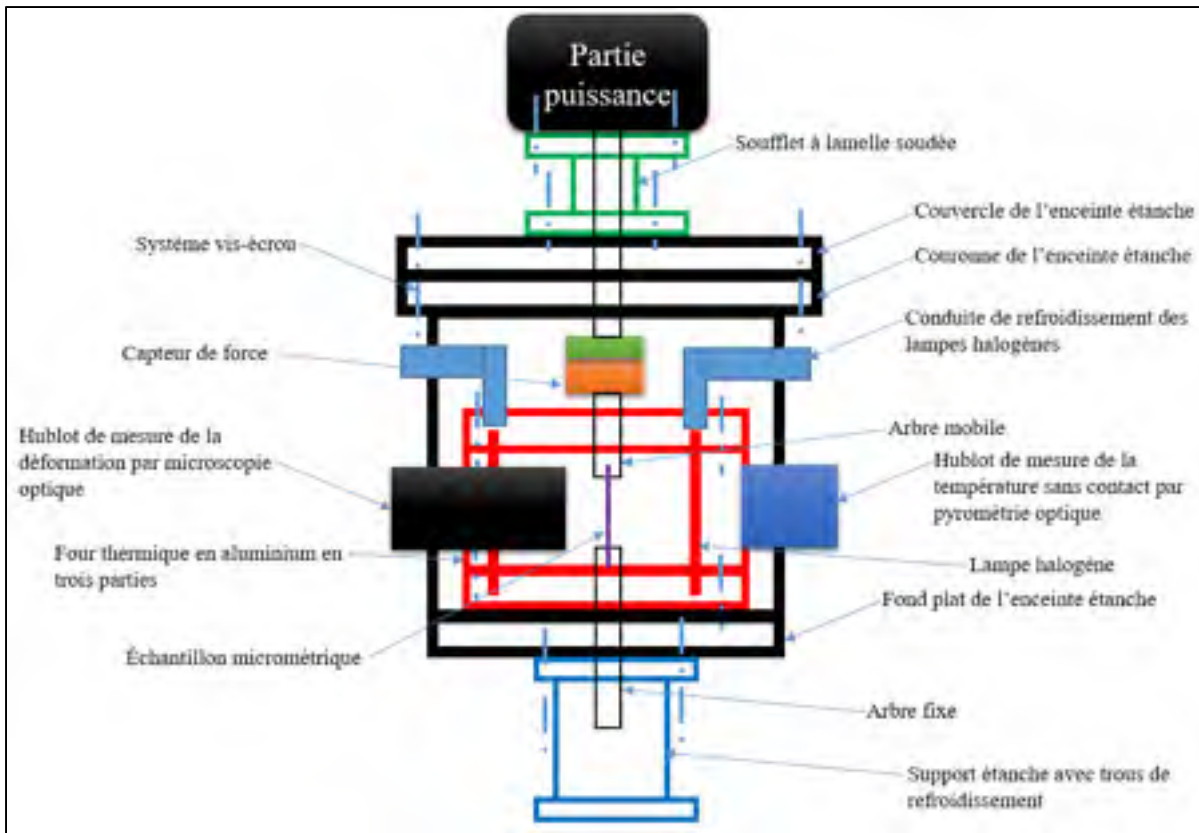


Figure 4.3 Schéma structurel de la micromachine

Le schéma structurel étant établi, nous pouvons à présent présenter sommairement comment le travail de conception s'est déroulé.

4.1 Synoptique de la conception de la machine

La conception de cette machine part de la donnée des dimensions de l'échantillon (Tableau 4.1) à tester. Grâce aux dimensions de l'échantillon et à la hauteur des lampes halogènes, on arrête la hauteur du four thermique de telle sorte que les bases des lampes halogènes soient en dehors de la zone chaude du four thermique. L'encombrement interne du four thermique (dimensions des ellipses) est basé sur le profil du four réalisé dans l'étude de Rivas and Vázquez-Espí (2001). L'encombrement de la porte du four thermique est fixé par l'encombrement du système mécanique à pignon-crémaillère utilisé pour la mise en position de l'échantillon sur la ligne de traction. Les tailles des arbres (fixe et mobile) et celles des mors

sont fixées respectivement par le capteur de force et les dimensions de l'échantillon choisis. Le diamètre intérieur de l'enceinte étanche est fixé par le diamètre externe du four thermique avec un petit jeu laissé pour faciliter le retrait du four de l'enceinte étanche. Le capteur de force pour mesurer la charge appliquée sur l'échantillon est choisi en fonction de l'effort de traction maximale que nous souhaitons atteindre dans la présente recherche. Les joints toriques en cuivre sont les éléments choisis pour assurer l'étanchéité de la machine. Les portes étanches ont été laissées au soin de notre partenaire industrielle, étant donné que c'est leur spécialité. L'étage de chauffage étant un élément central de la machine qui doit être construite, nous allons commencer par expliquer sa conception.

Avant de commencer tout développement analytique ou numérique, il est important de visualiser la solution de conception proposée dans son ensemble afin de guider le lecteur dans les calculs qui s'en suivront.

4.2 Vue générale de la solution de conception de la micromachine proposée

Les formes et les dimensions des différents composants de la micromachine ayant été obtenues, ils ont été assemblés afin d'obtenir le prototype de machine ci-dessous :

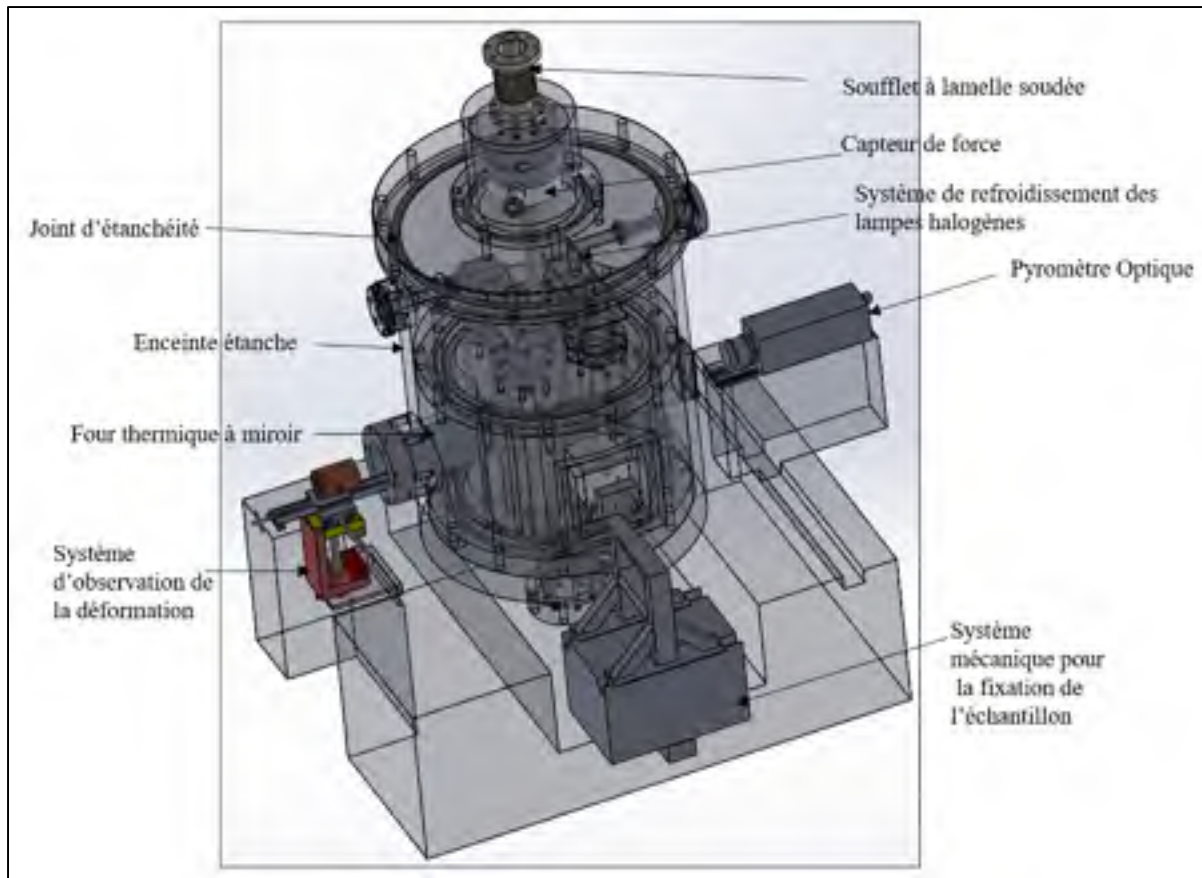


Figure 4.4 Vue globale de la micromachine de traction

Dans la suite de ce mémoire, nous montrerons les détails de calculs qui nous permis d'obtenir les dimensions des composantes constituant de ce dessin d'ensemble.

4.3 Dimensionnement du four thermique

Nous avons opté pour une géométrie circulaire du four thermique au lieu d'une géométrie rectangulaire, car, c'est une géométrie facilitant le pompage (effet des coins pour une géométrie rectangulaire) lors des essais sous vide et qui génère un profil de température presque uniforme au niveau des parois de four de par son caractère axisymétrique. De plus les géométries circulaires permettent de minimiser l'encombrement des fours.

4.3.1 Questions à répondre pour la conception du four thermique

Ayant déjà la forme du four thermique, et une idée sur le type et nombre de lampes à utiliser pour la montée en température, les questions à se poser sont les suivantes :

Quel est le matériau approprié pour le four thermique ?

Quelle puissance faudrait-il apporter pour monter jusqu'à 1200°C ?

Comment concevoir un système de refroidissement pour empêcher le corps du four thermique de fondre ?

Quel fluide de refroidissement faut-il employer ?

Quelles sont les dimensions du four ?

Comment refroidir les lampes halogènes de façon à conserver l'étanchéité de la machine ?

4.3.2 Choix du matériau du four thermique

Il est question dans cette section de faire un choix optimal du matériau du four.

4.3.2.1 Critères de choix du matériau

Notre four fonctionnera dans un environnement exposé à des hautes températures et à des gaz corrosifs. Ainsi, les critères permettant de faire ce choix sont les suivants : bon pouvoir réflecteur (critère à satisfaire obligatoirement) ; Propriétés chimiques (résistance à l'oxydation, à la corrosion) ; facilité d'usinage ; Coût ; Disponibilité ; tenue au feu.

Afin d'éviter les dissipations thermiques par conduction à travers les parois du four thermique. Le matériau choisi devra avoir un bon pouvoir réflecteur afin de réfléchir les rayonnements incidents des lampes halogènes vers l'échantillon. Pour satisfaire ce critère, on a opté pour l'aluminium qui est très employé dans la littérature comme matériau des fours à lampes.

En effet, l'aluminium possède un pouvoir réflecteur nettement supérieur au nickel, au chrome, au fer et pratiquement égal à celui de l'argent, l'or et le cuivre. Ce pouvoir est d'autant plus

grand que l'aluminium est pur. L'ajout d'éléments diminue cette propriété. Le pouvoir réflecteur va également diminuer avec l'épaisseur de la couche d'oxyde et la rugosité. Pour les applications qui demandent un grand pouvoir de réflexion, on va utiliser l'aluminium et une qualité 'grand brillant' obtenue directement par laminage.

Une autre propriété assez intéressante de l'aluminium est sa tenue au feu. En effet, les alliages d'aluminium ne peuvent donner lieu à une combustion lors d'un feu. Le métal se déforme dans un premier temps sous l'action de contraintes dues aux dilatations. Par la suite, celui-ci va fondre sans toutefois s'enflammer. L'aluminium liquide ne contribue donc en aucun cas à entretenir le feu. D'où ce matériau possède un caractère sécuritaire à l'utilisation.

En ce qui concerne la diversité d'assemblage et la facilité de mise en œuvre, les techniques d'assemblage et de mise en œuvre de l'aluminium sont les mêmes que pour les autres métaux (aciers, aciers inoxydables...), mais l'aluminium présente les avantages suivants :

Une facilité pour la mise en forme permettant de réaliser une grande variété de profilés ; un usinage plus aisé et plus rapide ; une très grande disponibilité ; un coût attrayant.

Étant donné que l'aluminium ne résiste pas à l'oxydation et à la corrosion induites par les gaz corrosifs et oxydants, on utilisera à cet effet des consommables en feuilles d'aluminium qui recouvriront la paroi interne du four et qui seront remplacés à chaque essai mécanique sous environnement corrosif ou oxydant. Pour toutes les raisons évoquées plus haut, l'aluminium représente un choix optimal et sécuritaire pour notre four thermique.

Cependant, l'aluminium a une température de fusion très faible (660°C) par rapport aux températures que nous désirons atteindre dans cette recherche. De ce fait, si le système de refroidissement du four thermique n'est pas bien choisi, il fondra sous les hautes températures que nous désirons atteindre.

4.3.3 Constitution du four thermique

Le four à lampes se compose d'un bloc d'aluminium cylindrique à travers lequel quatre ouvertures de section elliptique seront usinées parallèlement à son axe. Cette géométrie a été choisie, car elle présente l'avantage de produire une radiation axisymétrique sur l'échantillon. Les ouvertures ont une seule ligne de focalisation en commun et ressemble à la forme trèfle à

quatre feuilles dans une coupe horizontale symétrique. De même, un ensemble de trous débouchant le long de l'axe du bloc cylindrique en aluminium autour des ouvertures servent à son refroidissement. L'ensemble de ces trous sont connectés en série à une seule entrée et sortie pour une circulation continue du fluide de refroidissement. Le fluide de refroidissement utilisé est de l'eau glycolée, car c'est l'un des fluides de refroidissement le plus utilisé dans la littérature pour les hautes températures. Même si l'efficacité de refroidissement de cette dernière est moins que celle de l'eau normale, elle possède l'avantage de rester liquide à des températures très basses sans se congeler. Ce refroidissement dynamique augmente la durée de vie du bloc en aluminium du four thermique. Les éléments chauffants sont positionnés (par des vis de réglage) dans les foyers focaux externes des ellipses pour que leurs rayonnements se réfléchissent sur l'échantillon. Pour maximiser l'effet du rayonnement, l'intérieur du bloc d'aluminium sera recouvert d'une feuille d'aluminium avec l'apparence de l'aluminium poli à une finition miroir. Cette précaution permet également de protéger l'état du bloc d'aluminium afin d'éviter sa dégradation suite aux contacts avec les gaz corrosifs et oxydants.

Les éléments chauffants inclus dans le four thermique sont des tubes halogènes de tungstène. Les raccords des lampes sont refroidis par un système de ventilation qui insuffle de l'air parallèlement à l'axe des lampes afin de maximiser le refroidissement. De même, afin d'éviter que le rayonnement ne se réfléchisse complètement sur la ligne de traction, on a réduit les longueurs de rayonnement des lampes halogènes par des gaines en alumine. Le contrôle de la puissance radiative se fera par un système électronique rapide en boucle fermée qui consiste en un contrôleur PID (Turnbull Control Systems, système 60000,6350), un conditionneur d'entrée de thermocouple (Turnbull Systèmes de contrôle, système 6000, D00.5) et un thyristor (Eurotherm 461...464, 40 A, 240V).

Ainsi notre four thermique comprend :

- Un corps principal représentant la chambre chaude où se dérouleront les essais mécaniques ;

- Un couvercle supérieur lié au corps principal et au système de refroidissement des lampes halogènes par des joints d'étanchéité et des vis ;

- Un couvercle inférieur lié au corps principal par l'intermédiaire de joints d'étanchéité et des vis ;

Un système de quatre lampes halogènes, deux à deux en position haute et basse suivant la diagonale.

Pour les dimensions de notre four, on a utilisé un four de 200 mm de hauteur. Son volume intérieur a été fixé en utilisant une section intérieure quadrielliptique, dont les dimensions d'une ellipse ont été prises dans la littérature, car, ces valeurs semblent largement utilisées dans la pratique.

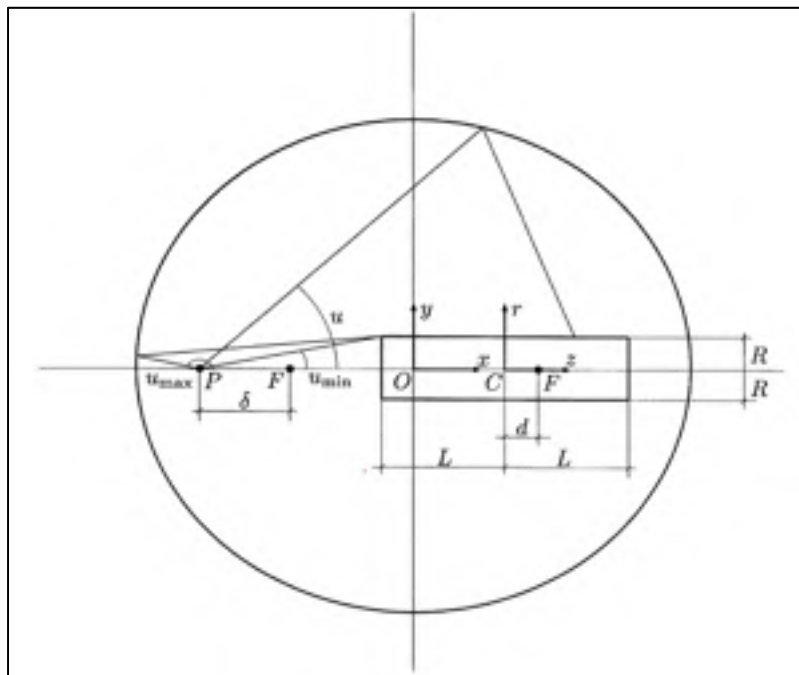


Figure 4.5 Géométrie d'une ellipse d'un four thermique tirée de (Rivas & Vázquez-Espí, 2001)

De ce fait, les quatre ellipses qui constituent la géométrie de notre four ont chacune, les dimensions suivantes : un grand-axe de 90 mm et un petit-axe de 80 mm avec une réflectance de 90% (Rivas & Vázquez-Espí, 2001) L'axe central de l'échantillon suivant l'axe du four thermique a été déplacé d'une distance de 10 mm par rapport au foyer dans le sens de l'intérieur de l'ellipse.

Du fait des difficultés (faire un système de refroidissement étanche pour les lampes, fixation des lampes, etc.) rencontrées dans le design, le four n'a pas été réalisé en deux parties indépendantes, mais a plutôt été muni d'une ouverture dont les dimensions ont été fixées par

la taille du système mécanique qui doit placer l'échantillon sur la ligne de traction de la micromachine. En effet, la solution de deux parties indépendantes a été abandonnée suite à de nombreuses contraintes de conception rencontrées, dont les principales sont :

Le système de refroidissement étanche des parois du four en aluminium devient difficile à réaliser avec cette solution de conception ;

Le système de refroidissement des lampes devient difficile à mettre en place, car les lampes translatent dans cette configuration les unes par rapport aux autres ;

L'encombrement de l'enceinte étanche qui couvre le four devient plus important.

Pour toutes ces raisons et surtout dans le but de simplifier le design du four, on a dû recourir au design du four en seul bloc cylindrique, car la fixation des lampes et la conception du système de refroidissement étanche des lampes devenaient faciles à réaliser. Des dispositions (une butée et deux trous) ont été prises pour faciliter la mise en position et le retrait de la pièce qui fait office de fermer l'ouverture laissée sur le four pour le passage du système mécanique pour la fixation de l'échantillon sur la ligne de traction.

Le diamètre extérieur du four a été fixé sur des contraintes économiques. En effet, connaissant l'encombrement intérieur du four, et le design à effectuer, on a choisi dans le catalogue des fabricants les joints en cuivre directement supérieur à cette dimension. Et ceci a permis d'arrêter un diamètre extérieur pour le corps principal du four (Figure 5.3).

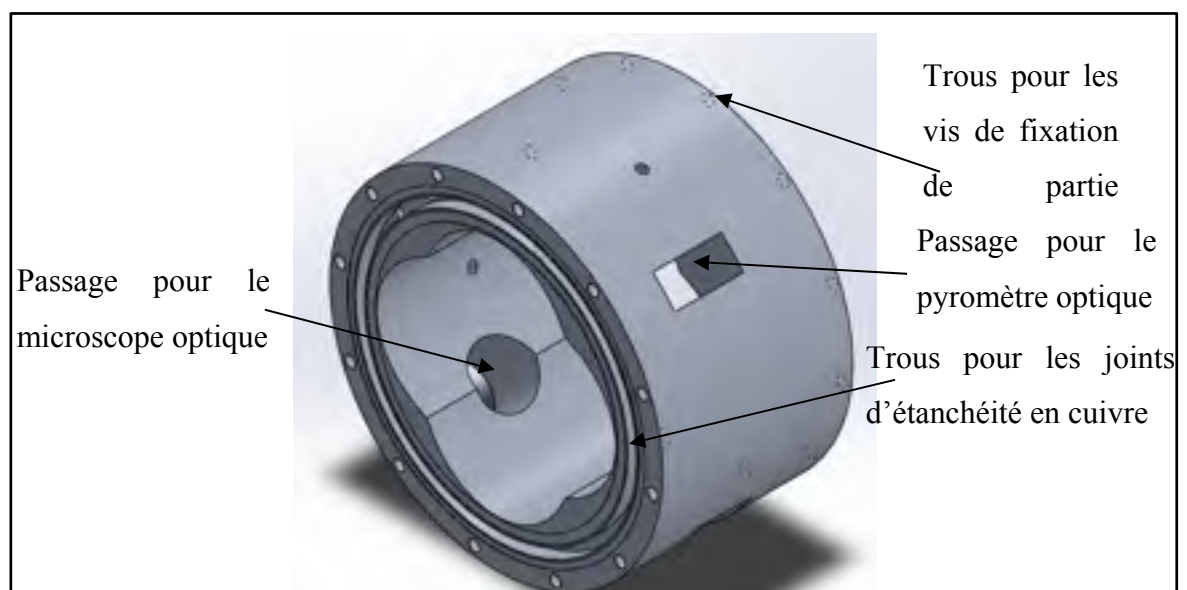


Figure 4.6 Partie centrale du four à miroir

De même, la partie inférieure du four est comme suit :

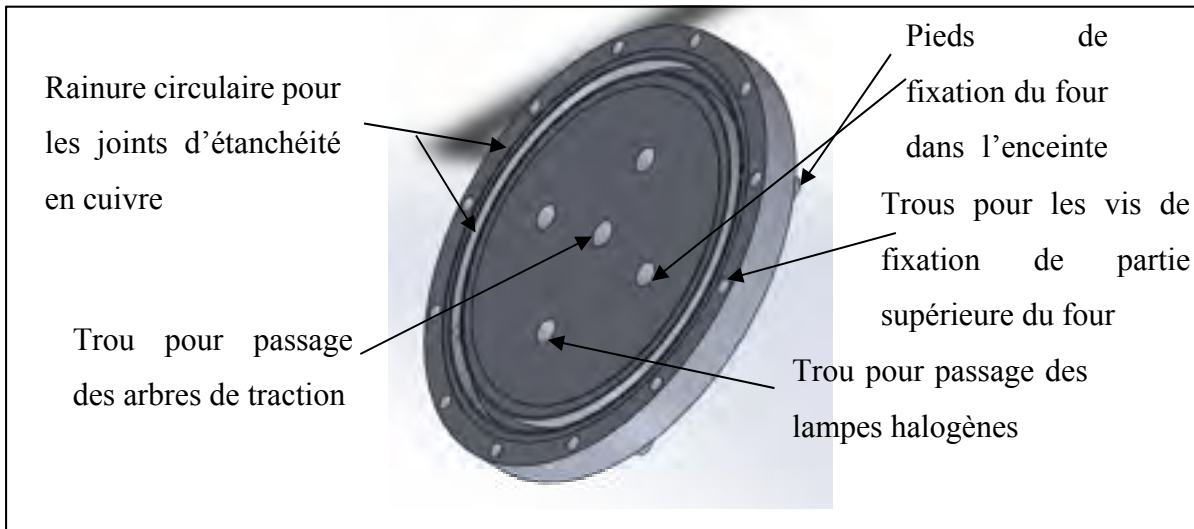


Figure 4.7 Partie inférieure du four à miroir

Et pour terminer, le haut du four est comme suivi :



Figure 4.8 Partie supérieure du four à miroir

C'est donc l'assemblage de ces trois parties qui constituera le four thermique.

Pour le dimensionnement des lampes halogènes, nous avons fixé l'objectif d'atteindre une température maximale de 1300 °C à l'intérieur du four thermique.

4.3.3.1 Calcul de la surface des parois du corps principal du four en aluminium

Le calcul de la surface totale des parois permettra de déterminer l'épaisseur de la paroi du corps principal du four en aluminium représenté à la Figure 5.6.

La forme retenue pour le four est la suivante :

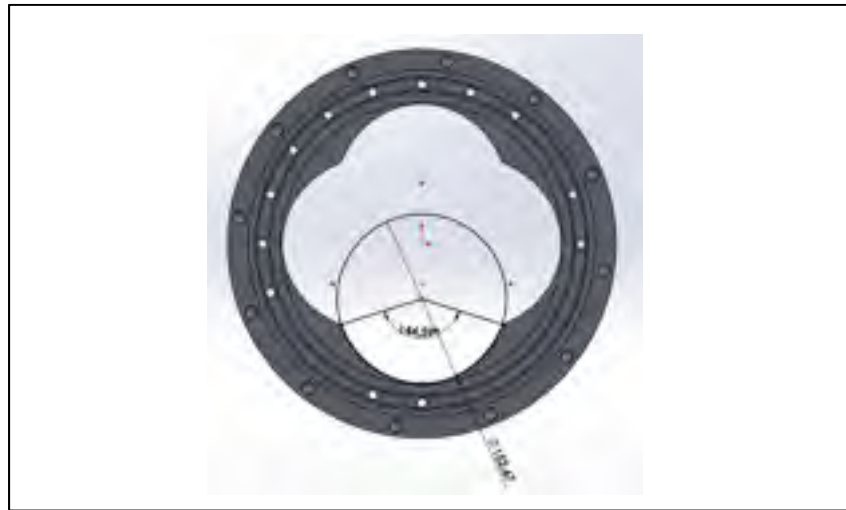


Figure 4.9 Approximation de la section d'une demi-ellipse par la section d'un arc de cercle

Afin de déterminer la surface totale des parois de ce bloc d'aluminium, on a fait une approximation, étant donné la complexité de la forme intérieure du bloc. Ainsi, la surface totale sera donnée comme suit :

$$A_{Tpf} = 4 \times S_{paroi_unitaire} \quad (5.1)$$

L'approximation qui a été faite consiste dans un premier temps à assimiler la forme elliptique en une forme circulaire de dimension presque égale. Et dans un deuxième temps, d'assimiler la surface unitaire d'une paroi concave en une surface rectangulaire de dimensions presque identiques.

Ainsi,

$$S_{paroi_unitaire} = L_{arc} \times h_{four} = 2\pi \times r_c \times \left(\frac{\theta_c}{360}\right) \times h_{four} \quad (5.2)$$

Donc, la surface totale des parois du bloc d'aluminium sera donnée par :

$$A_{Tpf} = 4 \times \left[2\pi \times r \times \left(\frac{\theta}{360}\right) \times h_{four} \right] \quad (5.3)$$

$$\Rightarrow A_{Tpf} = 4 \times \left[2\pi \times r \times \left(\frac{\theta}{360}\right) \right] = 4 \times \left[2 \times 3,14 \times 76,5 \times \left(\frac{144,6}{360}\right) \times 200 \right]$$

$$\Rightarrow A_{Tpf} = 154453,26 \approx 154453 \text{ mm}^2 = 0,154 \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow A_{Tpf} \approx 16 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

4.3.3.2 Calcul de la surface de l'échantillon

L'échantillon étant plat, il dispose de quatre côtés d'échange de chaleur 2 à 2 identiques.

$$A_{Te} = (2 \times L_e \times l_e) + (2 \times L_e \times e_e) \quad (5.4)$$

$$\Rightarrow A_{Te} = (2 \times 20 \times 1) + (2 \times 20 \times 200 \times 10^{-6})$$

$$\Rightarrow A_{Te} = 40,008 \approx 40 \text{ mm}^2 = 4 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

4.3.3.3 Expressions des échanges thermiques dans le four thermique

Suite aux interactions à l'intérieur du four thermique, les échanges thermiques qui auront lieu sont énumérés ci-dessous afin de déterminer la puissance des lampes halogènes que nous devons choisir pour porter l'échantillon au niveau de température que nous souhaitons:

- Un échange convectif entre l'air chaud et les surfaces de l'échantillon. Cet échange va générer une puissance qu'on notera :

$$\Phi_1 = h_{air} \times A_{Te} \times (T_e - T_{air}) \quad (5.5)$$

- Un échange convectif entre l'air chaud et les parois du four en aluminium. Cet échange va générer une puissance qu'on notera :

$$\Phi_2 = h_{air} \times A_{Tpf} \times (T_{pf} - T_{air}) \quad (5.6)$$

- Un transfert de chaleur par conduction à travers les parois du four thermique en aluminium. Ce transfert occasionnera une puissance notée :

$$\Phi_3 = \lambda_{Al} \times \frac{A_{Tpf}}{e_{pf}} \times \Delta T_{pf} \quad (5.7)$$

- Un transfert de chaleur par rayonnement de l'échantillon vers les parois du four thermique en aluminium. Ce transfert occasionnera une puissance donnée par :

$$\Phi_4 = \varepsilon_e \times \sigma_{sb} \times A_{Te} \times T_e^4 \quad (5.8)$$

- Un transfert de chaleur par rayonnement des parois du four thermique en aluminium vers l'échantillon. Ce transfert occasionnera une puissance donnée par :

$$\Phi_5 = \varepsilon_{Al} \times \sigma_{sb} \times A_{Tpf} \times T_e^4 \quad (5.9)$$

L'émissivité de l'aluminium poli est comprise entre 0,039 et 0,057 d'après (Tableau émissivités en thermographie, 2015).

Les expressions des échanges thermiques dans le four étant connues, nous pouvons dès lors passer au calcul de la puissance des lampes halogènes qu'il faudra choisir.

4.3.3.4 Grandeurs nécessaires pour la détermination de la puissance des lampes halogènes pour le chauffage

Afin de déterminer cette puissance, on doit évaluer la puissance perdue lors du fonctionnement du four thermique. Cette puissance perdue s'effectue à trois niveaux précis :

Lors de l'échange convectif entre l'air chaud du four et les surfaces libres de l'échantillon ;

Lors du rayonnement émis par les surfaces libres de l'échantillon vers les parois du four thermique en aluminium ;

Lors du transfert par conduction au niveau des parois du four thermique en aluminium.

Ainsi, on note Φ_{perdue} , la puissance perdue cherchée. Cette puissance s'exprimera comme suit :

$$\Phi_{perdue} = h_{air} \times A_{Te} \times (T_e - T_{air}) + \varepsilon_e \times \sigma_{sb} \times A_{Te} \times T_e^4 + \lambda_{al} \times \frac{A_{Tpf}}{e_{pf}} \times \Delta T_{pf} \quad (5.10)$$

4.3.3.5 Calcul de l'épaisseur du four en aluminium

Pour un four qui monte à plus de 1200°C, sa résistance thermique doit se situer entre 0,5 et 0,8 (<http://sitepasite.free.fr>).

La résistance thermique (correspondant à la résistance au passage d'un flux de conduction) du four thermique en aluminium est donnée comme suit :

$$R_{th} \left(\frac{^{\circ}C}{W} \right) = \frac{e_{pf}(m)}{\lambda_{Al}(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}) \times A_{Tpf}(m^2)} \quad (5.11)$$

$$\Rightarrow e_{pf} = R_{th} \times \lambda_{Al} \times A_{Tpf} = 0,6 \times \frac{237}{274} \times 0,16 = 0,083 \text{ m}$$

$$\Rightarrow e_{pf} \approx \mathbf{8,4 \text{ cm} \approx 84 \text{ mm}}$$

L'épaisseur des parois du corps principal du four en aluminium étant calculée, nous pouvons ainsi passer à la détermination de la puissance des lampes halogènes.

4.3.3.6 Calcul de la puissance des lampes halogènes

La puissance perdue par conduction par un mètre carré de la paroi en aluminium à la température maximale en régime stabilisé sera donnée comme suit :

$$P_{\text{perdue}} = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{R_{\text{th}}} = \frac{\Delta T_{\text{pf}}}{R_{\text{th}}} \quad (5.12)$$

Le gradient de température sera pris à $\Delta T_{\text{pf}} = 600 \text{ }^\circ\text{C}$ (afin d'éviter que le bloc d'aluminium, ne fonde), afin de tenir compte du système de refroidissement par eau glycolée.

Pour une résistance thermique du four en aluminium de $R_{\text{th}} = 0,6$ et une température maximale dans le four de 1300°C , les pertes par mètre carré de la paroi du four thermique en aluminium sont de :

$$P_{\text{perdue}} = \frac{600}{0,6} = 1000W$$

Les pertes totales occasionnées par le fonctionnement du four thermique en aluminium tiendront compte des paramètres suivants :

Un échange convectif entre l'air chaud et les surfaces de l'échantillon. Cet échange va générer une puissance qu'on notera

$$\Phi_1 = h_{\text{air}} \times A_{\text{Te}} \times (T_e - T_{\text{air}})$$

Un transfert de chaleur par conduction à travers les parois du four thermique en aluminium. Ce transfert occasionnera une puissance perdue :

$$\Phi_3 = A_{\text{Tp}} \times P_{\text{perdue}}$$

Un transfert de chaleur par rayonnement de l'échantillon vers les parois du four thermique en aluminium. Ce transfert occasionnera une puissance donnée par :

$$\Phi_2 = \varepsilon_e \times \sigma_{\text{sb}} \times A_{\text{Te}} \times T_e^4$$

Ainsi donc, l'expression des pertes thermiques totales sera donnée par :

$$\text{Perte}_{\text{totale}} = \Phi_1 + \Phi_3 + \Phi_2 \quad (5.13)$$

$$\Rightarrow \text{Perte}_{\text{totale}} = h_{\text{air}} \times A_{\text{Te}} \times (T_e - T_{\text{air}}) + A_{\text{Tp}} \times P_{\text{perdue}} + \varepsilon_e \times \sigma_{\text{sb}} \times A_{\text{Te}} \times T_e^4$$

$$\text{AN: } \text{Perte}_{\text{totale}} = 0,12 + 160 + 8,6 \approx 168,72 W$$

$$\Rightarrow \text{Perte}_{\text{totale}} \approx 170 W$$

Pour que le four monte sans peine à sa température maximale, la puissance des lampes halogènes doit être le double de celle des pertes (<http://sitepasite.free.fr/poterie/four.html>).

Soit P_{lampe} : la puissance d'une lampe halogène. On doit avoir la condition :

$$P_{lampe} > Perte_{totale} \Rightarrow P_{lampe} > 2 \times 170 = 340W$$

Ainsi, En prenant des lampes halogènes de 1000W, comme c'est bien le cas dans la littérature, on remarque qu'on aura assez de puissance pour effectuer les essais désirés. Par accord avec les nombreux chercheurs de la littérature, on choisira des lampes halogènes (au nombre de 4) avec filament de tungstène de **puissance 1000 W**, chacune.

4.3.4 Vérification numérique de la résistance du four thermique à la haute température

Pour effectuer cette vérification numérique, on a utilisé le module thermique stationnaire du logiciel ANSYS Workbench, à partir duquel on a établi le profil de température à travers le bloc en aluminium du four en fonction des sollicitations thermiques en présence. En effet, après le dessin du four thermique, on a appliqué l'état de chargement auquel il est soumis et relevé le profil de température correspondant (température maximale et minimale atteinte). Dans ces conditions de chargement, les parois en aluminium du four thermique à lampes doivent supporter une température interne supérieure ou égale à 1200°C

Pour réaliser cette simulation numérique, nous avons commencé par définir le matériau du four. La propriété de matériau (ici l'aluminium) qui nous a intéressés pour l'étude thermique est la conductivité thermique, pour cette étude elle a été prise à 240 W/m°C.

Pour obtenir la distribution de température, nous avons modélisé notre four comme suit :

En entrée pour la simulation thermique stationnaire, nous avons appliqué les conditions suivantes :

La radiation des lampes halogènes a été modélisée comme un rayonnement comme montré sur la Figure 5.7 ci-dessous :

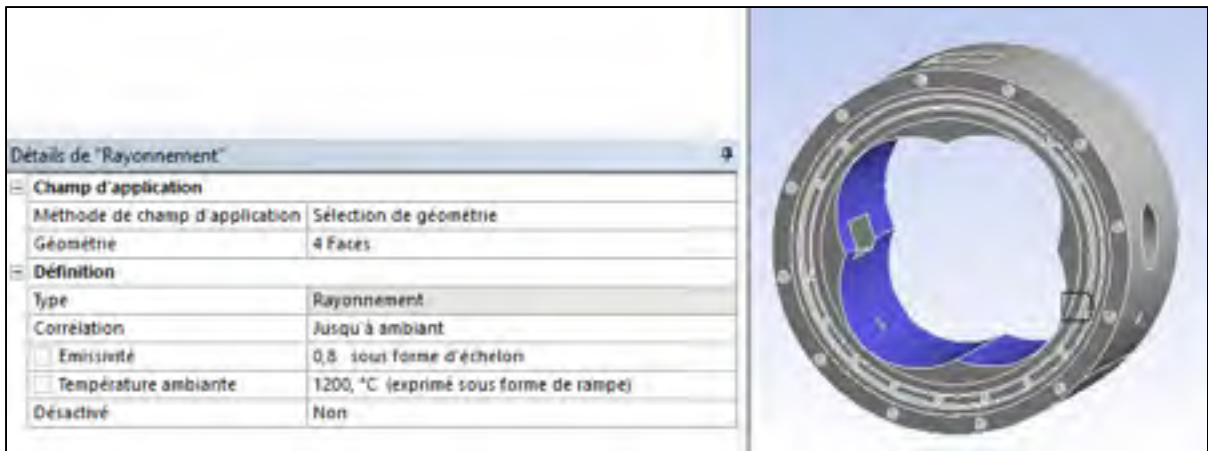


Figure 4.10 Caractéristiques du rayonnement des lampes. La surface en violet représente la surface qui reçoit le rayonnement direct des lampes halogènes.

La circulation de l'eau glycolée pour le refroidissement a été modélisée comme une température dont les caractéristiques sont résumées dans la Figure 5.8 ci-dessous :

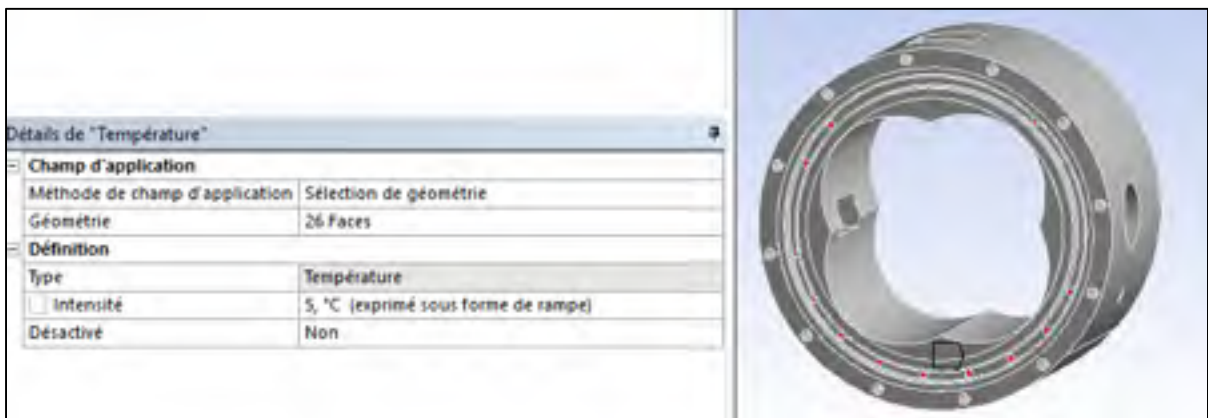


Figure 4.11 Caractéristiques du fluide de refroidissement. Les trous en rouge sont des trous de circulation de l'eau glycolée

La convection avec l'air ambiant a été modélisée comme une convection dont les caractéristiques sont résumées sur la Figure 5.9 ci-dessous :



Figure 4.12 Caractéristiques de la convection de l'air ambiant avec la surface externe du corps principal du four

Convection entre l'air chaud et la surface interne du corps principal du four a été modélisé comme une convection dont les caractéristiques sont résumées dans la Figure 5.10 ci-dessous :



Figure 4.13 Caractéristiques de la convection

La modélisation ayant été effectuée, nous avons obtenu comme sortie la distribution de température à travers le corps principal du four comme nous le verrons à la section suivante.

4.3.4.1 Résultats et discussions de l'étude thermique stationnaire

En considérant une composition d'eau glycolée pouvant atteindre une température de 5°C, nous obtenons le résultat ci-dessous :

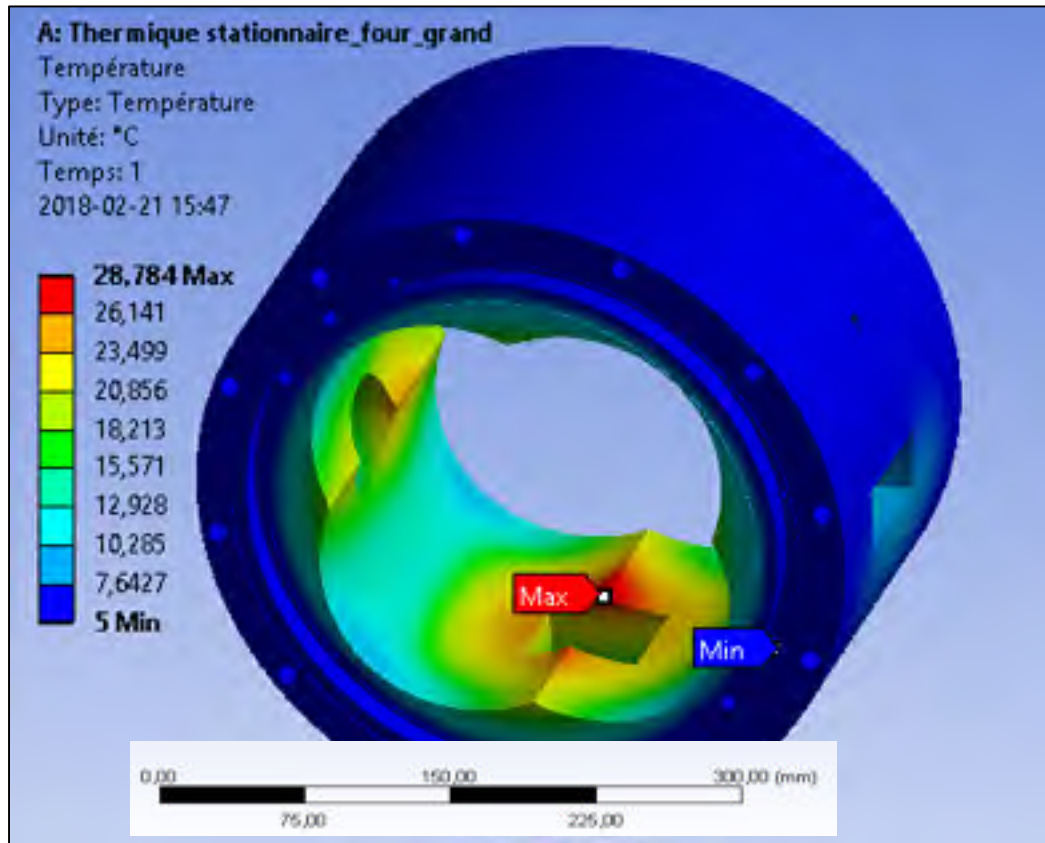


Figure 4.14 Résultat de l'étude thermique stationnaire de la partie principale Du four thermique avec une circulation d'eau glycolée à 5 °C

Nous remarquons que la température maximale atteinte par les parois du four est d'environ 29°C, ce qui est la preuve que le système de refroidissement joue bien son rôle. Mais on peut encore optimiser ce résultat dans le but de réduire les coûts liés à l'utilisation de l'eau à 5 °C.

Les résultats sont satisfaisants. La température maximale (de l'ordre de 33°C) atteinte par les parois du bloc en aluminium du four thermique est de loin inférieure à la température de fusion de l'aluminium (660°C). D'où on n'aura aucun risque de fonte du four thermique. Il pourra

porter les essais à haute température sans risque de fondre. Les simulations numériques ont montré que des épaisseurs de parois plus faibles que celles calculées analytiquement peuvent également supporter les essais à haute température qu'on veut effectuer.

4.4 Dimensionnement à la résistance mécanique des éléments de l'enceinte étanche

Afin de faciliter l'usinage de l'enceinte étanche, tout en réduisant le coût de fabrication de cette dernière. On a divisé l'enceinte en quatre parties différentes à savoir :

Une partie cylindrique ;

Une couronne se fixant au-dessus de la partie cylindrique ;

Un disque se fixant au-dessous de la partie cylindrique et jouant le rôle de fond de l'enceinte ;

Un couvercle venant se fixer au-dessus de la couronne par l'intermédiaire d'un joint d'étanchéité et des boulons.

4.4.1 Dimensionnement de la partie cylindrique de l'enceinte étanche

4.4.1.1 Hypothèses de dimensionnement

Le dimensionnement qui va suivre fait l'objet de plusieurs approximations (hypothèses) dont les plus pertinentes sont les suivantes :

Le rapport entre l'épaisseur et le rayon de courbure de la surface à la mi- épaisseur est très petit par rapport à l'unité ($t/R \ll 1$ et typiquement $t/R < 1/10$), ce qui fait qu'on aura un cylindre à paroi mince ;

Les déplacements sont très petits par rapport à l'épaisseur ;

Matériau homogène, isotrope et élastique linéaire ;

Lignes droites normales au plan mi- épaisseur demeurent droites après chargement ($\gamma_{r\theta} = \gamma_{\theta r} = 0$ et $\varepsilon_r = 0$) ;

La contrainte normale à la surface de la mi- épaisseur est négligeable ($\sigma_r = 0$) ;

L'intérieur de l'enceinte est à température ambiante.

4.4.1.2 Critères de choix du matériau de la partie cylindrique

Il est question dans cette section de faire un choix optimal du matériau de la partie cylindrique de l'enceinte.

L'enceinte est en position statique, soumise à une pression interne de service et à des gaz oxydants, corrosifs internes dans certains cas, lors des essais spécifiques. Ainsi, les critères permettant de faire le choix du matériau adéquat sont les suivants : Propriétés physico-chimiques (résistance mécanique, résistance à l'usure, résistance à la corrosion) ; usinabilité (facilité de mise en œuvre) ; coût ; disponibilité (sur le marché) ; soudabilité.

Nous avons choisi l'acier inoxydable 316L pour les raisons suivantes :

Excellente soudabilité ;

Usinabilité facile en raison de sa teneur en carbone plus faible. Cependant, il a tendance à durcir s'il est usiné trop rapidement. Pour cette raison, des vitesses faibles et des débits d'alimentation constants seront recommandés ;

Travail à chaud et à froid. Les températures optimales de fonctionnement à chaud devraient être comprises entre 1150 et 1260°C ;

Bonne résistance à l'oxydation en service intermittent à 870°C et en service continu à 925°C ;

Bonne résistance à la corrosion dans une gamme d'environnements atmosphériques et de nombreux milieux corrosifs.

4.4.1.3 Détermination de l'épaisseur de la partie cylindrique de l'enceinte

Choix du coefficient de sécurité

Les approximations faites sur la pression interne, car ne savant pas la valeur exacte, obligent à adopter un coefficient de sécurité (Annexe I).

Pour des calculs soignés, on a choisi un coefficient de sécurité compris entre 3 et 4, soit le maximum. D'où $s=4$.

Condition de résistance de la partie cylindrique de l'enceinte étanche

- **Sollicitations sur l'enceinte**

Pour le dimensionnement de l'enceinte, nous choisirons les hautes pressions, car c'est le cas le plus défavorable. L'enceinte est soumise à une pression interne $p=1,2$ MPa (D.Textier, 2013). Pour des raisons d'incertitudes et de sécurité, nous dimensionnerons cette enceinte avec deux fois la valeur de service, soit une pression maximale sensiblement égale à 3 MPa.

- **Contraintes maximales dans l'enceinte**

En effectuant un D.C.L (Diagramme des corps libres) de notre cylindre soumis à une pression interne et externe, on :

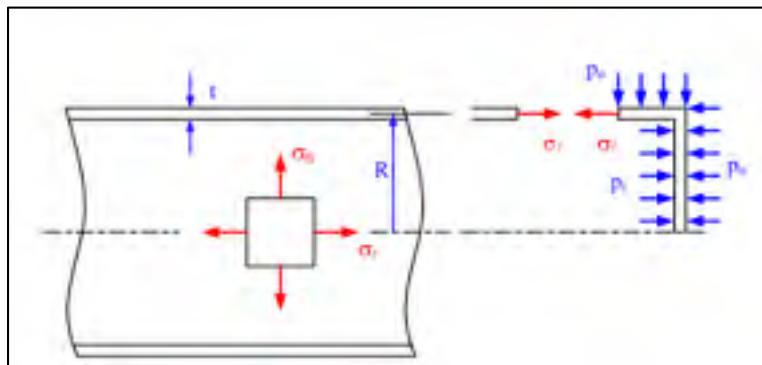


Figure 4.15 Diagramme des corps libres du cylindre de l'enceinte étanche tirée de (SYS 805, Automne 2016)

- **Équilibre axial**

$$\sigma_i(2\pi R)t = p_i\pi R_i^2 - Kp_o\pi R_o^2 \quad (5.14)$$

K est une constante sans dimension qui prend la valeur 1 ou 0. Elle prend en considération l'effet de la pression externe s'appliquant sur la tête de la partie cylindrique. Pour $K=0$, aucune pression n'est appliquée axialement de l'extérieur. Tandis que pour le cas $K=1$, la pression externe agit dans toutes les directions.

$$\Rightarrow \sigma_l = \frac{p_i R_i^2 - K p_0 R_0^2}{2tR} \text{ où } p_r \text{ est la pression due à la réaction}$$

D'après la théorie des membranes, on a :

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{p}{t} \quad (5.15)$$

p : est la différence entre les pressions interne et externe à la partie cylindrique de l'enceinte.

$$\begin{aligned} \Rightarrow \frac{\sigma_l}{\infty} + \frac{\sigma_\theta}{R} &= \frac{p}{t} \\ \Rightarrow \sigma_\theta &= \frac{(p_i - p_0)R}{t} \end{aligned}$$

Ainsi donc, les contraintes suivant chaque axe sont données comme suit :

- **Contrainte axiale**

$$\Rightarrow \sigma_l = \frac{(p_i - K p_0)R}{2t} \text{ si } R_i \approx R_0 \approx R \text{ et } \Rightarrow \sigma_l = \frac{p_i R}{2t} \text{ car } K = 0$$

- **Contrainte circonférentielle**

$$\Rightarrow \sigma_\theta = \frac{(p_i - p_0)R}{t}$$

- **Contrainte radiale**

$$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_r = -p_i \text{ à } r = R_i \text{ (rayon intérieur)} \\ \sigma_r = 0 \text{ à } r = R_m \text{ (rayon moyen)} \\ \sigma_r = -p_0 \text{ à } r = R_0 \text{ (rayon extérieur)} \end{cases}$$

La contrainte équivalente sera maximale à l'intérieur du cylindre. De ce fait, les expressions de contraintes prises en compte pour le dimensionnement seront celles calculées au rayon intérieur de la partie cylindrique (car c'est à ce niveau que la criticité est la plus grande). Partant, on obtient les expressions suivantes :

$$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_{\theta} = \frac{(p_i - p_0)R_i}{t} = \sigma_1 \\ \sigma_l = \frac{p_i R_i}{2t} = \sigma_2 \\ \sigma_r = -p_i = \sigma_3 \end{cases} \quad (5.16)$$

Application du critère de VON MISES

Données du problème :

- Matériau : 316L ;
- Pression interne de service : $p_i = 3 \text{ MPa}$;
- Pression externe atmosphérique $p_0 = 0,1 \text{ MPa}$;
- Rayon interne : $R_i = 176 \text{ mm}$;
- Limite élastique : $\sigma_y = 170 \text{ MPa}$;
- Résistance à la rupture : $R_{rup} = 485 \text{ MPa}$.

Pour déterminer l'épaisseur minimale que doit avoir la partie cylindrique de l'enceinte étanche, on doit se tourner vers le critère de Von Mises car l'enceinte est faite dans un matériau ductile. Ce critère a été aussi choisi pour faciliter les vérifications du dimensionnement, car la majorité des logiciels d'éléments finis utilisent le critère de Von Mises pour effectuer les calculs. À cette épaisseur minimale requise, on ajoutera une épaisseur supplémentaire pour tenir compte de la corrosion du matériau. L'épaisseur ainsi obtenue deviendra l'épaisseur réelle de la partie cylindre de notre enceinte. L'énoncé du critère de Von Mises se résume comme suit :

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq \frac{\sigma_y}{s\sqrt{3}} \quad (5.17)$$

$$\Rightarrow \sqrt{\frac{1}{2} \left[\left(\frac{(p_i - p_0)R_i}{t} - \frac{p_i R_i}{2t} \right)^2 + \left(\frac{p_i R_i}{2t} + p_i \right)^2 + \left(-p_i - \frac{(p_i - p_0)R_i}{t} \right)^2 \right]} - \frac{\sigma_y}{s\sqrt{3}} \leq 0$$

$$t_{min} = 20 \text{ mm}$$

Malgré que l'acier inoxydable 316L soit un matériau qui résiste à la corrosion, il serait judicieux de disposer d'une surépaisseur de corrosion. Ainsi, l'épaisseur finale de l'enceinte sera donnée comme suit :

$$t_{réelle} = t_{min} + t_c$$

L'épaisseur de corrosion dépend de l'environnement de l'enceinte étanche, du liquide ou des gaz que contient l'enceinte. Dans des nombreux cas, cette épaisseur de corrosion est prise par défaut à 1 mm. Ainsi, la taille réelle sera calculée comme suit :

$$t_{réelle} = 20 + 1 = 21 \text{ mm}$$

4.4.1.4 Vérification analytique

Il s'agit ici de valider si oui ou non, l'épaisseur déterminée est optimale, c'est-à-dire que cette dernière n'entraîne aucun risque de rupture pour une pression de test deux fois supérieure à la pression de service. Pour cela, on analysera les différents risques de rupture suivants :

Rupture par charge limite ;

Rupture par fissuration critique.

Fissuration par charge limite

$$t \geq t_l = \frac{p_i \times R_i}{\sigma_y}$$

$$\Rightarrow t_l = \frac{3 \times 176}{170} = 3,10 \approx 4 \text{ mm}$$

Cette valeur représente la borne inférieure de l'univers des possibles de l'épaisseur de l'enceinte à déterminer pour un dimensionnement sécuritaire.

Rupture par fissuration critique

Étant donné qu'on souhaite rester en deçà de la charge limite, on doit dimensionner la partie cylindrique de l'enceinte étanche. Cette dernière dont les dimensions sont : $R_i = 176 \text{ mm}$ et $P_{max} = 4 \text{ MPa}$ est fait dans le matériau 316L (de limite élastique $\sigma_y = 170 \text{ MPa}$) pour les raisons évoquées plus haut.

L'acier 316L a un facteur d'intensité de contrainte $K_{1c} = 183 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$ (Choi, 1981).

Dans une autre source, l'acier 316L a un facteur d'intensité de contrainte

$K_{1c} = 179 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$ (Timmerhaus, 2013).

Ainsi, la taille du défaut critique se calcule comme suit :

$$a_c = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_c}{\sigma_y} \right)^2 \quad (5.18)$$

AN :

$$a_c = \begin{cases} \frac{1}{\pi} \left(\frac{179}{170} \right)^2 \times 1000 = 352,91 \approx 353 \text{ mm} \\ \frac{1}{\pi} \left(\frac{183}{170} \right)^2 \times 1000 = 368,85 \approx 369 \text{ mm} \end{cases}$$

Nous retenons la valeur la plus petite pour être le plus sécuritaire. Donc $a_c = 353 \text{ mm}$

En récapitulatif, on a :

$$\mathbf{a_c = 353 \text{ mm et } t_l = 4 \text{ mm}}$$

Pour que le dimensionnement soit sécuritaire, il faut que l'épaisseur calculée doit être comprise dans l'intervalle $[t_l; a_c]$ où t_l et a_c représentent respectivement l'épaisseur limite

Ainsi, une bonne conception de la structure impose une épaisseur t telle que $t_l \leq t \leq a_c$. On constate bien que la valeur trouvée lors du dimensionnement à la résistance par le critère de Von Mises respecte bien cette condition, car, $\mathbf{4 \text{ mm} \leq 21 \text{ mm} \leq 353 \text{ mm}}$. Par conséquent, on conclut qu'analytiquement, notre dimensionnement est validé.

4.4.1.5 Résultats de simulation et vérification numérique de la résistance à la rupture

Nous avons effectué une étude thermique stationnaire, suivi d'une étude statique pour la vérification de notre dimensionnement. Le résultat obtenu de l'étude thermique stationnaire est donné ci-dessous :

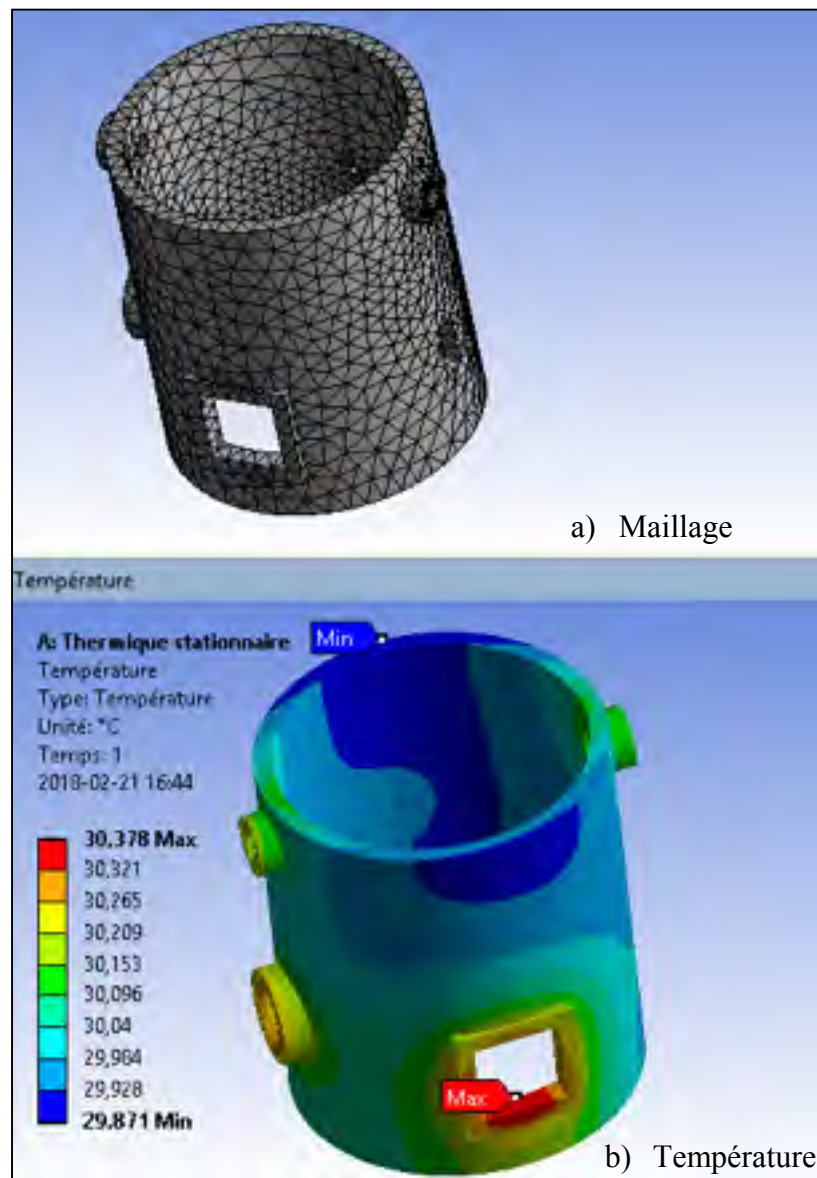


Figure 4.16 Résultat de l'étude thermique stationnaire

L'analyse thermique étant achevée, l'analyse statique structurale peut ainsi être effectuée. La distribution de température obtenue dans l'analyse thermique constituera l'une des données d'entrée de l'analyse statique structurale. Ceci étant dit, après la définition des conditions aux limites, nous avons obtenu les résultats suivants :

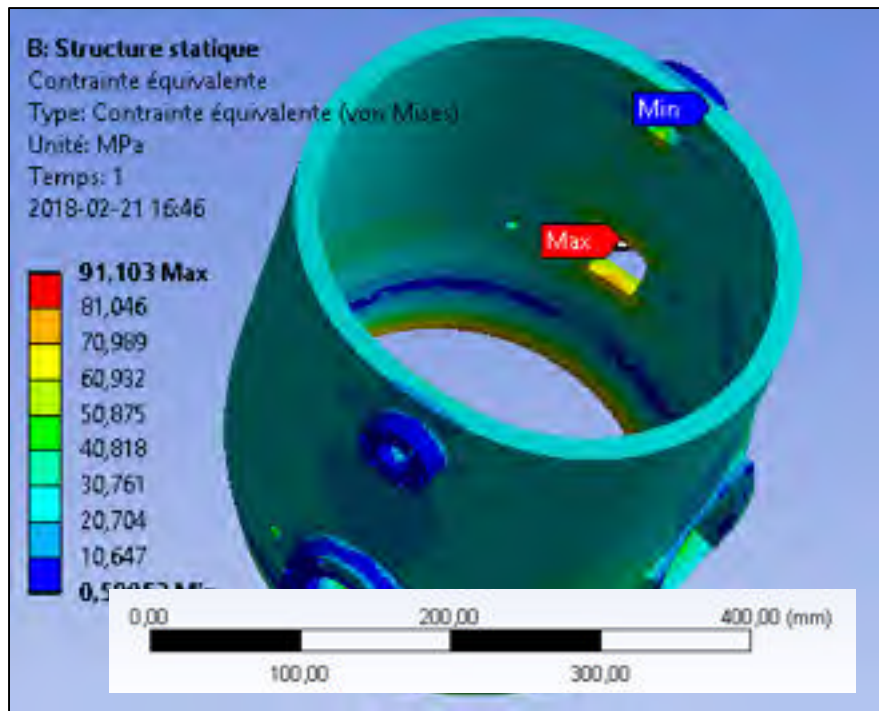


Figure 4.17 Contrainte équivalente de Von Mises obtenue sur la partie cylindrique de l'enceinte étanche

Nous constatons que malgré les sollicitations qui s'appliquent sur le cylindre, la contrainte équivalente de Von Mises maximale, ici égale à environ 92 MPa reste bien inférieure à la limite élastique du matériau (170 MPa) dans lequel le cylindre y est fabriqué. Par conséquent, nous pouvons conclure que le cylindre demeure dans la partie élastique et ne subit aucune déformation irréversible (plastique) ou permanente malgré les sollicitations en présence. Nous constatons aussi que le déplacement total maximal engendré par les sollicitations en présence est relativement faible (environ 0,08 mm). La déformation totale qui en résulte de ce déplacement est très faible (5×10^{-4}), de l'ordre des petites déformations. Tout ceci, traduit qu'un bon dimensionnement de la structure du cylindre a été effectué.

4.4.2 Dimensionnement des boulons pour la réalisation de l'étanchéité de l'enceinte étanche

4.4.2.1 Mise en situation

Il est important lors du dimensionnement du boulon, que la vis et l'écrou soient de qualité identique. En effet, un écrou assemblé avec une vis de qualité identique résiste jusqu'à la rupture de la vis. De même, afin de réduire les contraintes, la souplesse des vis doit être grande par rapport à la souplesse des pièces. Cela implique notamment :

Une bonne rigidité des pièces à serrer ;

Des vis relativement longues par rapport à leur diamètre.

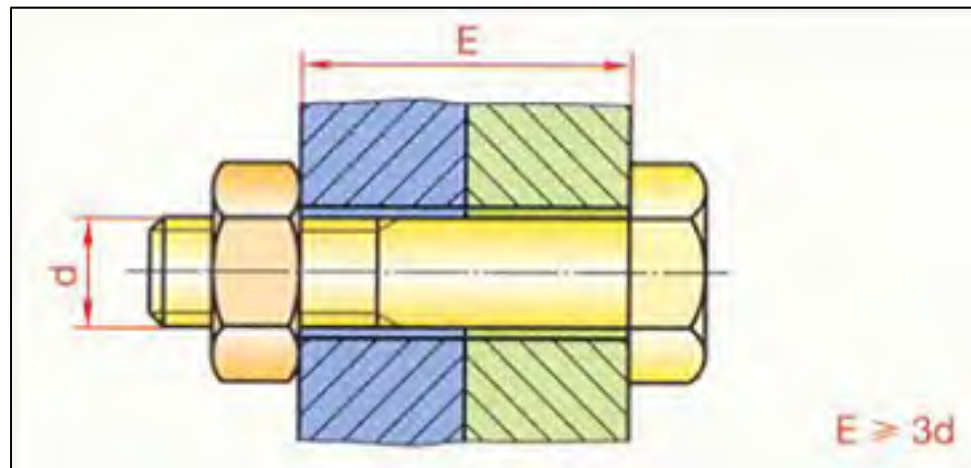


Figure 4.18 Longueur de la vis pour l'assemblage de deux membrures
tirée de (Chevalier & LECRINIER, 2004, p.211)

4.4.2.2 Choix des classes de vis et d'écrou

Les classes de qualité définissent les matériaux pour la visserie après leurs caractéristiques mécaniques.

La classe de qualité est indiquée par deux nombres (n1.n2) :

- Le premier nombre n1 correspond au centième de la résistance minimale à la traction exprimée en méga pascal ;
- Le second nombre n2 multiplié par le premier nombre n1 donne le dixième de la limite nominale d'élasticité en méga pascal.

Pour le cas du dimensionnement qui concerne cette recherche, on choisira la classe la plus faible, en se basant sur le graphe ci-dessous. En effet, plus la classe est élevée, plus le matériau est cher.

Classes de qualité pour vis et goujons ***					
3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,6
6,8	6,9	8,8	10,9	12,9	14,9
Classes de qualité pour les écrous ***					
4	5	6	8	10	14

Figure 4.19 Valeurs normalisées de classe de qualité de vis et écrous tirée de (Chevalier & LECRINIER, 2004, p.228)

Ainsi, nos choix sont les suivants :

$$\begin{cases} \text{Classe vis} \geq 4,6 \\ \text{Classe écrou} = 4 \end{cases}$$

Comme rappelé plus haut, un écrou assemblé avec une vis de qualité identique (par exemple 4 pour une vis de 4,6) résiste jusqu'à la rupture de la vis. Par conséquent, pour cette application, les écrous résisteront jusqu'à la rupture des vis.

4.4.2.3 Calcul de la résistance mécanique des boulons (vis et écrou)

L'écrou aura la même résistance mécanique que la vis donc, le calcul pour l'un sera identique à celui de l'autre.

- Résistance de la vis

Pour la vis, on doit calculer la résistance mécanique et élastique du matériau. D'après ce qui précède, on a :

$$\begin{cases} R_m = 4 \times 100 = 400 \text{ MPa} \\ R_e = 4 \times 6 \times 10 = 240 \text{ MPa} \end{cases}$$

- Choix du matériau

Connaissant les résistances calculées ci-dessus, le choix du matériau s'effectuera grâce au tableau ci-dessous :

Figure 4.20 Table pour le choix du matériau de la vis et de l'écrou

Métaux ferreux					Métaux non ferreux			
Visserie					Visserie			
Catégorie	Matière	État	Rm*	Re**	Matière	État	Rm*	Re**
Non traité	S 250 Pb	Non défini	370	215	Polyamide	(PA 6/6)	60	-
	S 235		340	235	Cu Pb	1/2 dur	350	200
	S 275		410	275	Cu Zn 39 Pb 2	1/4 dur	580	200
	E 335		Recuit	570	360	EN AW-2017	Trempé-mûri	350
Traité	C 35	Trempé et revenu	480	620	EN AW-5086	1/4 dur	270	190
	C 45		610	665	EN AW-7075	Trempé-revenu	520	440
	25 Cr Mo 4		930	785	Rondelles			
	35 Cr Mo 4		1 100	950	Polyamide	(PA 6/6)	60	-
Inoxydable	X5 Cr Ni 18-10	Non défini	510	195	Cu Pb	1/2 dur	350	200
	X30 Cr Ni 18-10	Trempé-revenu	900	750	Cu Zn 39 Pb 2	1/4 dur	580	200
Rondelles					EN AW-1050	1/2 dur	100	75
Platte	S 235	Non défini	340	235	EN AW-5086	1/4 dur	270	190
	X5 Cr Ni 18-10		510	195	Goupilles fendues			
Goupilles					Cu al		230	70
Cylindriques	X30 Cr 13	Trempé-Revenu	HRC = 50		Cu Zn 33	Recuit	300	-
Fendues	S 185	Non défini	330	160	EN AW-5086		240	95

Ainsi, à partir de cette table, on choisit le matériau **S 275** qui est un acier non traité de propriétés mécaniques :

$$\begin{cases} R_m = 410 \text{ MPa} \\ R_e = 275 \text{ MPa} \\ E_b = 200 \text{ GPa} \\ \nu = 0,3 \end{cases}$$

4.4.2.4 Détermination du nombre de boulons nécessaires et de leur diamètre

L'obtention de ces deux grandeurs se fait à partir de la charge maximale que les boulons peuvent supporter. Pour déterminer cette dernière (charge maximale), on va recourir à la méthode de calcul semi-empirique prescrite dans le code ASME des réservoirs sous pression. Cette méthode donne en général de bons résultats.

4.4.2.5 Méthode semi-empirique

Nous utiliserons la procédure décrite à la page 461 du livre de André Bazergui et al. (2002). Cette méthode exige que l'équilibre des forces verticales suit la relation suivante:

$$F_b = F_g + \frac{\pi}{4} G^2 p \quad (5.19)$$

Pour que les calculs soient sécuritaires, on a supposé que la pression du fluide s'étend jusqu'au diamètre moyen du joint d'étanchéité.

Lors de l'assemblage de la bride, lorsque la pression est nulle, la force qui agit dans les boulons est donnée par l'équation :

$$(F_b)_1 = (F_g)_{imin} = \pi G N S_A \quad (5.20)$$

Après la mise sous pression du réservoir, on fait intervenir le coefficient m pour déterminer la force minimale qui peut agir sur le joint d'étanchéité. La relation (5.19) devient alors :

$$(F_b)_2 = m p \pi G N + \frac{\pi}{4} G^2 p \quad (5.21)$$

4.4.2.6 Application de la méthode semi-empirique

Le problème est de dimensionner une bride d'étanchéité d'une enceinte cylindrique devant fonctionner à une pression interne $p_i = 3 \text{ MPa}$. Le joint d'étanchéité, du type métallique est fait en cuivre, ayant 2 mm d'épaisseur, 10,1 mm de largeur et 376,7 mm de diamètre extérieur. Nous savons par ailleurs que :

$$(F_b)_2 = mp\pi GN + \frac{\pi}{4} G^2 p_i$$

$$(F_b)_2 \approx 0,45 \text{ MN}$$

Les boulons seront soumis à un effort F donné comme suit :

$$F = (F_b)_1 + T_{traction} = (530 + 20) \times 10^3 = 550 \times 10^3 \text{ N} = 0,55 \text{ MN}$$

La section des boulons doit être :

$$A_b \geq \frac{F}{S_b} \quad (5.22)$$

Et comme, au maximum, il faut que $S_b = 275 \text{ MPa}$, on a donc :

$$A_b \geq \frac{0,55 \times 10^6}{275} = 2000 \text{ mm}^2$$

L'espacement entre les centres des sections des boulons soit supérieur ou égal à trois fois le diamètre des boulons (valeur minimale, habituellement recommandée par les codes, destinée à permettre l'insertion d'un outil). Ceci nous amène à définir la condition suivante :

$$esp = \frac{p_{cercle}}{n_b} \geq 3 \times d_b \quad (5.23)$$

Partant de la valeur minimale de A_b trouvée à partir de la relation (5.22), la section de chaque boulon sera :

$$A_{bmin} = \frac{A_{bmin}}{n_b} \quad (5.24)$$

$$d_b = \sqrt{4 \times \frac{A_{bmin}}{\pi}} = \sqrt{4 \times \frac{A_{bmin}}{\pi \times n_b}} \quad (5.25)$$

En joignant les relations (5.23) et (5.25), nous avons :

$$\frac{p_{cercle}}{n_b} = 3 \times \sqrt{4 \times \frac{A_{bmin}}{\pi \times n_b}}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow \left(\frac{p_{cercle}}{n_b}\right)^2 &= \left(3 \times \sqrt{4 \times \frac{A_{bmin}}{\pi \times n_b}}\right)^2 \\ \Rightarrow n_b &\leq \frac{\pi \times p_{cercle}^2}{36 \times A_{bmin}} \\ \Rightarrow n_b &\leq \frac{\pi \times (431,7 \times \pi)^2}{36 \times 2000} = 80,13 \end{aligned}$$

Nous étudierons trois valeurs particulières de n_b directement inférieures à 80, tout en étant divisibles par 4. Ce sont : 16, 20 et 24.

- Pour $n_b = 16$, on a :

$$\begin{aligned} \frac{A_{bmin}}{n_b} &= \frac{2000}{16} = 125 \text{ mm}^2 \\ \Rightarrow d_b &= \sqrt{4 \times \frac{125}{\pi}} = 12,61 \text{ mm (on opte pour la valeur normalisée 16 mm)} \end{aligned}$$

Ainsi, pour ce cas, on choisira 16 boulons de 16 mm de diamètre, de section totale :

$$A_b = 3215 \text{ mm}^2 > 2000 \text{ mm}^2$$

Les 16 boulons seront espacés d'une distance de :

$$esp = \frac{p_{cercle}}{n_b} = \frac{\pi \times 431,7}{16} = 84,72 \text{ mm} \approx 85 \text{ mm} > 3 \times d_b = 48 \text{ mm}$$

Cette solution fonctionne, donc elle est à retenir. Nous passons à l'évaluation du deuxième cas.

- Pour $n_b = 20$, on a :

$$\begin{aligned} \frac{A_{bmin}}{n_b} &= \frac{2000}{20} = 100 \text{ mm}^2 \\ \Rightarrow d_b &= \sqrt{4 \times \frac{100}{\pi}} = 11,29 \text{ mm (on opte pour la valeur normalisée 12 mm)} \end{aligned}$$

Ainsi, pour ce cas, on choisira 20 boulons de 12 mm de diamètre, de section totale :

$$A_b = 2261 \text{ mm}^2 > 2000 \text{ mm}^2$$

Les 20 boulons seront espacés d'une distance de :

$$esp = \frac{p_{cercle}}{n_b} = \frac{\pi \times 431,7}{20} = 67,78 \text{ mm} \approx 68 \text{ mm} > 3 \times d_b = 36 \text{ mm}$$

Cette solution fonctionne, donc elle est à retenir. On évalue le deuxième cas.

- Pour $n_b = 24$, on a :

$$\frac{A_{bmin}}{n_b} = \frac{2000}{24} = 83,33 \text{ mm}^2$$

$$\Rightarrow d_b = \sqrt{4 \times \frac{83,33}{\pi}} = 10,3 \text{ mm (on opte pour la valeur normalisée 12 mm)}$$

Ainsi, pour ce cas, on choisira 24 boulons de 12 mm de diamètre, de section totale :

$$A_b = 2713 \text{ mm}^2 > 2000 \text{ mm}^2$$

Les 20 boulons seront espacés d'une distance de :

$$esp = \frac{p_{cercle}}{n_b} = \frac{\pi \times 431,7}{24} = 56,48 \text{ mm} \approx 56 \text{ mm} < 3 \times d_b = 36 \text{ mm}$$

Cette solution fonctionne également.

Pour retenir une solution parmi ces trois configurations, il faut définir quelques critères de choix. Dans notre cas, les critères les plus pertinents seront :

- Le coût des boulons ;
- La taille du diamètre : en effet, il n'est pas préférable de donner aux boulons des dimensions trop grandes, car lors du préserrage, on risquerait d'engendrer des niveaux de contrainte susceptibles d'endommager non seulement le joint d'étanchéité, mais parfois la bride elle-même.

En nous basant sur un critère de taille des boulons, nous pouvons déjà éliminer la solution de 16 boulons de diamètre 16 mm. De même, en explorant le critère de coût, il est assez évident que 20 boulons de 12 mm coûtent moins cher que 24 boulons de 12 mm.

En résumé, les caractéristiques des boulons seront comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} 20 \text{ vis de diamètre } 12 \text{ mm} \\ 20 \text{ écrous de diamètre intérieur } 12\text{mm} \\ \text{les écrous et les vis seront en acier S 275} \\ \text{le qualité des vis seront } 4,6 \\ \text{la qualité des écrous sera } 4 \end{array} \right. \quad (5.26)$$

4.4.2.7 Vérification numérique de la résistance du système vis-écrou

Après l'obtention des dimensions des boulons, on a effectué une simulation dans Ansys Workbench pour voir si les dimensions obtenues résisteront aux efforts en présence. Le maillage du boulon est représenté sur la figure ci-dessous :

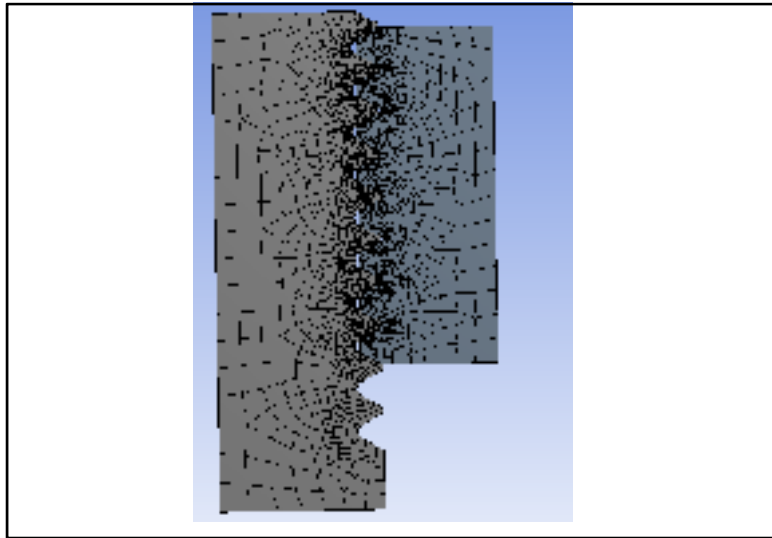


Figure 4.21 Maillage du système vis-écrou

Après l'application des charges, on a obtenu les résultats comme présentés ci-dessous :

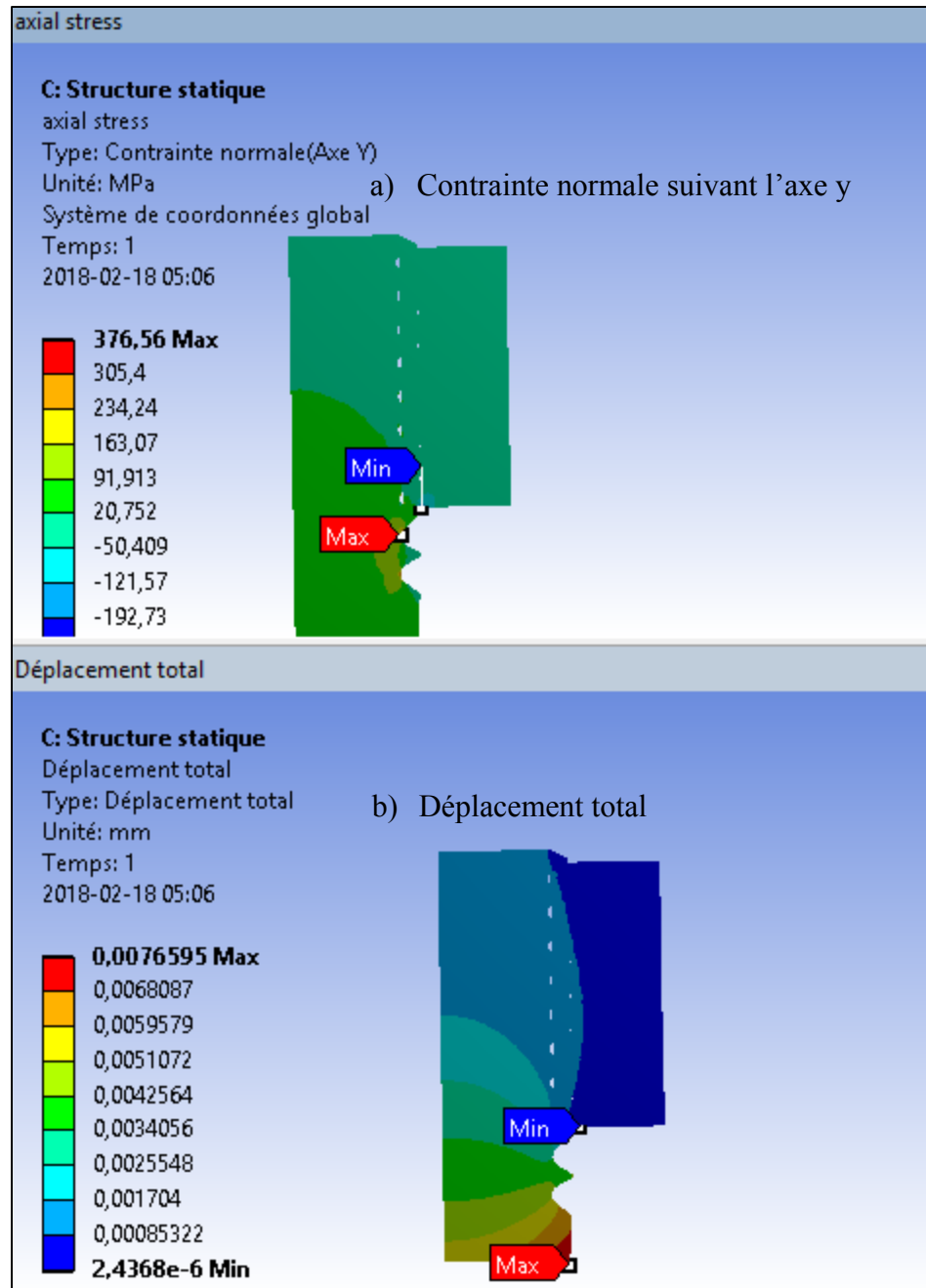


Figure 4.22 Résultats de la contrainte axiale et la déformation totale

D'après les résultats ci-dessus, on constate que la contrainte axiale maximale que voit le système vis-écrou est d'environ 377 MPa, qui est de loin plus petit que la résistance en traction (410 MPa) du matériau dans lequel sont faits les éléments du boulon. Donc les vis et écrous ne casseront pas en fonctionnement. On note également que la déformation totale incluant aussi

le déplacement axiale (desserrage des boulons) est très faible (0,008 mm). En définitive, on peut dire que les dimensions retenues pour la boulonnerie résisteront aux efforts en présence.

Les longueurs des vis seront déterminées après avoir arrêté les épaisseurs respectives de la couronne et du couvercle de l'enceinte étanche. Une fois les caractéristiques des vis déterminées (hors mis les longueurs qui seront déterminées plus loin dans le dimensionnement), Nous pouvons passer au dimensionnement à la résistance de la couronne. Mais avant cela, il serait judicieux d'expliquer comment s'est faite la détermination du diamètre extérieur de la couronne qui servira de base pour son dimensionnement.

Pour déterminer ce rayon extérieur, on a exploré la rupture par portance des membrures assemblées. En effet, si la résistance de la couronne est insuffisante, la perforation s'ovalise et l'extrémité de la couronne peut subir un cisaillement. De même, la tige du boulon peut elle-même être écrasée. Pour éviter le cisaillement de l'extrémité de la couronne, il suffit de déterminer la distance a qui sépare le centre de la perforation du bord de la couronne. En pratique, **les résultats sont valables lorsque le rapport a/d_b est supérieur à 2,65** (André Bazergui et al., 2002, p.451).

Or connaissant le diamètre du boulon, il est facile d'écrire que :

$$\frac{a}{d_b} > 2,65 \Rightarrow a > 2,65 \times d_b = 2,65 \times 12 = 31,8 \text{ mm.}$$

Soit D_e le diamètre extérieur de la couronne.

$$D_e = 2 \times a + D_c \quad (5.27)$$

Où D_c est le diamètre du cercle sur lequel sont répartis équitablement les boulons

$$\text{Ainsi, si : } a > 31,8 \Rightarrow 2 \times a > 63,6 \Rightarrow 2 \times a + D_c > 63,6 + D_c$$

$$\text{or } D_e = 2 \times a + D_c \Rightarrow D_e > 63,6 + D_c$$

$$\text{Donc : } D_e > 63,6 + 431,7 = 495,3 \text{ mm}$$

Ainsi, on prendra comme valeur du diamètre extérieur de la couronne, la valeur entière directement supérieure à celle calculée.

Par conséquent,

$$D_e = 496 \text{ mm}$$

4.4.3 Dimensionnement de la couronne de l'enceinte étanche

4.4.3.1 Questions à répondre pour le dimensionnement de la couronne

Ayant déjà la forme de la couronne et une idée des valeurs de ces diamètres intérieur et extérieur, les questions à se poser sont les suivantes :

- Quel est le matériau approprié à la couronne pour ce mécanisme ?
- Quelle est l'épaisseur minimale qui permettra à notre plateau de résister à tous les efforts engendrés lors du fonctionnement de l'équipement ?

4.4.3.2 Hypothèses de dimensionnement

Notre dimensionnement fait l'objet de plusieurs approximations dont les plus pertinentes sont les suivantes :

La couronne est assimilable à une plaque mince percée en son centre et supportant des charges uniformément réparties et parallèles à son axe ;

La couronne a un diamètre intérieur de $D_i = 352 \text{ mm}$;

La couronne a un diamètre extérieur de $D_e = 496 \text{ mm}$;

L'effet du poids de la couronne est négligé devant les efforts en présence ;

La liaison entre la couronne et la partie cylindrique de l'enceinte est matérialisée par une liaison encastrement ;

La constante gravitationnelle $g = 10 \text{ N/Kg}$.

4.4.3.3 Critères de choix du matériau

Les critères sont les mêmes que ceux utilisés pour le dimensionnement de la partie cylindrique de l'enceinte étanche.

Nous avons utilisé pour notre couronne un acier XC 48 (C45) compte tenu de sa bonne usinabilité, résistance à l'usure, résistance à la flexion et surtout de sa grande disponibilité sur le marché, mais on choisira l'acier inoxydable 316L, car ce matériau a une résistance à la flexion presque similaire à celle de l'acier XC 48 et une résistance à la corrosion élevée, mais aussi une soudabilité supérieure à celle de l'acier XC 48. L'autre raison est le fait qu'en choisissant un matériau identique à celui de la partie cylindrique de l'enceinte (316L), on va diminuer les concentrations de contraintes au niveau de la circonférence de soudure (homogénéité du matériau). Les caractéristiques de ce matériau ont été données dans la section parlant du dimensionnement de la partie cylindrique de l'enceinte.

4.4.3.4 Détermination de l'épaisseur minimale de la couronne

Choix du coefficient de concentration de contraintes

La section de la couronne n'étant pas uniforme dans ce sens qu'on y retrouve, des lamages pour l'accueil du joint d'étanchéité, un grand nombre de trous qui tendent à la fragiliser davantage, dont ceux pour le passage des boulons servant à l'assemblage avec le couvercle de l'enceinte étanche. Partant, les hypothèses de RDM ne sont plus respectées. La contrainte ne varie plus de manière uniforme. Ceci amène à considérer un coefficient de concentration de contrainte (Annexe II). D'où on choisit : $K_t = 3$

Choix du coefficient de sécurité

Les approximations faites dans la détermination des efforts obligent à adopter un coefficient de sécurité. Pour des calculs soignés, on choisira un coefficient de sécurité entre 3 et 4. Soit le maximum, alors :

$$s = 4$$

Conditions de résistance de la couronne

La couronne est soumise à trois principaux efforts :

- Un effort lié au poids de la structure posé au-dessus d'elle. En effectuant une estimation grâce au logiciel SolidWorks, on a pu trouver que cet effort représente approximativement un poids de 200 N.
- Un effort de traction sur les éprouvettes. L'effort maximal à transmettre par la machine a été fixé à 20 KN.
- Un effort dû à la pression interne à l'enceinte qui pousse sur le couvercle et par conséquent, induit des efforts sur la couronne par l'intermédiaire des boulons d'assemblage. Cet effort sous forme de pression est fixé à 3 MPa.

$$S_u = \frac{\pi}{4} \times [D_e^2 - D_i^2] = 95906,54 \text{ mm}^2$$

$$p_{ch} = \frac{200}{S_u} = 0,0021 \text{ MPa}$$

$$p_{tr} = \frac{20000}{S_u} = 0.21 \text{ MPa}$$

La pression résultante qui s'applique sur la couronne sera donnée comme suit :

$$p_T = p_{tr} + p_i - p_{ch} = 3,21 \text{ MPa}$$

Ainsi, le plateau est soumis à une pression p_T qui est égale à la résultante des pressions :

$$p_T = 3,21 \text{ MPa}$$

4.4.3.5 Contraintes maximales dans la couronne

Nous avons considéré la couronne comme une plaque circulaire munie d'un trou central et soumise à différents types de chargements. Dans ce type de problème, dépendamment du cas considéré, la contrainte maximale est donnée par :

$$\sigma_{max} = k \frac{p_T \times R_e^2}{t^2} \quad (5.28)$$

La couronne est modélisée comme suit :

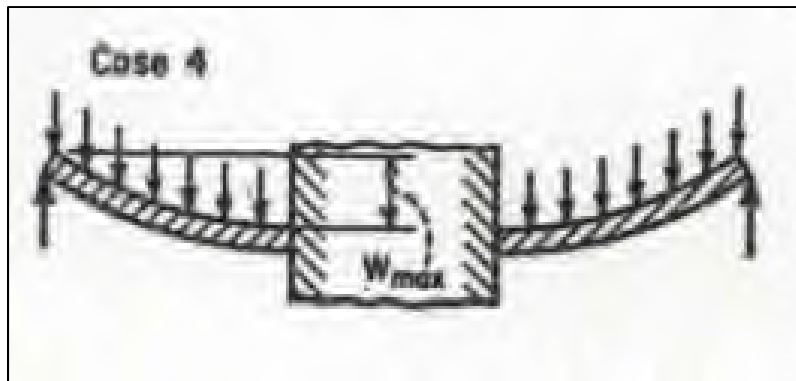


Figure 4.23 Nouvelle modélisation de la plaque
tirée de (SYS 805, Automne 2016)

Pour que la plaque résiste aux sollicitations qui lui sont appliquées, il faut que :

$$\sigma_{max} = k \frac{p_T \times R_e^2}{t^2} \leq \frac{\sigma_y}{s} \quad (5.29)$$

Où :

s : est le coefficient de sécurité

Ainsi :

$$t \geq \frac{s \times k \times p_T \times R_e^2}{\sigma_y}$$

$$\Rightarrow t_{min} = \sqrt{\frac{s \times k \times p_T \times R_e^2}{\sigma_y}} \quad (5.30)$$

Pour déterminer le facteur k , on va utiliser la table de l'Annexe III

Nous avons :

$$\frac{a}{b} = \frac{R_e}{R_i} = \frac{248}{176} = 1,409 \approx 1,41$$

Nous constatons que :

$$1,25 \leq \frac{a}{b} \leq 1,5 \quad (5.31)$$

Nous prendrons dans la table de l'annexe III, la valeur de k correspondant au cas 4:

$$\frac{a}{b} = 1,5 \Rightarrow k = 0,336$$

Nous pouvons dès à présent estimer l'épaisseur minimale de la plaque :

$$\Rightarrow t_{min} = \sqrt{\frac{3 \times 0,336 \times 3,21 \times 248^2}{170}} = 39,51$$

$$\Rightarrow t_{min} \approx 40 \text{ mm}$$

Or étant donné que la plaque contient également des trous, autre que le trou central, nous pouvons introduire un coefficient de concentration de contrainte K_t prenant en compte l'effet de ces trous sur la résistance globale de la plaque. Ainsi, pour des résultats soignés, l'épaisseur devient :

$$\Rightarrow t_{min} = \sqrt{\frac{s \times K_t \times k \times p_T \times R_e^2}{\sigma_y}} = \sqrt{\frac{4 \times 3 \times 0,336 \times 3,21 \times 248^2}{170}} = 68,43$$

$$\Rightarrow t_{min} \approx 69 \text{ mm}$$

Au final, pour un dimensionnement sécuritaire, on choisira l'épaisseur suivante :

$$\Rightarrow t_{min} \approx 69 \text{ mm}$$

4.4.3.6 Résultats et vérification numérique de la résistance

Nous avons effectué une étude thermique stationnaire, suivi d'une étude statique pour la vérification de notre dimensionnement. Le résultat obtenu de l'étude thermique stationnaire est donné ci-dessous :

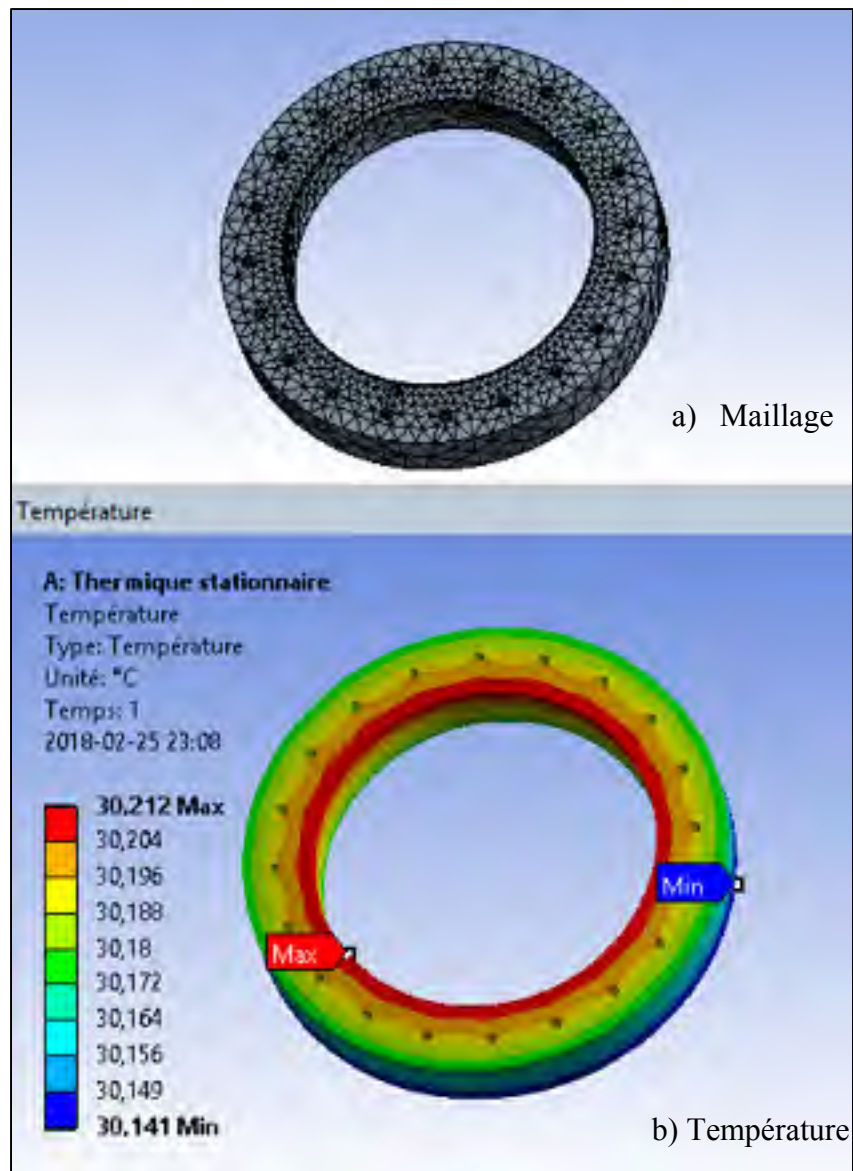


Figure 4.24 Résultat de l'étude thermique stationnaire

L'analyse thermique étant achevée, l'analyse statique structurale a pu ainsi être effectuée. La distribution de température obtenue dans l'analyse thermique constituera les données d'entrée de l'analyse statique structurale. Ceci étant dit, après la définition des conditions aux limites, on a obtenu les résultats suivants :

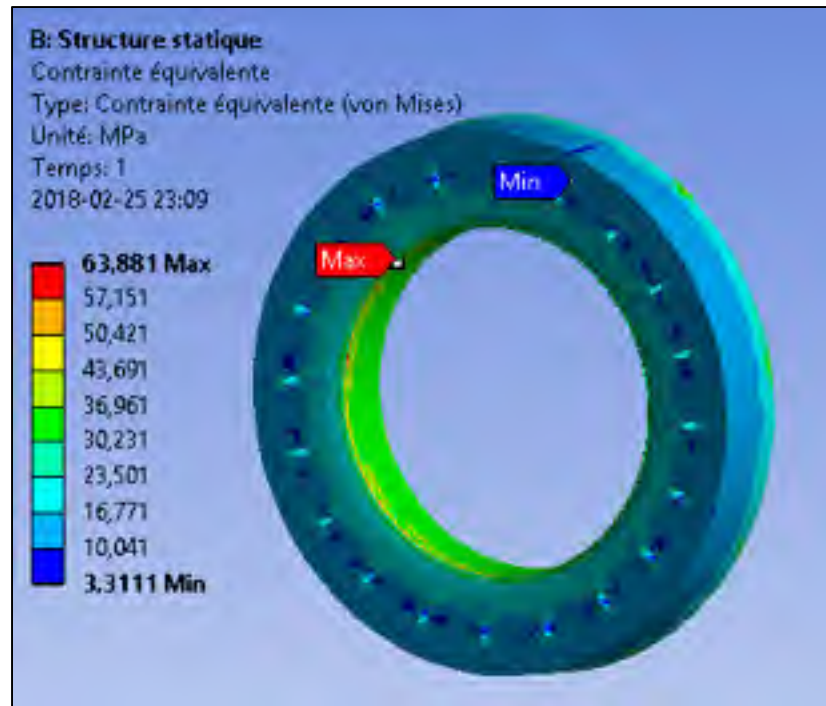


Figure 4.25 Contrainte équivalente de Von Mises obtenue de la couronne de l'enceinte étanche

Nous constatons que malgré les sollicitations qui s'appliquent sur la couronne, la contrainte équivalente de Von Mises maximale, ici égale à environ 64 MPa reste bien inférieure à la limite élastique du matériau (170 MPa) dans lequel la couronne y est fabriquée. Par conséquent, nous pouvons conclure que la couronne demeure dans la partie élastique et ne subit aucune déformation irréversible (plastique) ou permanente malgré les sollicitations en présence. Nous constatons aussi que la déformation équivalente totale maximale est relativement faible ($3,7 \times 10^{-4}$ mm). Tout ceci, traduit qu'un bon dimensionnement de la structure de la couronne a été effectué. Nous remarquons aussi que la température maximale atteinte par la couronne est de l'ordre de 31°C, ce qui est très en dessous du point de fusion de l'acier qui constitue cette dernière.

4.4.4 Dimensionnement du couvercle de l'enceinte étanche

4.4.4.1 Questions à répondre pour le dimensionnement du couvercle

Ayant déjà la forme du couvercle et une idée des valeurs de ces diamètres intérieur et extérieur, les questions à se poser sont les suivantes :

- Quel est le matériau approprié au couvercle pour ce mécanisme ?
- Quelle est l'épaisseur minimale qui permettra au couvercle de résister à tous les efforts engendrés lors du fonctionnement de l'équipement ?

4.4.4.2 Hypothèses de dimensionnement

Le dimensionnement fait l'objet de plusieurs approximations dont les plus pertinentes sont les suivantes :

Le couvercle est assimilable à une plaque mince percée en son centre et supportant des charges uniformément réparties et parallèles à son axe ;

Le couvercle à un diamètre intérieur de $D_i = 185,56 \text{ mm}$;

Le couvercle a un diamètre extérieur de $D_e = 431,7 \text{ mm}$;

L'effet du poids du couvercle est négligé devant les efforts en présence ;

Nous supposons que le trou décentralisé est un trou central à l'axe de la plaque ;

La liaison entre le couvercle et la couronne de l'enceinte est matérialisée par une liaison encastrement ;

La constante gravitationnelle $g = 10 \text{ N/Kg}$.

4.4.4.3 Critères de choix du matériau du couvercle de l'enceinte

Nous avons utilisé les mêmes critères que pour la partie cylindrique de l'enceinte étanche.

Pour les mêmes raisons que celles expliquées pour le matériau de la couronne, on a choisi un acier inoxydable 316L.

4.4.4.4 Détermination de l'épaisseur minimale du couvercle

Choix du coefficient de concentration de contraintes

Pour les mêmes raisons expliquées pour le dimensionnement de la couronne, les hypothèses de RDM ne sont plus respectées dans ce cas aussi. La contrainte ne varie plus de manière uniforme. Ceci amène à considérer un coefficient de concentration de contrainte. D'où, nous choisissons : $K_t = 3$

Choix du coefficient de sécurité

Les approximations faites dans la détermination des efforts obligent à adopter un coefficient de sécurité. Pour des calculs soignés, on choisira un coefficient de sécurité entre 3 et 4. Soit le maximum, alors : $s = 4$

4.4.4.5 Conditions de résistance du couvercle

Sollicitations sur le couvercle

Le couvercle est soumis à trois principaux efforts :

Un effort lié au poids de la structure posé au-dessus de lui. En effectuant une estimation grâce à SolidWorks, on a pu trouver que cet effort représente approximativement un poids de 101 N ;

Un effort dû à l'effort de traction sur les éprouvettes. L'effort maximal à transmettre par la machine a été fixé à 20 KN ;

Un effort dû à la pression interne s'exerçant dans l'enceinte qui pousse sur le couvercle et par conséquent, induit des efforts sur ce dernier par l'intermédiaire des boulons d'assemblage. Cet effort sous forme de pression est fixé à 3,21 MPa.

Pour commencer les calculs, on adoptera les appellations suivantes :

Contrainte maximale dans le couvercle

Le couvercle est assimilable à une plaque annulaire modélisée de façon exacte comme suit :

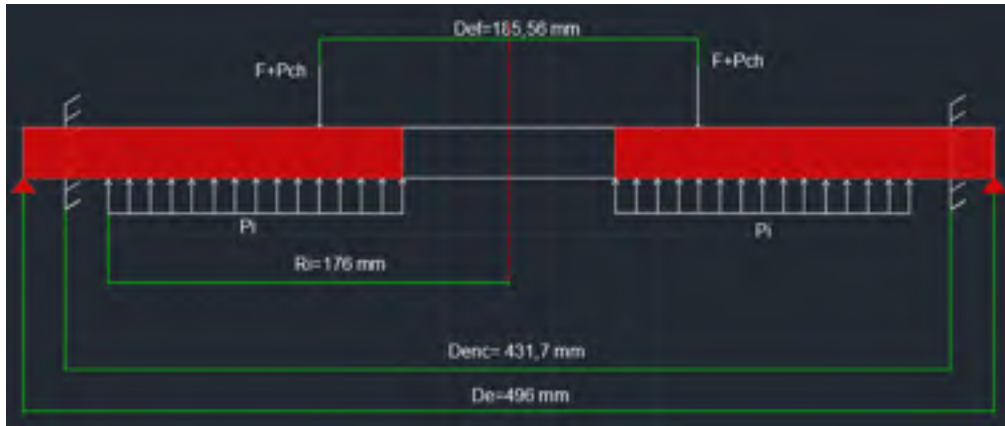


Figure 4.26 Modèle du couvercle avec les efforts qui lui sont appliqués

Nous avons effectué quelques simplifications afin de rendre le modèle simple à calculer. De ce fait, le modèle devient comme présenté ci-dessous :

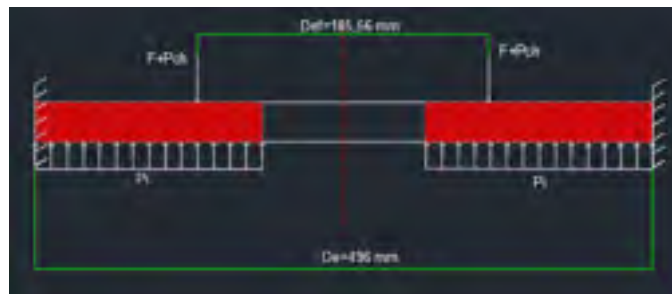


Figure 4.27 Modèle simplifié du couvercle

En utilisant le principe de superposition, nous avons séparé le modèle en deux cas :

- Cas 1 : plaque encadrée en son rayon extérieur et supportant une charge en son bord intérieur ;
- Cas 2 : plaque encadrée en son rayon extérieur et supportant une charge uniformément répartie.

Détermination des contraintes dans le cas 1

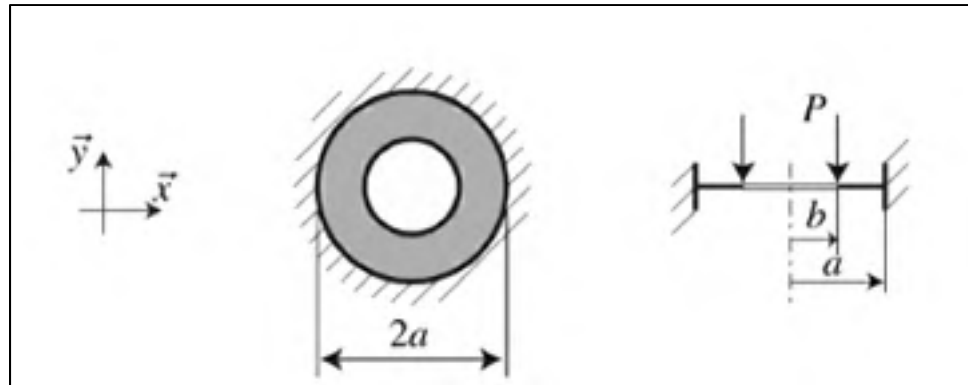


Figure 4.28 Plaque circulaire encastrée à son extrémité et soumise à une charge à son rayon intérieur tirée de (Arnauld Delaplace, Fabrice Gatuingt, Frédéric Ragueneau, 2015)

Ce modèle peut être encore représenté comme suit :

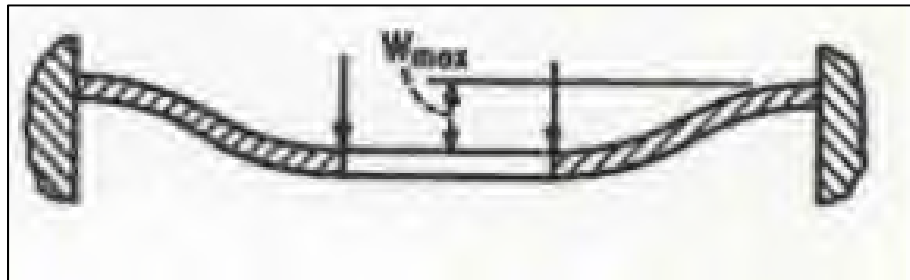


Figure 4.29 Plaque circulaire encastrée à son extrémité et soumise à une charge à son rayon intérieur tirée de (SYS 805, Automne 2016)

La contrainte maximale est donnée par :

$$\sigma_{1max} = k_1 \frac{F_t}{t^2} \quad (5.32)$$

Où F_t est la force totale

➤ **Détermination des contraintes dans le cas 2**

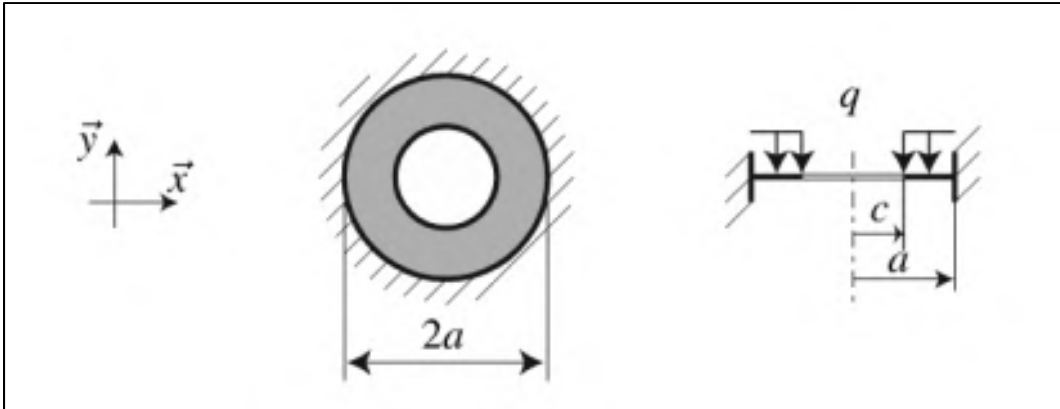


Figure 4.30 Plaque circulaire encastrée en son rayon extérieur et soumise en une charge uniformément répartie tirée de (Arnaud Delaplace, Fabrice Gatuingt, Frédéric Ragueneau, 2015)

Nous pouvons encore représenter cette situation de la manière suivante :

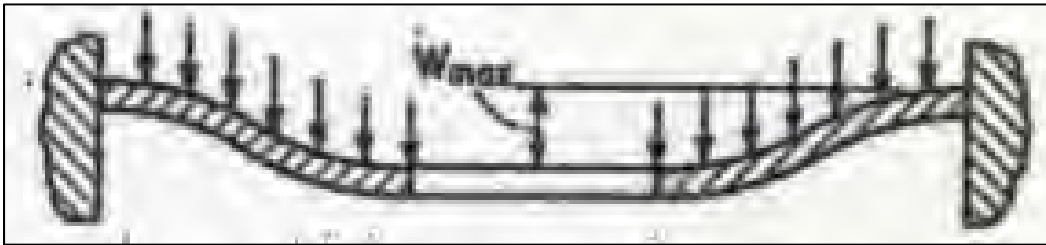


Figure 4.31 Plaque circulaire encastrée à son rayon extérieur et soumise à une charge uniformément répartie tirée de (SYS 805, Automne 2016)

La contrainte maximale est donnée par :

$$\sigma_{2max} = k_2 \frac{q \times a^2}{t^2} \quad (5.33)$$

Par application du principe de superposition, l'expression de la contrainte généralisée maximale que le couvercle verra sera donnée comme suit :

$$\sigma_{max} = \sigma_{1max} + \sigma_{2max} \quad (5.34)$$

$$\Rightarrow \sigma_{max} = k_1 \frac{F_t}{t^2} + k_2 \frac{q \times a^2}{t^2}$$

Nous posons $q = p_i$ et $a = R_e$.

L'expression de la contrainte maximale devient alors :

$$\Rightarrow \sigma_{max} = k_1 \frac{F_t}{t^2} + k_2 \frac{p_i \times R_e^2}{t^2}$$

Pour que la plaque résiste aux sollicitations qui lui sont appliquées, il faut que :

$$\sigma_{max} = k_1 \frac{F_t}{t^2} + k_2 \frac{p_i \times R_e^2}{t^2} \leq \frac{\sigma_y}{s} \quad (5.35)$$

$$\Rightarrow (k_1 F_t + k_2 p_i R_e^2) \times \frac{1}{t^2} \leq \frac{\sigma_y}{s}$$

Ainsi :

$$t^2 \geq \frac{s \times (k_1 F_t + k_2 p_i R_e^2)}{\sigma_y}$$

$$\Rightarrow t_{min} = \sqrt{\frac{s \times (k_1 F_t + k_2 p_i R_e^2)}{\sigma_y}} \quad (5.36)$$

Pour déterminer les facteurs k_1 et k_2 , on va utiliser les cas 9 et 10 de table de l'annexe III.

Ainsi, nous avons :

$$\frac{2a}{2b} = \frac{2R_e}{2R_i} = \frac{431,7}{185,56} \approx 2,33$$

Nous constatons que :

$$2 \leq \frac{a}{b} \leq 3$$

Nous prendrons dans la table de l'annexe III les valeurs interpolées de k_1 et k_2 correspondant aux cas 9 et 10:

$$k_1 = \frac{k_{1cas92} + k_{1cas93}}{2} = \frac{0,454 + 0,673}{2} = \frac{1,127}{2} = 0,56$$

$$k_2 = \frac{k_{2cas102} + k_{2cas103}}{2} = \frac{0,48 + 0,657}{2} = \frac{1,137}{2} = 0,57$$

Nous avons :

$$F_t = |F - P_{ch}| = |20000 - 101| = 19899 \text{ N}$$

Nous pouvons dès à présent estimer l'épaisseur minimale de la plaque :

$$\Rightarrow t_{min} = \sqrt{\frac{4 \times (0,56 \times 19899 + 0,57 \times 3,21 \times 215,85^2)}{170}} = \sqrt{\frac{4 \times (111433 + 85247)}{170}}$$

$$\Rightarrow t_{min} = \sqrt{\frac{345444}{170}} = 45,1 \approx 46 \text{ mm}$$

Or étant donné que la plaque contient également des trous, autre que le trou central, nous pouvons introduire un coefficient de concentration de contrainte K_t prenant en compte l'effet de ces trous sur la résistance globale de la plaque. Ainsi, pour des résultats soignés, l'épaisseur devient :

$$\Rightarrow t_{min} = \sqrt{\frac{s \times K_t \times (k_1 F_t + k_2 p_i R_e^2)}{\sigma_y}} \quad (5.37)$$

$$\Rightarrow t_{min} = \sqrt{\frac{4 \times 3 \times (0,56 \times 19899 + 0,57 \times 3,21 \times 215,85^2)}{170}} = \sqrt{\frac{345444}{170}} = 78,1$$

$$\Rightarrow t_{min} \approx 79 \text{ mm}$$

Au final, pour un dimensionnement sécuritaire, nous prendrons l'épaisseur suivante :

$$\Rightarrow t_{min} \approx 79 \text{ mm}$$

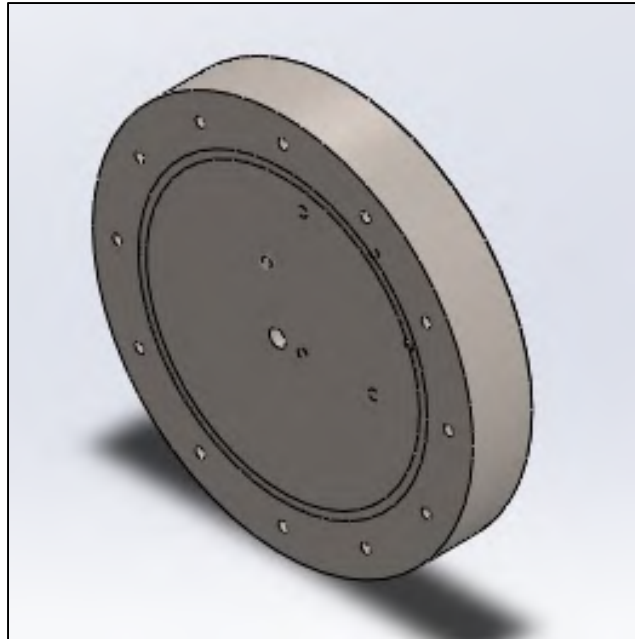


Figure 4.32 Modèle 3D du couvercle de l'enceinte étanche

4.4.4.6 Résultats de simulation et vérification numérique de la résistance du couvercle

Nous avons effectué une étude thermique stationnaire, suivi d'une étude statique pour la vérification du dimensionnement effectué. Le résultat obtenu de l'étude thermique stationnaire est donné ci-dessous :

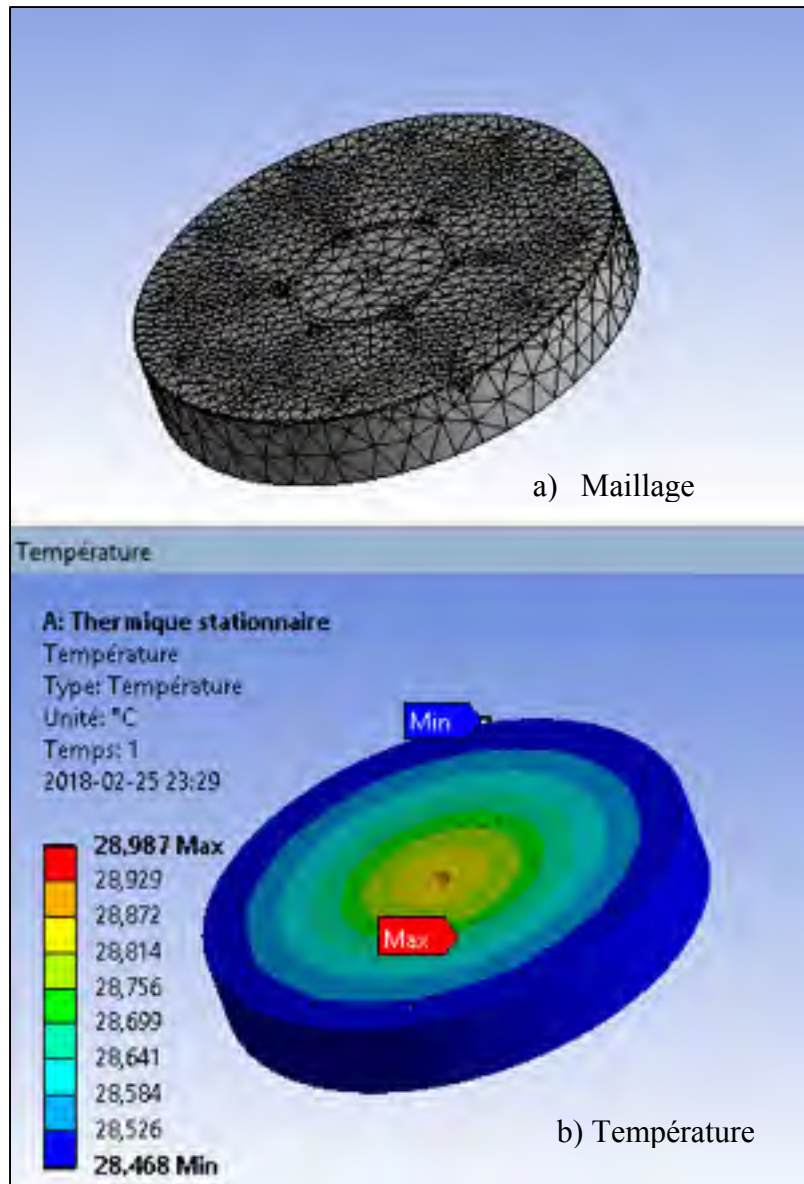


Figure 4.33 Résultats de l'étude thermique stationnaire

L'analyse thermique étant achevée, l'analyse statique structurale a pu ainsi être effectuée. La distribution de température obtenue dans l'analyse thermique a constitué les données d'entrée de l'analyse statique structurale. Ceci étant dit, après la définition des conditions aux limites, on a obtenu les résultats suivants :

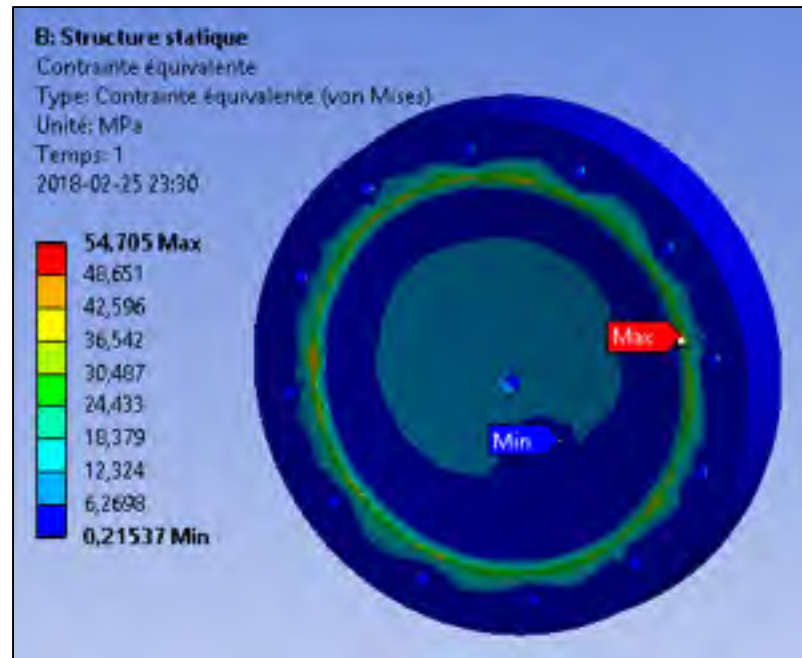


Figure 4.34 Contrainte équivalente de Von Mises obtenue du couvercle de l'enceinte étanche

Nous constatons que malgré les sollicitations qui s'appliquent sur le couvercle, la contrainte équivalente de Von Mises maximale, ici égale à environ 55 MPa reste bien inférieure à la limite élastique du matériau (170 MPa) dans lequel le couvercle y est fabriqué. Par conséquent, on peut conclure que le couvercle demeure dans la partie élastique et ne subit aucune déformation irréversible (plastique) ou permanente malgré les sollicitations en présence. On constate aussi que la déformation équivalente totale maximale est faible ($2,7 \times 10^{-4}$ mm). Tout ceci, traduit qu'un bon dimensionnement de la structure du couvercle a été effectué.

4.4.5 Dimensionnement du fond plat circulaire de l'enceinte cylindrique étanche

4.4.5.1 Mise en situation

Le fond plat circulaire est lié par soudure à la partie cylindrique de l'enceinte étanche. Elle possède un trou circulaire décentralisé de 10 mm par rapport à son axe et repose sur une circonférence voisine de la circonférence du trou qui la débouche.

4.4.5.2 Questions à répondre pour le dimensionnement du fond plat circulaire

Ayant déjà la forme du fond plat circulaire et une idée des valeurs de ces diamètres intérieur et extérieur, les questions à se poser sont les suivantes :

Quel est le matériau approprié au fond plat circulaire pour ce mécanisme ?

Quelle est l'épaisseur minimale qui permettra au fond plat circulaire de résister à tous les efforts engendrés lors du fonctionnement de l'équipement ?

4.4.5.3 Hypothèses de dimensionnement

Le dimensionnement fait l'objet de plusieurs approximations dont les plus pertinentes sont les suivantes :

Le fond plat circulaire est assimilable à une plaque mince percée en son centre, encadrée et appuyée, supportant des charges uniformément réparties et parallèles à son axe ;

Le fond plat à un diamètre intérieur est de $D_i = 394 \text{ mm}$;

Le Diamètre extérieur considéré pour la simplification du modèle est $D_e = 352 \text{ mm}$;

Le couvercle a un diamètre extérieur est de $D_e = 394 \text{ mm}$;

Le diamètre du support du fond plat est de $D_s = 110 \text{ mm}$;

L'effet du poids du couvercle est négligé devant les efforts en présence ;

Nous supposons que le trou décentré est un trou centré sur l'axe de la plaque ;

La liaison entre le fond plat circulaire et la partie cylindrique de l'enceinte est matérialisée par une liaison encastrement ;

La liaison entre le fond plat circulaire et le support cylindrique en dessous est matérialisée par un support appuyé ;

La constante gravitationnelle $g = 10 \text{ N/Kg}$.

4.4.5.4 Choix du matériau

Les critères de choix ont été les mêmes que ceux de la partie cylindrique. Pour les mêmes raisons que celles expliquées pour le matériau de la partie cylindrique, nous choisirons un acier inoxydable 316L.

4.4.5.5 Détermination de l'épaisseur minimale du fond plat circulaire

Choix du coefficient de concentration de contrainte

La section de la plaque n'étant pas constante dans ce sens qu'on retrouve un grand nombre de trous qui tendent à fragiliser davantage le fond plat circulaire, dont ceux pour le positionnement de la base du four thermique et ceux pour le passage des tubes de refroidissement des lampes halogènes. De ce fait, les hypothèses de RDM ne sont plus respectées. La contrainte ne varie plus de manière uniforme. Ceci amène à considérer un coefficient de concentration de contrainte. D'où on choisit : $K_t = 3$.

Choix du coefficient de sécurité

Les approximations faites dans la détermination des efforts obligent à adopter un coefficient de sécurité. Pour des calculs soignés, on choisira un coefficient de sécurité entre 3 et 4. Soit le maximum, alors : $s = 4$.

4.4.5.6 Conditions de résistance du fond plat circulaire

Sollicitations sur le fond plat circulaire

Le fond plat est soumis à trois principaux efforts :

Un effort lié au poids de la structure posé au-dessus de lui. En effectuant une estimation grâce à SolidWorks, on a pu trouver que cet effort représente approximativement un poids de 2719 N ;

Un effort de traction sur les éprouvettes. L'effort maximal à transmettre par la machine a été fixé à 20 kN ;

Un effort dû à la pression interne à l'enceinte qui pousse sur le couvercle et par conséquent, induit des efforts sur la couronne par l'intermédiaire des boulons d'assemblage. Cet effort sous forme de pression est fixé à 3,21 MPa.

4.4.5.7 Contrainte maximale sur le fond plat circulaire

Le fond plat circulaire est assimilable à une plaque annulaire modélisée de façon exacte comme suit :

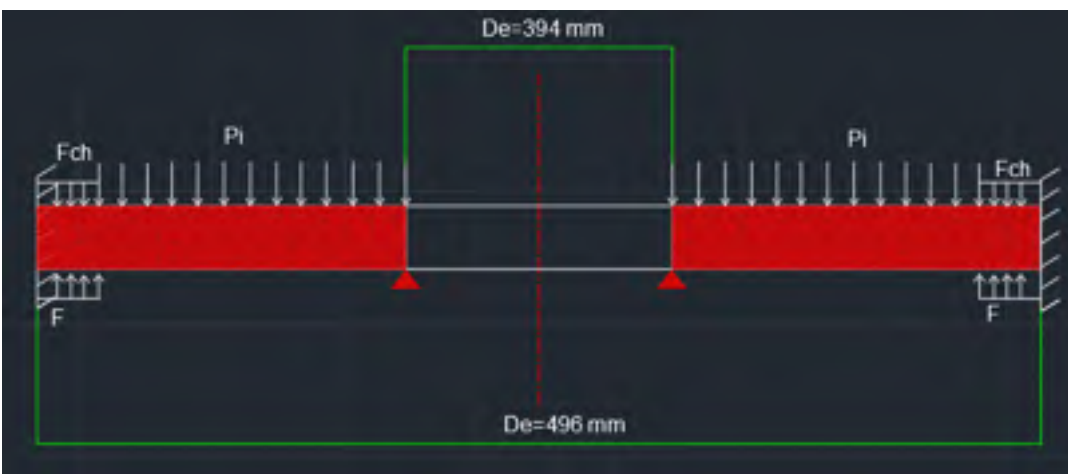


Figure 4.35 Modèle du fond plat avec son chargement réel

Nous avons fait quelques simplifications afin de rendre le modèle simple à calculer. De ce fait, le modèle devient comme présenté ci-dessous :

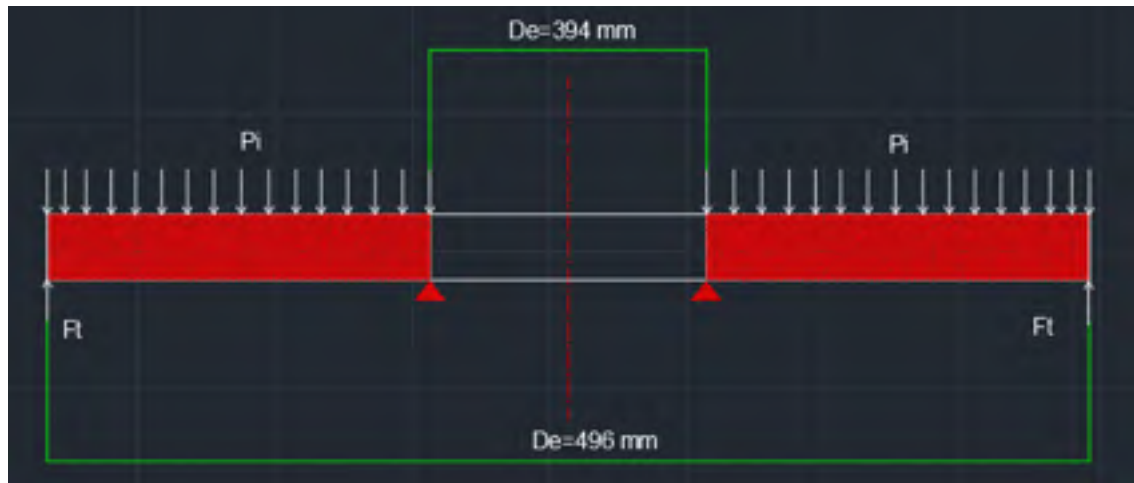


Figure 4.36 Modèle simplifié du fond plat avec un chargement reflétant la réalité

En utilisant le principe de superposition, on va séparer notre modèle en deux cas :

Cas 1 : plaque à bord intérieur appuyé et supportant une charge à son extrémité au rayon extérieur ;

Cas 2 : plaque avec bord intérieur appuyé et supportant une charge uniformément répartie.

Détermination des contraintes dans le cas 1

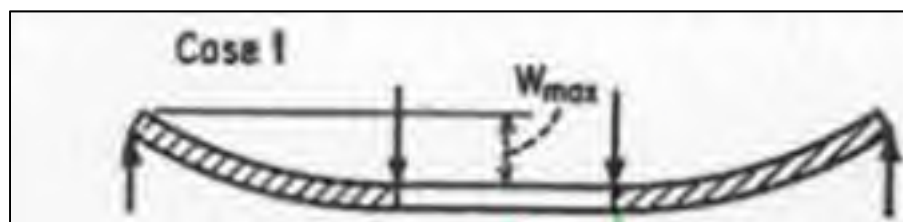


Figure 4.37 Plaque circulaire appuyée à son rayon extérieur et soumise à une force à son rayon intérieur tirée de (SYS 805, Automne 2016)

La contrainte maximale est donnée par :

$$\sigma_{1max} = k_1 \frac{F_t}{t^2} \quad (5.38)$$

Détermination des contraintes dans le cas 2

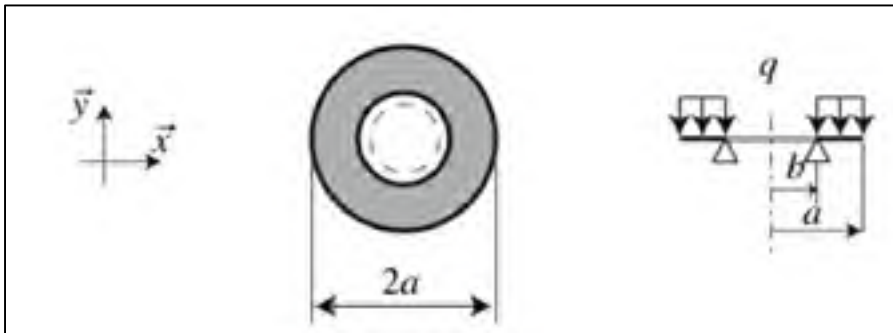


Figure 4.38 Plaque circulaire appuyée en son rayon intérieur et soumise à une pression uniformément répartie tirée de (Arnaud Delaplace et al, 2015)

Nous pouvons encore représenter cette situation de la manière suivante :

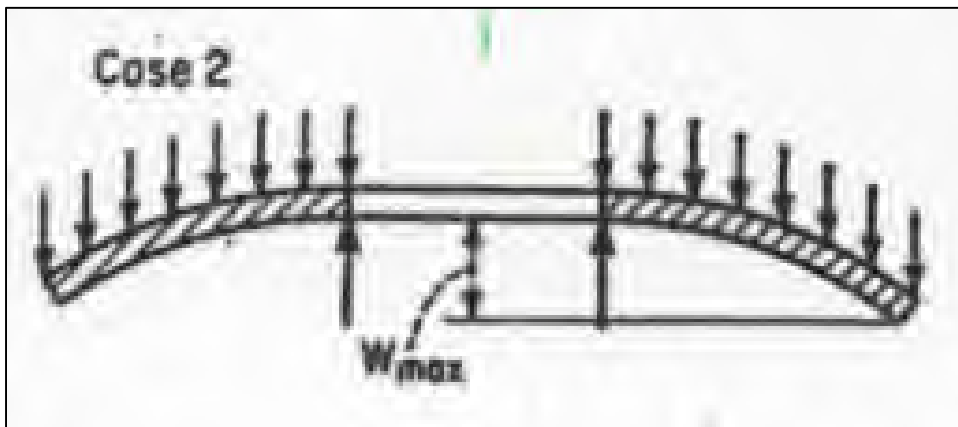


Figure 4.39 Plaque circulaire appuyée en son rayon intérieur et soumise à une pression uniformément répartie tirée de (SYS 805, chapitre 4-2, Automne 2016)

La contrainte maximale est donnée par :

$$\sigma_{2max} = k_2 \frac{q \times a^2}{t^2} \quad (5.39)$$

Par application du **principe de superposition**, l'expression de la contrainte généralisée maximale que le fond plat circulaire verra, sera donnée comme suit :

$$\sigma_{max} = \sigma_{1max} + \sigma_{2max} \quad (5.40)$$

$$\Rightarrow \sigma_{max} = k_1 \frac{F_t}{t^2} + k_2 \frac{q \times a^2}{t^2}$$

Nous posons $q = p_i$ et $a = R_e$. L'expression de la contrainte maximale devient alors :

$$\Rightarrow \sigma_{max} = k_1 \frac{F_t}{t^2} + k_2 \frac{p_i \times R_e^2}{t^2}$$

Pour que notre plaque résiste aux sollicitations qui lui sont appliquées, il faut que :

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= k_1 \frac{F_t}{t^2} + k_2 \frac{p_i \times R_e^2}{t^2} \leq \frac{\sigma_y}{s} \\ \Rightarrow (k_1 F_t + k_2 p_i R_e^2) \times \frac{1}{t^2} &\leq \frac{\sigma_y}{s} \end{aligned}$$

Ainsi :

$$\begin{aligned} t^2 &\geq \frac{s \times (k_1 F_t + k_2 p_i R_e^2)}{\sigma_y} \\ \Rightarrow t_{min} &= \sqrt{\frac{s \times (k_1 F_t + k_2 p_i R_e^2)}{\sigma_y}} \quad (5.41) \end{aligned}$$

Pour déterminer les facteurs k_1 et k_2 , nous allons utiliser les cas 1 et 2 de la table de l'annexe

III. Ainsi, nous avons :

$$\frac{2a}{2b} = \frac{2R_e}{2R_i} = \frac{352}{110} = 3,2$$

Nous constatons que :

$$3 \leq \frac{a}{b} \leq 4$$

$$k_1 = \frac{k_{1cas13} + k_{1cas14}}{2} = \frac{0,734 + 0,724}{2} = \frac{1,458}{2} = 0,729$$

$$k_2 = \frac{k_{2cas13} + k_{2cas14}}{2} = \frac{3,34 + 4,3}{2} = \frac{7,64}{2} = 3,82$$

Nous avons :

$$F_t = |F - P_{ch}| = 2719 \text{ N}$$

Nous pouvons dès à présent estimer l'épaisseur minimale de la plaque comme suit :

$$\Rightarrow t_{min} = \sqrt{\frac{4 \times (0,73 \times 2719 + 3,82 \times 3,21 \times 176^2)}{170}} = \sqrt{\frac{4 \times (1985 + 379833)}{170}}$$

$$\Rightarrow t_{min} = \sqrt{\frac{1527272}{170}} = 94,8 \approx 95 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow t_{min} \approx 95 \text{ mm}$$

La figure ci-dessous montre le fond plat à l'ordre de grandeur de la dimension calculée.

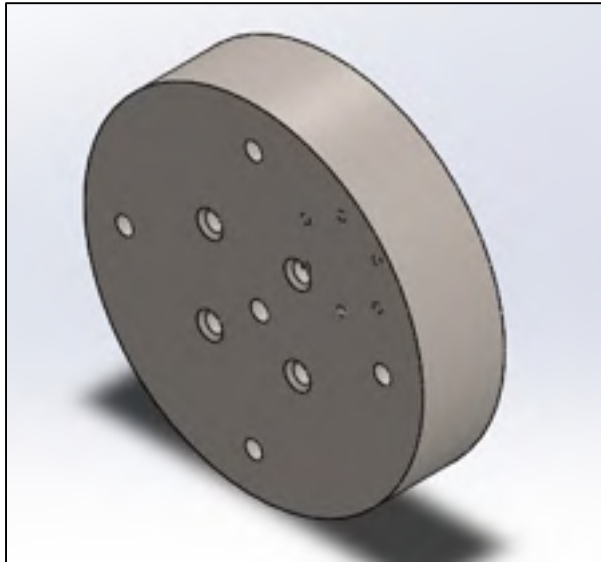


Figure 4.40 Modèle 3D du fond plat circulaire

4.4.5.8 Résultats de simulation et vérification numérique de la résistance

Nous avons effectué une étude thermique stationnaire, suivi d'une étude statique pour la vérification du dimensionnement. Le résultat obtenu de l'étude thermique stationnaire est donné ci-dessous :

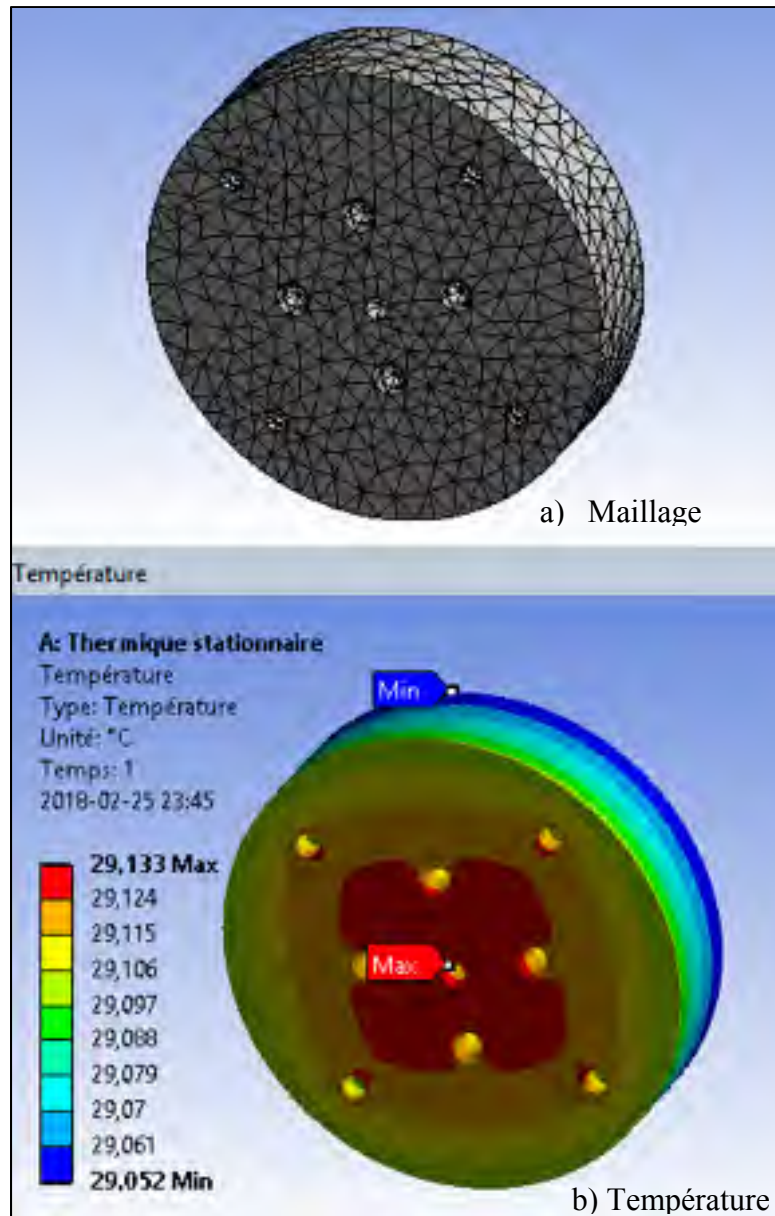


Figure 4.41 Résultats de l'étude thermique stationnaire

L'analyse thermique étant achevée, l'analyse statique structurale peut ainsi être effectuée. La distribution de température obtenue dans l'analyse thermique constituera la donnée d'entrée de l'analyse statique structurale. Ceci étant dit, après la définition des conditions aux limites, on a obtenu les résultats suivants :

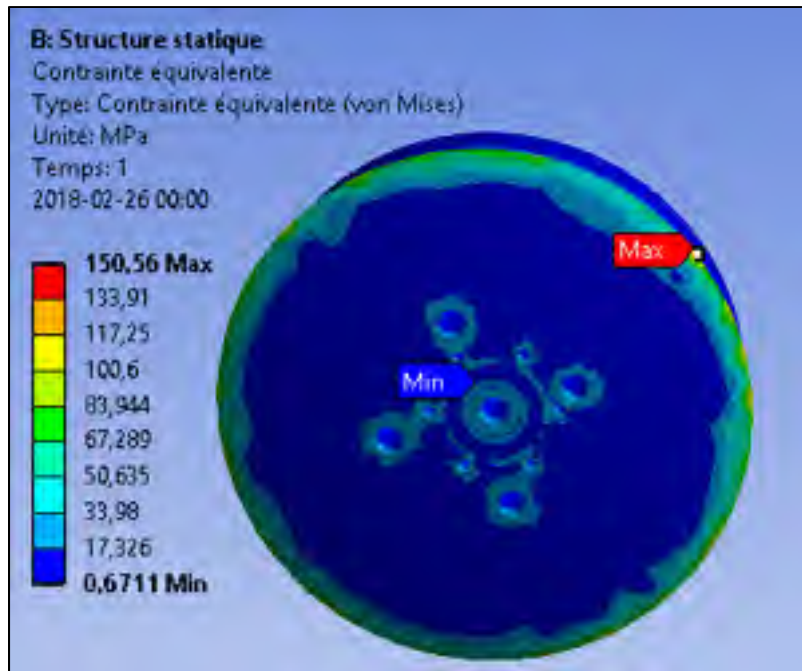


Figure 4.42 Contrainte équivalente de Von Mises obtenue du fond plat de l'enceinte étanche

Nous constatons que malgré les sollicitations qui s'appliquent sur le fond plat, la contrainte équivalente de Von Mises maximale, ici égale à environ 151 MPa reste inférieure à la limite élastique du matériau (170 MPa) dans lequel le fond plat y est fabriqué. Par conséquent, on peut conclure que le fond plat demeure dans la partie élastique et ne subit aucune déformation irréversible (plastique) ou permanente malgré les sollicitations en présence. On constate aussi que la déformation équivalente totale maximale est faible ($7,5 \times 10^{-4}$ mm). Tout ceci, traduit qu'un bon dimensionnement de la structure du fond plat circulaire a été effectué. Et pour finir, la température maximale ne dépasse pas 30°C . Cette valeur ne représente aucun danger pour le fonctionnement du fond plat.

4.5 Dimensionnement de la ligne de traction

La ligne de traction ou encore ligne de chargement est constituée comme suit :

03 arbres, dont un des arbres servira d'arbre fixe et deux autres joueront les rôles d'arbre mobile ;

Un capteur de force qui mesurera la force ;

Un soufflet à lamelle soudée qui sera lié à l'actionneur mécanique qui ne sera pas dimensionné dans la présente recherche ;

Le système d'amarrage.

4.5.1 Calcul des diamètres des arbres

4.5.1.1 Mise en situation

La micromachine comporte trois arbres sur la ligne de traction. Cette solution de trois arbres au lieu de deux pour effectuer la traction des échantillons a été employée pour des questions de faisabilité conceptuelle.

4.5.1.2 Questions à répondre pour le dimensionnement des arbres

Ayant déjà une idée de la forme des arbres (arbre fixe et arbres mobiles), on se pose à présent plusieurs questions :

Quel est le matériau de nos arbres approprié pour notre micromachine ?

Quel est le diamètre minimal qui permettra à nos arbres de résister à tous les efforts engendrés lors de la traction de l'échantillon ?

4.5.1.3 Hypothèses de dimensionnement

Ce dimensionnement fait l'objet de plusieurs approximations, dont les plus pertinentes sont les suivantes :

Nous négligeons l'effet du poids des arbres ;

Nous prendrons $g=10$ N/kg comme valeur de la constante gravitationnelle.

4.5.1.4 Choix du matériau

Après une analyse minutieuse du mécanisme, nous prévoyons que les arbres seront soumis à l'action simultanée de la température et des forces de traction et de flexion. Il faut choisir un

matériau pour les arbres qui répond aux problèmes de mécanique et de thermique. Les arbres étant appelés à fonctionner à une température de 1200°C maximum, il faudrait choisir un matériau qui sort des aciers ordinaires ou des alliages métalliques classiques et conventionnels comme le sont les superalliages à base de Nickel. Ces derniers, bien que coûteux, car provenant des procédés de fabrication et traitements thermiques complexes restent cependant, la solution la plus évoluée pour atteindre ces températures élevées. Nous distinguons les superalliages à base de nickel et les superalliages à base de cobalt. Les superalliages à base de cobalt ne sont pas stables à haute température et sont en quantité très faible dans la nature. Les superalliages à base de Nickel quant à eux, associent une aptitude remarquable à la mise en œuvre (capacité à être coulés, traités thermiquement, usinés, soudés, revêtus de couches protectrices...), a des résistances mécaniques à haute température très supérieure à celles de tous les alliages métalliques industriels (aciers, base aluminium, titane, cuivre...).

Ils constituent les meilleurs matériaux actuellement développés pour répondre aux problèmes thermomécaniques. Pour ces raisons, nous choisirons un **superalliage à base de nickel** pour les arbres ; plus précisément le superalliage **MCNG**, car il possède d'autres propriétés en plus de ce que possèdent les superalliages monocristallins de la génération précédente (**AM1, MC2, AM3**) dans la gamme de température concernée par la présente recherche (1200°C).

Argence et al. (2000) a étudié les propriétés de ces superalliages à haute température et a observé que ces propriétés dépendent de la température comme vous pouvez l'observer dans le tableau ci-dessous :

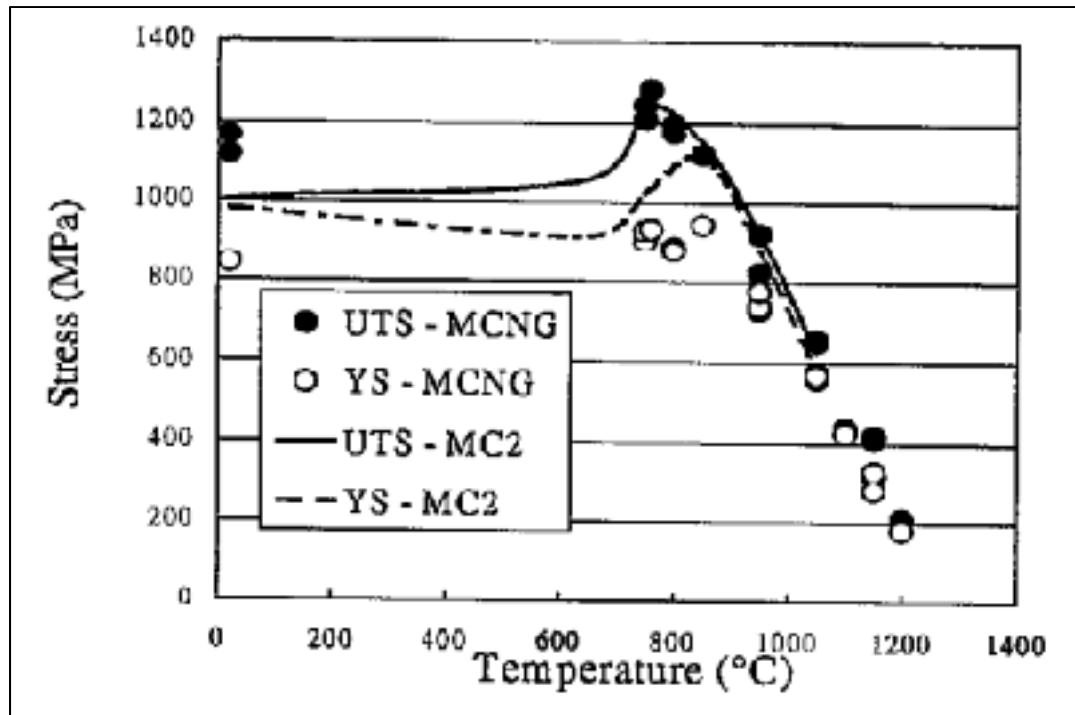


Figure 4.43 Propriétés de traction de matériaux comme une fonction de la température tirée de (Argence et al., 2000)

De la Figure 5.56, nous voyons que la limite élastique du MCNG décroît avec la température. Pour la gamme de température qui nous intéresse, la limite élastique vaut :

$$\sigma_y = \sigma_{0,2} \approx 200 \text{ MPa}$$

C'est cette valeur qui nous permettra dans la suite de déterminer le diamètre minimal des arbres.

4.5.1.5 Condition de résistance des arbres

Choix du coefficient de sécurité

Les approximations faites dans la détermination des efforts obligent à adopter un coefficient de sécurité (voir annexe I). Certes les calculs doivent être soignés, mais les efforts ont été

surévalués, on choisira donc un coefficient de sécurité entre **1,5 et 4**, soit la valeur maximale de **s=4**.

Choix du coefficient de concentration de contrainte

La section des arbres n'étant pas constante (présence des méplats aux extrémités, des filetages, des trous), les hypothèses de RDM ne sont plus respectées. La contrainte ne varie plus de manière uniforme. Ceci amène à considérer un coefficient de concentration de contrainte $k=2$ (voir annexe II).

Condition de résistance des arbres

Nous avons :

$$k\sigma = \frac{kF}{S} \leq \frac{\sigma_y}{s} \quad (5.42)$$

Cependant nous avons : $S = \pi \frac{D^2}{4}$

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \times k \times s \times F}{\pi \times \sigma_y}} \quad (5.43)$$

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \times k \times s \times F}{\pi \times \sigma_y}} = \sqrt{\frac{4 \times 2 \times 4 \times 20000}{\pi \times 200}} = 31,91 \approx 32 \text{ mm}$$

Donc, pour que les arbres fonctionnent correctement, ils doivent avoir un diamètre minimal de 32 mm.

Cependant, étant donné que le capteur de force que nous avons choisi pour la lecture de l'effort ou la charge vue par l'échantillon possède un trou central taraudé d'un diamètre de 30 mm, nous prendrons le diamètre des arbres égal à 30 mm pour faciliter l'assemblage. De plus, les

microéprouvettes n'étant soumises qu'à une charge maximale de 2 KN, nous pouvons conclure que notre prédimensionnement est assez sécuritaire.

CONCLUSION

Ce travail de recherche effectué au sein du Laboratoire d'optimisation des procédés de fabrication en aéronautique de l'ÉTS (LOPFA) portait sur la conception d'une micromachine de traction à chaud sous atmosphère contrôlée et avait pour objectif de produire un design conceptuel préliminaire s'inscrivant dans l'optimisation du banc d'essai de traction conçu par (Damien Texier, 2013) lors de sa thèse de Doctorat.

Dans le chapitre 1, on a fait la mise en situation de la recherche effectuée et sa mise en contexte. Nous avons présenté le laboratoire dans lequel cette recherche s'est effectuée. Le contexte de cette recherche a été également clarifié. Nous avons présenté l'objet des essais qui représentera l'entrée de la machine qui a été conçue. Les limites de cette recherche ont aussi été précisées. Un cahier de charges a été énoncé spécifiant le besoin, et pour terminer, nous avons présenté les méthodes de conception et de dimensionnement que nous avons utilisées pour mener à bout cette recherche.

Au chapitre 2 de notre travail, nous avons fait une revue de littérature sur les machines d'essais mécanique à haute température. Ce chapitre a permis notamment de savoir les points importants à prendre en compte lors du design. Ce chapitre a aussi renseigné sur les matériaux utilisés à haute température et sur l'instrumentation utilisé pour les mesures sans contact respectives de la déformation, la température et la force.

Au chapitre 3, nous avons parlé des généralités sur la conception mécanique. Nous avons présenté les différentes méthodes de conceptions, leurs points forts et faibles. Cette analyse des méthodes de conception a permis de statuer sur l'Analyse de la Valeur comme la méthode de conception adaptée pour cette présente recherche. Nous avons également fait le choix du dimensionnement à la résistance comme méthodologie de dimensionnement des pièces constituantes de notre machine.

Le chapitre 4 et le dernier a porté sur la conception proprement dite de la micromachine de traction à chaud sous atmosphère contrôlée. Après avoir mis en application la théorie sur l'Analyse de la valeur, nous avons obtenu les différentes fonctions technologiques à satisfaire pour l'obtention du design préliminaire. Nous avons appliqué pour chaque élément de design qui nécessitait un dimensionnement une approche de dimensionnement en 5 étapes afin d'obtenir ses dimensions. Après cette phase de dimensionnement a suivi une phase de validation numérique à l'aide du logiciel Ansys Workbench. Les résultats obtenus à la suite de ces simulations numériques ont été satisfaisants. La micromachine obtenue est totalement démontable et transportable, donc indépendante du lieu de test. Un point essentiel a été mis sur la facilité d'utilisation de la micromachine.

Ce travail de recherche a des retombées sur le plan technologique dans ce sens qu'il montre comment est-ce qu'il est possible de fabriquer une machine simple d'usage à prix compétitif permettant de réaliser des essais de traction à haute température et sous atmosphère contrôlée ayant pour but de caractériser les propriétés locales de matériaux par l'emploi d'échantillons de faibles dimensions au sein de matériaux hétérogènes et aussi, de mieux appréhender les problèmes de réactivité de surface. Ce projet de recherche devrait intéresser aussi bien de nombreux secteurs industriels (problématique de réactivité de surface à haute température, matériaux revêtus, irradiés, etc.), mais également de nombreux laboratoires universitaires pour des études plus fondamentales (interaction environnement/propriétés mécaniques, essais de surface libre/interface, etc.). La machine qui a été conçue dans cette recherche montre une nouvelle façon d'obtenir à prix compétitif les propriétés de matériaux à haute température.

Il est important de mentionner que nous avons fait face à de nombreuses difficultés lors de cette recherche, dans ce sens, que les machines à haute température sont des domaines qui ne sont pas encore bien documentés. Et aussi c'est un projet qui nécessitait d'avoir des connaissances assez approfondies sur des thèmes très complexes, comme le transfert thermique à très haute température, les choix de matériaux à très haute température, les hypothèses à prendre en compte lors du dimensionnement à haute température. Ce travail offre toutefois de nombreuses perspectives.

- Quelle serait la façon optimale d'observer la mesure de la déformation de l'échantillon sans contact à travers un hublot d'observation ;
- Comment concevoir et dimensionner le hublot pour qu'il puisse supporter des températures aussi élevées que 1200°C ;
- Faire des calculs plus approfondis sur le four thermique et une validation numérique qui prend en compte tous les paramètres intervenant au cours du fonctionnement du four thermique ;
- Faire la gamme d'usinage des pièces constituant le design mécanique de la machine
- Faire fabriquer la machine proprement dite ;
- Faire des essais réels afin de comparer les résultats obtenus avec ceux de la littérature afin de valider expérimentalement la conception réalisée ;
- Faire les choix des actionneurs mécaniques en fonction des essais à effectuer ;
- Concevoir les grips qui permettront de réaliser des essais spécifiques et qui dépendront de la forme de l'échantillon.

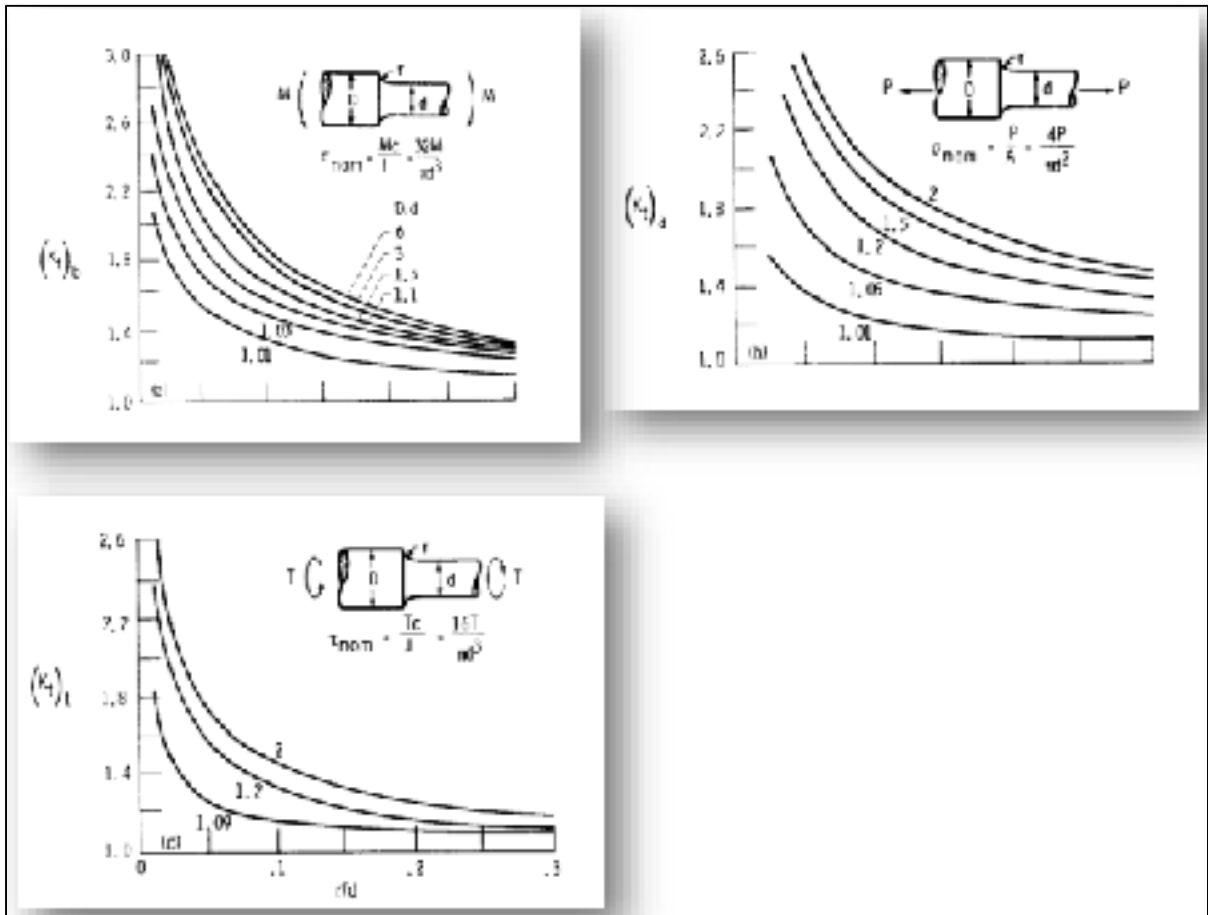
ANNEXE I

Choix du coefficient de sécurité en fonction des conditions de calcul. En ligne. « <http://stidditec.free.fr/PDFprojet/Coefficient-securite.pdf> »

Coefficient de sécurité (s)	Conditions générale de calculs (sauf réglementation particulière)
1,5 à 2	Cas exceptionnels de grande légèreté. Hypothèse de charges surévaluées.
2 à 3	Construction où l'on cherche la légèreté (aviation). Hypothèse de calcul la plus défavorable (charpente avec vent ou neige, engrenages avec une seule dent en prise...).
3 à 4	Bonne construction, calculs soignés, haubans fixes.
4 à 5	Construction courante (légers efforts dynamiques non pris en compte, Treuils.)
5 à 8	Calculs sommaires, efforts difficiles à évaluer (cas de chocs, mouvements alternatifs, appareils de levage, manutention).
8 à 10	Matériaux non homogènes. Chocs, élingue de levage.
10 à 15	Chocs très importants, très mal connus (presse). Ascenseurs.

ANNEXE II

Coefficients de concentration des contraintes. En ligne « [https://moodle.polymtl.ca/pluginfile.php/79772/mod_resource/content/1/2015AUT-MEC2405-Acetes-4 no vids-Conc contrainte.pdf](https://moodle.polymtl.ca/pluginfile.php/79772/mod_resource/content/1/2015AUT-MEC2405-Acetes-4_no_vids-Conc contrainte.pdf) »



ANNEXE III

Valeurs des coefficients k et k_1 pour différents cas tirée de (SYS 805, chapitre 4-2, Automne 2016)

$a/b =$	1.25		1.5		2		3		4		5	
Case	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1
1	1.10	0.341	1.26	0.519	1.48	0.673	1.88	0.734	2.17	0.724	2.34	0.704
2	0.66	0.202	1.19	0.491	2.04	0.902	3.34	1.220	4.30	1.300	5.10	1.310
3	0.135	0.00231	0.410	0.0183	1.04	0.0938	2.15	0.203	2.09	0.448	3.69	0.564
4	0.122	0.00343	0.336	0.0313	0.74	0.1250	1.21	0.291	1.45	0.417	1.59	0.492
5	0.090	0.00077	0.273	0.0062	0.71	0.0329	1.54	0.110	2.23	0.179	2.80	0.234
6	0.115	0.00129	0.220	0.0064	0.405	0.0237	0.703	0.062	0.933	0.092	1.13	0.114
7	0.592	0.184	0.976	0.414	1.440	0.864	1.880	0.824	2.08	0.830	2.19	0.813
8	0.227	0.00510	0.428	0.0249	0.753	0.0877	1.205	0.209	1.514	0.293	1.745	0.350
9	0.194	0.00504	0.320	0.0242	0.454	0.0810	0.673	0.172	1.021	0.217	1.305	0.238
10	0.105	0.00199	0.259	0.0139	0.480	0.0575	0.657	0.130	0.710	0.102	0.730	0.175

k et k_1 sont des coefficients de concentration de contraintes sans dimension physique

ANNEXE IV

Pyromètre optique utilisé dans cette recherche pour la mesure de la température

Pyromètre avec vario-optique pour la mesure de température sans contact de métaux, céramique, graphite etc. entre 5 et 1300 °C

IPE 140



- Rapide, à partir de 1,5 ms
- Très petits spots de mesure, à partir de 0,9 mm
- Ecran LCD intégré avec affichage de la température
- Réglage des paramètres via bouton-poussoir ou liaison série
- Visée oculaire optimisée ou visée laser
- Test sortie courant pour diagnostic
- Boîtier avec rail pour fixation et montage précis
- Liaison série RS232 / RS485 commutable
- Vario-optiques



Les pyromètres IPE 140 sont des pyromètres digitaux très précis pour la mesure de température sans contact de métaux, céramique, graphite etc.

Plusieurs vario-optiques, avec de très petits spots de mesure, sont disponibles afin d'adapter l'appareil de façon optimale à l'application.

Les paramètres peuvent être modifiés par des touches, les réglages sont affichés sur l'écran intégré. En mode de mesure normal, l'écran affiche la température instantanée.

Les pyromètres sont équipés de liaisons séries RS232 et RS485 (commutables dans l'appareil). Celles-ci, ainsi que le logiciel InfraWin fourni, permettent de transmettre les paramètres et les valeurs mesurées à un PC. Si nécessaire, les paramètres peuvent également être modifiés par PC.

Une visée laser ou une visée oculaire permet de cibler l'objet à mesurer.

Typical applications:

- Préchauffe
- Recuit
- Soudage
- Forgeage
- Trempe
- Fonte
- Laminoirs
- Brasage
- Métaux
- Métaux non ferreux
- Industrie laser

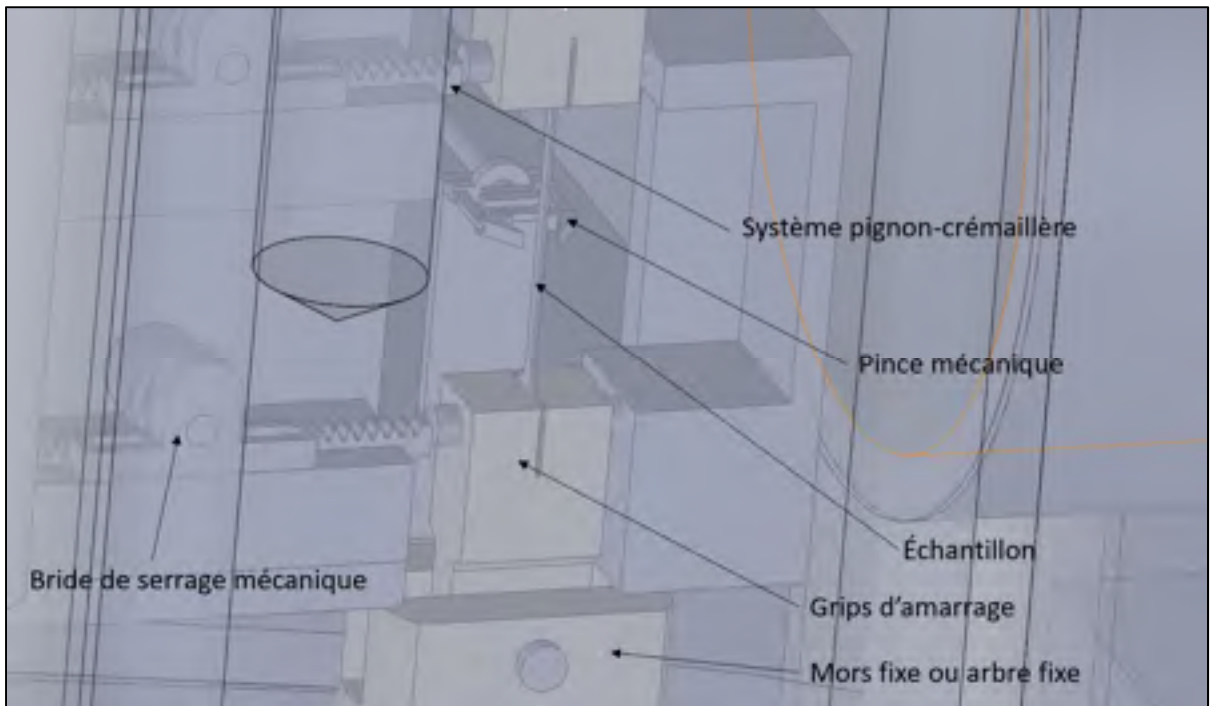
ANNEXE V

Accessoires du pyromètre optique



ANNEXE VI

Intérieur du four thermique



LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Alam, Z., Eastman, D., Jo, M., & Hemker, K. (2016). Development of a High-Temperature Tensile Tester for Micromechanical Characterization of Materials Supporting Meso-Scale ICME Models. *JOM*, 68(11), 2754-2760.
- Argence, D., Vernault, C., Desvallees, Y., & Fournier, D. (2000). MC-NG: a 4th generation single-crystal superalloy for future aeronautical turbine blades and vanes. *Superalloys 2000*, 829-837.
- Arnoux, M. (2009). *Étude du comportement en fluage à haute température du superalliage monocristallin à base de nickel MCNG: Effet d'une surchauffe*. ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique-Poitiers,
- Born, M., & Wolf, E. (2013). *Principles of optics: electromagnetic theory of propagation, interference and diffraction of light*. Elsevier.
- Boudot, A. (1999). *Propriétés des revêtements de protection haute température pour pales de turbine haute pression*. Toulouse, INPT,
- Choi, C. (1981). *Proceedings-9th symposium on engineering problems of fusion research*. Paper presented at the Proceedings of the Symposium on Engineering Problems of Fusion Research.
- Delobelle, P., & Varchon, D. (1983). Réalisation d'une machine de fluage biaxiale (traction-torsion) à contraintes constantes. *Revue de physique appliquée*, 18(10), 667-674.
- Doumalin, P. (2000). *Microextensométrie locale par corrélation d'images numériques*. Ecole Polytechnique X,
- Gaubert, A. (2009). *Modélisation des effets de l'évolution microstructurale sur le comportement mécanique du superalliage monocristallin AM1*. École Nationale Supérieure des Mines de Paris,
- Germidis, A. (1996). *Comportement thermomécanique de structures alvéolaires pour pots catalytiques*. École Nationale Supérieure des Mines de Paris,
- Gyekenyesi, J. Z., & Hemann, J. H. (1987). Optical strain measuring techniques for high temperature tensile testing.
- Hemker, K., & Sharpe Jr, W. (2007). Microscale characterization of mechanical properties. *Annu. Rev. Mater. Res.*, 37, 93-126.

- Holmes, J. W. (1992). A technique for tensile fatigue and creep testing of fiber-reinforced ceramics. *Journal of composite materials*, 26(6), 916-933.
- Lerch, W., Stolwijk, N., & Mehrer, H. (1994). A novel device for short-time diffusion annealing. *Measurement Science and Technology*, 5(7), 835.
- Mills-Brown, J., Potter, K., Foster, S., & Batho, T. (2013). The development of a high temperature tensile testing rig for composite laminates. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 52, 99-105.
- Nakamura, S., Hibiya, T., Kakimoto, K., Imaishi, N., Nishizawa, S.-i., Hirata, A., . . . Morita, T. S. (1998). Temperature fluctuations of the Marangoni flow in a liquid bridge of molten silicon under microgravity on board the TR-IA-4 rocket. *Journal of crystal growth*, 186(1-2), 85-94.
- Rivas, D., & Vázquez-Espí, C. (2001). An analysis of lamp irradiation in ellipsoidal mirror furnaces. *Journal of crystal growth*, 223(3), 433-445.
- Rozhkov, Y. K. (1988). Optical furnace for checking thermoelectric transducers. *Measurement Techniques*, 31(3), 251-252.
- Schweizer, M., Croell, A., Dold, P., Kaiser, T., Lichtensteiger, M., & Benz, K. (1999). Measurement of temperature fluctuations and microscopic growth rates in a silicon floating zone under microgravity. *Journal of crystal growth*, 203(4), 500-510.
- Seo, D.-W., & Lee, S.-K. (2000). Cooling device for halogen lamps in microwave ovens. In: Google Patents.
- Sohn, H.-C. (2000). Cooling device for halogen lamp in microwave ovens. In: Google Patents.
- Stinville, J.-C., Lenthe, W. C., Echlin, M. P., Callahan, P. G., Texier, D., & Pollock, T. M. (2017). Microstructural statistics for fatigue crack initiation in polycrystalline nickel-base superalloys. *International Journal of Fracture*, 208(1-2), 221-240.
- Stinville, J., Echlin, M., Texier, D., Bridier, F., Bocher, P., & Pollock, T. (2016). Sub-grain scale digital image correlation by electron microscopy for polycrystalline materials during elastic and plastic deformation. *Experimental mechanics*, 56(2), 197-216.
- Texier, D. (2013). *Mesure et Évolution des gradients de propriétés mécaniques dans le système superalliage à base de nickel MC2 revêtus MCrAlY*. École Doctorale Sciences de la Matière (Toulouse); 154236152,

- Texier, D., Monceau, D., Crabos, F., & Andrieu, E. (2017). Tensile properties of a non-line-of-sight processed β - γ - γ' MCrAlY coating at high temperature. *Surface and Coatings Technology*, 326, 28-36.
- Texier, D., Monceau, D., Hervier, Z., & Andrieu, E. (2016). Effect of interdiffusion on mechanical and thermal expansion properties at high temperature of a MCrAlY coated Ni-based superalloy. *Surface and Coatings Technology*, 307, 81-90.
- Texier, D., Monceau, D., Salabura, J., Mainguy, R., & Andrieu, E. (2016). Micromechanical testing of ultrathin layered material specimens at elevated temperature. *Materials at High Temperatures*, 33(4-5), 325-337.
- Timmerhaus, K. (2013). *Advances in Cryogenic Engineering* (Vol. 19): Springer Science & Business Media.
- Vialas, N. (2004). *Étude de la détérioration par oxydation haute température et interdiffusion de systèmes revêtement/superalloy à base de Nickel. Prévission de durée de vie*. Institut National Polytechnique de Toulouse,
- Wilkinson, C., & Gostelow, C. (1994). *High Temperature Cyclic Behaviour of Aerospace Materials: Room Temperature Validation Tests of Ti-6Al-4V*. Retrieved from
- Xiao, R., Li, X.-X., Lang, L.-H., Chen, Y.-K., & Yang, Y.-F. (2016). Biaxial tensile testing of cruciform slim superalloy at elevated temperatures. *Materials & Design*, 94, 286-294.
- Zupan, M., Hayden, M. J., Boehlert, C., & Hemker, K. (2001). Development of high-temperature microsample testing. *Experimental mechanics*, 41(3), 242-247.

