

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE

M.Ing

PAR
HICHEM BEGHOUL

DÉVELOPPEMENT D'UNE MÉTHODE DE CONCEPTION DES ASSEMBLAGES
À BRIDES BOULONNÉES BASÉE SUR LA FLEXIBILITÉ ET L'ÉTANCHÉITÉ

MONTRÉAL, LE 12 DÉCEMBRE 2003

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

Abdel-Hakim Bouzid, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Lê Van Ngan, président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Henri Champliaud, 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 26 NOVEMBRE 2003
À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

DÉVELOPPEMENT D'UNE MÉTHODE DE CONCEPTION DES ASSEMBLAGES À BRIDES BOULONNÉES BASÉE SUR LA FLEXIBILITÉ ET L'ÉTANCHÉITÉ

Hichem Beghoul

SOMMAIRE

La prise de conscience enregistrée à l'échelle mondiale, face aux problèmes liés à la contamination de l'environnement provoquée par les émissions fugitives industrielles et à la préservation des produits agroalimentaires contre les agents extérieurs contaminateurs, a suscité un vif intérêt dans le domaine de l'étanchéité en général et du développement de nouveaux joints d'étanchéité en particulier.

Afin de maintenir un degré d'étanchéité dans des conditions de fonctionnement de pression et de température de plus en plus sévères, le développement d'une technologie de l'étanchéité adéquate et l'amélioration des codes de calcul des assemblages pressurisés et non pressurisés munis de joints revêtent un caractère essentiel.

Basée sur l'actuelle méthode de conception du code ASME, une procédure de design plus sophistiquée, qui tient compte de la notion de flexibilité de chaque élément de l'assemblage et de la notion d'étanchéité, est suggérée.

Le modèle analytique proposé, basé sur l'interaction du système joint-boulon-bride, est développé dans un programme nommé "TightFlange" dont les résultats seront comparés à une analyse numérique par éléments finis ainsi qu'à des recherches expérimentales dans le but de valider les effets des chargements mécanique et thermique incluant la pression, les charges externes, l'expansion thermique et le fluage du joint.

**A NEW PROPOSED METHOD FOR THE DESIGN OF BOLTED JOINTS
BASED ON FLEXIBILITY AND TIGHTNESS**

Hichem Beghoul

ABSTRACT

From the leakage tightness consideration, the behavior of gasketed joint relies very much on the actual gasket load and its variation during the different operating conditions. With the future implementation by the ASME of the new design rules based on tightness, a more meaningful and precise evaluation of the gasket load is required for the purpose of better prediction of joint tightness.

Based on the code traditional design philosophy, a new design procedure that accounts for the flexibility of all elements of the joint as well as tightness is suggested. A general comprehensive method based on the gasket-bolt-flange elastic interaction is presented for the analysis of the joint. The proposed analytical model that is implemented in the "TightFlange" program will be supported by numerical FEM and experimental investigations to assess the effect of the mechanical and thermal loading including pressure, external loads, thermal expansion and gasket creep on the leakage behavior of bolted joints.

REMERCIEMENTS

Qu'il me soit permis tout d'abord de remercier mon directeur de recherche, le professeur Hakim Bouzid, pour le soutien précieux qu'il m'a accordé tout au long de la préparation de ce mémoire, tant sur le plan technique que sur les plans financier et moral.

Ma gratitude va ensuite à l'École de Technologie Supérieure pour l'ensemble des infrastructures pédagogiques qu'elle a bien voulu mettre à ma disposition dans le cadre de mon travail.

Mes remerciements s'adressent en outre aux professeurs Van Ngan Lê, Henri Champliaud, Anh Dung Ngo du département de génie mécanique, pour leur disponibilité et le support qu'ils m'ont fourni, ainsi qu'à tous les autres professeurs et chargés de cours de l'École de technologie supérieure pour les enseignements dispensés.

Je remercie également l'ensemble des étudiants et collègues de travail, les techniciens du département de génie mécanique et les travailleurs de l'ÉTS pour leur contribution à l'amélioration des conditions de travail et à la promotion d'un environnement propice.

Je n'oublie pas bien sûr de remercier mon cher père pour son aide inestimable, ma mère, mes frères et sœur, et tout particulièrement mon épouse adorable pour son soutien moral sans faille et ma fille de 4 ans qui, par son esprit, a su transformer les contraintes en opportunités.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
REMERCIEMENTS	iii
TABLE DES MATIÈRES	iv
LISTE DES TABLEAUX.....	vii
LISTE DES FIGURES.....	viii
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES.....	x
INTRODUCTION	1
Généralités.....	1
Actuels codes de design	3
Présentation du travail de recherche	4
CHAPITRE 1 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	8
1.1 Généralités.....	8
1.2 Méthodes de calcul des assemblages à brides munies de joint d'étanchéité....	9
1.2.1 Code ASME	9
1.2.2 La méthode Klinger.....	12
1.2.3 Le nouveau code BFJ	13
1.2.4 Le code européen CEN	17
1.3 Interaction mécanique et flexibilité.....	21
1.4 Étanchéité	23
1.5 Effet thermique.....	24
1.5.1 Expansion thermique.....	24
1.5.2 Fluage-Relaxation	26
1.5.3 Dégradation du joint.....	27
1.6 Analyse par éléments finis	27
1.7 Objectifs	29
CHAPITRE 2 MODÈLE ANALYTIQUE	30
2.1 Étanchéité, flexibilité et interaction mécanique	30
2.2 Modèle analytique de flexibilité.....	32
2.2.1 Calcul des rigidités	34

2.2.1.1	Rigidité du joint.....	34
2.2.1.2	Rigidité du boulon.....	35
2.2.1.3	Rotations et rigidités de la bride.....	36
2.2.1.3.1	Effet de la pression.....	36
2.2.1.3.2	Effet d'un moment de flexion	41
2.2.2	Étude du comportement de la bride sous l'effet de la température.....	44
2.2.2.1	Déplacements et rotations	44
2.2.2.1.1	Méthode simplifiée de calcul du terme β	50
2.2.3	Analyse de flexibilité.....	57
2.2.3.1	Charges externes	59
2.2.3.2	Charge thermique	59
2.2.3.3	Fluage-relaxation.....	60
2.2.4	Détermination de la charge sur le joint.....	62
2.3	Calcul d'étanchéité.....	63
CHAPITRE 3 MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS.....		68
3.1	Introduction	68
3.2	Modélisation 2D.....	69
3.2.1	Rotation de la bride due à un moment	71
3.2.2	Rotation de la bride due à la pression	71
3.2.3	Rotation due à un chargement thermique.....	73
3.3	Modélisation 3D.....	73
3.3.1	Joint d'étanchéité	75
3.3.2	Brides, tuyau et boulons.....	75
3.3.3	Interaction mécanique	76
3.3.4	Conditions aux frontières	76
3.3.5	Application de la charge.....	76
3.3.5.1	Charge thermique	77
3.3.5.2	Pré-serrage et pression	77
3.3.5.3	Vérification du modèle d'éléments finis	78
3.3.6	Modèles étudiés.....	80
CHAPITRE 4 RÉSULTATS ET DISCUSSION.....		82
4.1	Introduction	82
4.2	Programme TightFlange.....	83
4.3	Rigidités de la bride	85
4.3.1	Rigidité due à la pression	85
4.3.2	Rigidité due à un moment.....	88
4.3.3	Effet du chargement thermique	89
4.4	Validation de la méthode graphique du calcul de β	92
4.5	Charge sur le joint	93

4.5.1	Serrage initiale et pression.....	93
4.5.2	Application d'un chargement thermique	95
4.5.3	Fluage-relaxation.....	100
4.5.4	Force sur le joint après application de toutes les charges.....	101
4.5.5	Comparaison des résultats entre la méthode BFJ et la méthode proposée	106
	CONCLUSION.....	109
	RECOMMANDATIONS.....	114
	ANNEXE	116
1	: Programmes	116
2	: Dimensions des brides étudiées	135
3	: Calcul du terme β pour 2 cas de brides.....	138
	RÉFÉRENCES.....	141

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau I Comparaison des rigidités.....	87
Tableau II Comparaison des rigidités sous l'effet d'un moment	88
Tableau III Comparaison des rotations sous l'effet d'un chargement thermique	90
Tableau IV Comparaison des rotations sous l'effet d'un chargement thermique.....	91
Tableau V Comparaison du terme β entre la méthode numérique et la méthode graphique	92
Tableau VI Comparaison de la contrainte sur le joint après application du serrage et de la pression.....	95
Tableau VII Comparaison de la contrainte sur le joint après application de toutes les charges.....	104
Tableau VIII Comparaison entre la méthode analytique et le code BFJ.....	107

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1 Assemblage à brides boulonnées	1
Figure 2 Montage de filtres avec plusieurs assemblages boulonnés	3
Figure 3 Courbe de détermination des facteurs Klinger m' et y'	13
Figure 4 Graphique de serrage idéalisé obtenu à partir des données de fuites	14
Figure 5 Modèle de l'assemblage	32
Figure 6 Modélisation du comportement du joint	33
Figure 7 Paramètre de raideur du joint	35
Figure 8 Modèle analytique de flexibilité	36
Figure 9 Modèle de résistance de deux brides identiques	46
Figure 10 β' pour $h_o=0.2447$ et $t_e/r_e=0.2$	52
Figure 11 β' pour $h_o=0.4894$ et $t_e/r_e=0.2$	52
Figure 12 β' pour $h_o=0.9787$ et $t_e/r_e=0.2$	53
Figure 13 ρ' pour $h_o=0.2447$	53
Figure 14 ρ' pour $h_o=0.4894$	54
Figure 15 ρ' pour $h_o=0.9787$	54
Figure 16 β pour $h_o=0.2447$ et $r_e=0.125m$	55
Figure 17 β pour $h_o=0.4894$ et $r_e=0.125m$	55
Figure 18 β pour $h_o=0.9787$ et $r_e=0.125m$	56
Figure 19 Différents états incluant le déplacement des éléments de l'assemblage	57
Figure 20 Graphique de serrage idéalisée	64
Figure 21 Algorithme de conception d'une bride	67
Figure 22 Modèle de bride en deux dimensions (2D)	70
Figure 23 Modèle 2D avec moment	72
Figure 24 Modèle 2D avec pression	72
Figure 25 Modèle de bride en trois dimensions (3D)	74

Figure 26	Application de la charge dans les boulons (MEF).....	79
Figure 27	Fenêtre de données pour le calcul des assemblages boulonnés.....	84
Figure 28	Déformée du modèle sous l'effet de la pression.....	85
Figure 29	Déplacement axial dû à la pression pour différents cas de brides	86
Figure 30	Distribution de la contrainte sur le joint sous l'effet du serrage des boulons et de la pression pour une bride 52" H.E.....	93
Figure 31	Distribution de la contrainte sur le joint sous l'effet du serrage des boulons et de la pression pour une bride NPS 16" classe 300	94
Figure 32	Variation de la température dans la direction axiale pour une bride NPS 10" classe 300	97
Figure 33	Variation de la température dans la direction axiale pour une bride H.E 52"	97
Figure 34	Variation de la température dans la direction radiale pour une bride NPS 10" classe 300	99
Figure 35	Variation de la température dans la direction radiale pour une bride H.E 52"	99
Figure 36	Variation de la contrainte dans les boulons.....	100
Figure 37	Distribution de la pression de contact sur le joint pour une bride 52 pouces H.E	102
Figure 38	Distribution de la pression de contact sur le joint pour une bride 16 pouces classe 300	103

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES

α , m/m/ $^{\circ}$ C	Coefficient d'expansion thermique
β , m $^{-1}$	Constante (voir équation 2.6)
β ,	Conductance thermique de l'anneau externe de la bride
ΔS , N/m 2	Variation de contrainte
ΔT , $^{\circ}$ C	Variation de température
ϵ ,	Déformation
ϕ_n ,	Solution de l'équation (2.36)
η	Rendement de l'assemblage
ν	Coefficient de poisson
ρ	Facteur de correction
ρ'	Facteur de correction
σ , N/m 2	Contrainte
θ , rad	Rotation
θ_{fM} , rad	Rotation de la bride sous l'effet d'un moment de flexion
θ_{fP} , rad	Rotation de la bride sous l'effet de la pression du fluide interne
θ_{fT} , rad	Rotation de la bride sous l'effet d'un chargement thermique en régime permanent
a	Exposant de la courbe de chargement d'un assemblage muni d'un joint
A , m 2	Diamètre extérieur de la bride
A_b , m 2	Surface des boulons
A_f , m 2	Surface d'une bride avec collerette
A_g , m 2	Surface de contact du joint
A_i , m 2	Surface pressurisée délimitée par le diamètre effectif, G
A_m , m 2	Surface totale requise
b, m	Largeur d'assise du joint effective
B, m	Diamètre intérieur de la bride

B_G , m	Diamètre au centre de gravité de la section de la bride (anneau + collerette)
C , m	Diamètre du cercle des boulons
C_{CR} , $\text{m}^2/\text{°C}$	Facteur de fluage-relaxation
d , m	Jeu entre une paire de brides dans la direction axiale
D , N.m	Rigidité d'une plaque en flexion
E , N/m^2	Module d'élasticité
F_b , N	Force dans les boulons
F_g , N	Force dans le joint
g_0 , m	Épaisseur radiale de la collerette à la jonction avec le cylindre
G , m	Diamètre effectif du joint
G_b , N/m^2	Intersection de la charge dans la courbe de serrage (fig 4)
G_s , N/m^2	Intersection de la décharge dans la courbe de serrage (fig 4)
h , m	Longueur de la collerette
$h_0 = \frac{h_a}{k_f}$	Coefficient de transfert thermique modifié pour la surface extérieure de la bride
h_0 , m	Facteur, $h_0 = \sqrt{B g_0}$
h_D , m	Distance radiale de l'axe des boulons à H_D
h_G , m	Distance radiale de l'axe des boulons à H_G
h_T , m	Distance radiale de l'axe des boulons à H_T
H_B , N	Charge opératoire dans les boulons
H_D , N	Force hydrostatique sur la surface intérieure de la bride
H_E , N	Force hydrostatique équivalente externe sur la surface intérieure de la bride
H_G , N	Charge opératoire sur le joint
H_T , N	Force hydrostatique sur la surface annulaire externe de la bride
k	Exposant de la courbe de décharge
k_c , ($\text{W}/\text{m}/\text{°C}$)	Conductivité thermique du cylindre

k_f , (W/m/ $^{\circ}$ C)	Conductivité thermique de la bride
K	Rapport du diamètre externe sur le diamètre interne K=A/B
K_b , N/m	Rigidité uniaxiale du boulon
K_e , N/m	Rigidité uniaxiale d'un élément de l'assemblage
K_g , N/m	Rigidité uniaxiale du joint
K_j , N/m	Rigidité uniaxiale de l'assemblage
K_m , m.N	Rigidité uniaxiale de la bride due à un moment
K_p , N/m ²	Rigidité uniaxiale de la bride due à la pression interne d'un fluide
l_b , m	Longueur initiale du boulon
L	Facteur (code ASME [1])
L , N/m ²	Contrainte sur le joint (méthode Klinger par.1.2.2)
M, N.m/m	Moment
M_{ho} , m.N/m	Moment de discontinuité de la bride au cylindre
M_o , N.m	Moment total agissant sur la bride (code ASME)
m,	Facteur de joint, obtenu de la table 2-5.1 du code ASME [1]
m_1 ,	Facteur de compression du joint
m' ,	Facteur du joint (méthode Klinger)
N, m	Largeur effective du joint
P, N/m ²	Pression
P_0 , N/m	Force de discontinuité de la bride au cylindre
q_c , W	Flux de chaleur
r_i , m	Rayon interne de la bride
r_e , m	Rayon de la collerette à l'intersection avec la bride
R_{ac} , $^{\circ}$ C/W	Résistance de l'interface fluide/cylindre
R_{bc} , $^{\circ}$ C/W	Résistance interne de la section intérieure de la bride à travers l'épaisseur
R_{cc} , $^{\circ}$ C/W	Résistance de l'interface cylindre/atmosphère
R_{af} , $^{\circ}$ C/W	Résistance de l'interface fluide/anneau
R_{bf} , $^{\circ}$ C/W	Résistance interne de la section intérieure de l'anneau
R_{cf} , $^{\circ}$ C/W	Résistance de la section externe de l'anneau

$S_a, S_b, \text{N/m}^2$	Contraintes admissibles dans les boulons respectivement à température ambiante et température de design
$S_g, \text{N/m}^2$	Contrainte sur le joint
$S_{g\min}, \text{N/m}^2$	Contrainte minimum sur le joint
$S_L, \text{N/m}^2$	Valeur minimale permise de la contrainte en opération sur le joint
$S_{m1}, \text{N/m}^2$	Contrainte requise en opération sur le joint
$S_{m2}, \text{N/m}^2$	Contrainte en opération sur le joint
$S_{ya}, \text{N/m}^2$	Contrainte de design de l'assemblage, ou contrainte d'assise du joint
t, m	Épaisseur de la bride
t_e, m	Épaisseur équivalente de la bride $t_e=2t-d$
$T, {}^\circ\text{C}$	Température
$T_c,$	Paramètre de serrage (égal à 10, 1 ou 0.1)
$T_{ci}, {}^\circ\text{C}$	Température du cylindre au rayon interne
$T_{fi}, {}^\circ\text{C}$	Température de l'anneau de la bride au rayon interne
$T_{fo}, {}^\circ\text{C}$	Température de l'anneau de la bride au rayon externe
T_{pa}	Serrage d'assemblage
$T_{p\max}$	Serrage maximum du joint obtenu par test
$T_{p\min}$	Serrage minimum requis
T_r	Rapport de serrage
u, m	Déplacement radial
u_T, m	Déplacement radial dû à la température
u_{cr}, m	Déplacement radial dû au phénomène de fluage-relaxation
V	Facteur pour les brides de type « intégral » code ASME [1]
w, m	Déplacement radial
W, N	Charge de conception des boulons
W_{m1}, N	Charge minimum requise dans les boulons, en mode opératoire
W_{m2}, N	Charge minimum requise dans les boulons pour asseoir le joint
w_{cT}, m	Déplacement radial du cylindre sous l'effet de la température
w_{fT}, m	Déplacement radial de la bride sous l'effet de la température

X	Rapport
x_G , m	Position du centre de gravité de la section anneau + collerette dans la direction axiale
y, N/m ²	Charge d'assise du joint unitaire (code ASME [1])
y', N/m ²	Contrainte minimum d'assise du joint
Superscript	
i	renvoie à l'état initial
f	renvoie à l'état final
Subscript	
b	renvoie au boulon
c	renvoie au cylindre
f	renvoie à la bride
g	renvoie au joint
e	renvoie à l'élément de l'assemblage
i	renvoie à intérieur
o	renvoie à extérieur
Acronymes	
ASME	American Society of Mechanical Engineers
BFJ	Bolted Flange Joint
BPVC	Boiler and Pressure Vessel Code
CEN	European Committee for Standardization
HE	Heat exchanger (Échangeur de chaleur)
HORT	Hot Relaxation Tightness Test
MEF	Méthode des éléments finis
PVRC	Pressure Vessel Research Council
WN	Welding neck (à cou soudé)

INTRODUCTION

Généralités

L'assemblage à brides boulonnées est certainement le mode de raccordement le plus fréquemment utilisé dans le milieu industriel, de manière générale, et dans les installations véhiculant toutes sortes de liquides et de gaz, de manière plus spécifique, et ce, en raison de sa double facilité de montage et de démontage.

Les secteurs utilisateurs des brides boulonnées sont essentiellement les centrales nucléaires et thermiques, les usines chimiques et pétrochimiques, les raffineries, les industries de l'agroalimentaire et du transport.

Le « joint boulonné » est, conceptuellement, un assemblage très simple. Initialement, comme le montre la figure 1, un joint est comprimé entre deux brides par le biais de boulons sur lesquels une charge de serrage est au préalable appliquée, de manière à assurer une bonne étanchéité.

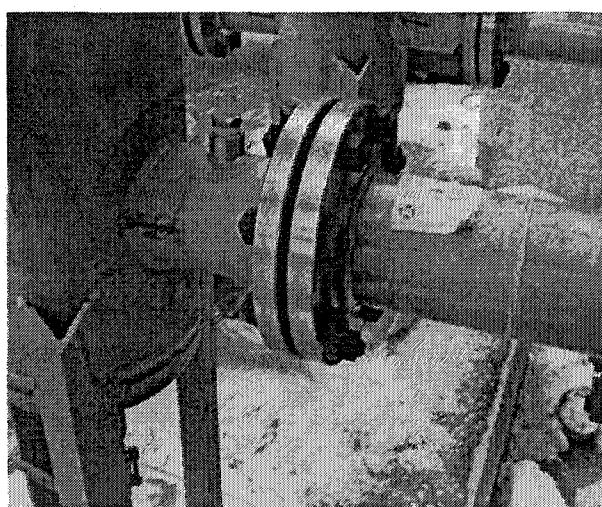


Figure 1 Assemblage à brides boulonnées

Cependant, la non uniformité de l'application de la charge sur les boulons, les caractéristiques prononcées de non-linéarité des joints, l'interaction entre la bride, les boulons et le joint, la distorsion et le désalignement des brides, les charges externes ainsi que les chocs possibles, et enfin, les phénomènes de fluage et de relaxation de chaque composante, sont autant d'aspects qui font de ce mode de raccordement un assemblage très complexe à modéliser.

Les méthodes analytiques actuelles de conception et de prédition des fuites d'un assemblage à brides boulonnées sont peu précises, et de moins en moins appropriées, face aux exigences imposées par l'évolution rapide des technologies de pointes et par la rigueur des nouvelles normes de protection de l'environnement.

Par ailleurs, les hautes pressions et températures atteintes dans les procédés d'industries récents, associées à des produits véhiculés de plus en plus toxiques et corrosifs, constituent des sollicitations souvent sévères pour les assemblages boulonnés qui rendent les méthodes de calcul contemporaines inappropriées.

Enfin, il faut souligner que les dégâts causés par une fuite, aussi minime soit-elle, peut revêtir une ampleur considérable. La probabilité qu'une fuite se produise est d'autant plus grande que le nombre d'assemblages est important. Une raffinerie peut compter jusqu'à un million d'assemblages à brides boulonnées munies de joints. La figure 2 illustre un montage typique de tuyauterie, où deux filtres à gaz sont reliés entre eux par l'intermédiaire de tubes et d'assemblages boulonnés au nombre de 10, et permet de mieux apprécier la fréquente utilisation de ce type de raccordement.

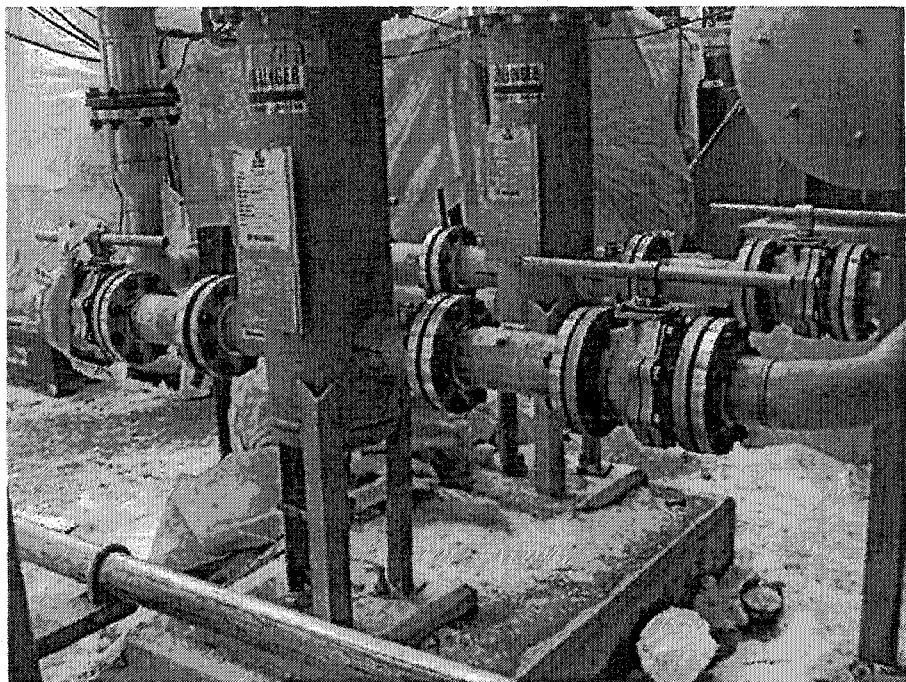


Figure 2 Montage de filtres avec plusieurs assemblages boulonnés

Actuels codes de design

La procédure de conception la plus utilisée dans l'industrie chimique et pétrochimique est celle de l'appendice 2 du code ASME [1]. À l'origine, Waters et Taylor [2] ont développé une méthode d'analyse basée sur la théorie des poutres sur fondation élastique et sur celle des plaques planes, plus connue sous le nom de méthode de Taylor et Forge. Cette dernière fut éprouvée et améliorée par le quatuor Waters, Rossheim, Wesstrom et Williams [3]. Elle est et demeure la base de l'actuel code de calcul de l'ASME. La renommée de cette méthode résulte de l'exécution facile des calculs, regroupés sous forme de tables, et de l'utilisation de paramètres géométriques aisément obtenus par l'intermédiaire de figures. Elle est d'autant plus appréciée que le nombre de formules nécessaires au dimensionnement est peu élevé. Dans le cas de matières à

caractère contaminant (réacteur nucléaire), les assemblages boulonnés sont soumis à des inspections très strictes visant à détecter la moindre petite fuite.

Le code ASME est actuellement contesté et révisé par des groupes de chercheurs sous la tutelle du PVRC. Le nouveau code BFJ [4], en voie d'adoption, est principalement basé sur la notion d'étanchéité.

De nouvelles constantes de joint, G_b , à G_s , obtenues à l'aide de l'essai ROTT en voie d'adoption par l'ASME, sont introduites. Elles permettent de choisir le joint le mieux adapté aux conditions d'opération de l'équipement ou de l'assemblage lui-même. Cette méthode récente s'inspire en grande partie du code actuel et fait une analyse plus développée de l'assemblage à brides boulonnées.

Il est à noté qu'il existe d'autres méthodes de calcul des assemblages à brides boulonnées. L'existence d'une multitude de codes de calcul est un indice avéré de la préoccupation des ingénieurs quant à l'obtention d'un assemblage à brides boulonnées le plus étanche possible. Il est à noter, par ailleurs, que l'expérience a démontré qu'un joint parfaitement étanche n'existe pas, mais qu'il existe des degrés d'étanchéité variables selon le type de fluide et la nature des applications.

Présentation du travail de recherche

Le présent travail de recherche s'assigne comme objectif principal l'amélioration d'une méthode de conception des systèmes étanches en introduisant les notions de flexibilité et d'étanchéité. L'approche retenue a pour but de considérer l'interaction élastique entre chaque élément et s'inspire le plus possible de l'actuel code de l'ASME ainsi que du nouveau code actuellement à l'étude. La nouvelle méthode proposée intègre la notion de flexibilité, inexistant dans les deux codes suscités, ainsi que la notion d'étanchéité.

D'un point de vue intégrité mécanique, les méthodes de calculs s'avèrent très performantes. Très peu de cas de rupture mécanique dans les assemblages boulonnés ont été recensés. C'est donc l'étanchéité qui demeure problématique. La sélection du bon type de joint, le serrage initial requis, la rotation de la bride due aux charges externes, la relaxation et le fluage du joint et des autres composants de l'assemblage, sont autant de paramètres qui doivent être pris en compte lors de la modélisation de l'assemblage pour assurer un joint étanche. Le serrage initial des boulons est fondamentalement l'un des aspects les plus influents. Un mauvais serrage, trop ou peu élevé, provoque la fuite.

Par ailleurs, le fluage et la relaxation sont des notions importantes auxquelles aucun code de calcul ne fait allusion.

L'objectif est donc de parvenir à évaluer chaque effet ayant un impact, direct ou indirect sur l'étanchéité de l'assemblage à brides boulonnées et de l'inclure dans le dimensionnement de l'assemblage.

La flexibilité de l'assemblage permet de prendre en considération le déplacement et la rotation de chaque élément le constituant. Il sera alors possible de déterminer avec précision le comportement de l'assemblage sous l'effet de chargements de nature différente et de calculer avec plus de minutie la variation de la charge sur le joint en service.

Les principales notions intégrées dans la nouvelle méthode sont les suivantes :

- Calcul des rigidités de la bride sous l'effet de la pression, d'un moment et de la température.
- Calcul des rigidités des boulons et du joint.

Ces deux étapes constituent la partie flexibilité du système.

- Calcul des déplacements de chaque composant de l'assemblage dus aux charges externes.
- Introduction dans le modèle du phénomène de fluage-relaxation et calcul du déplacement du joint subséquent.
- Calcul de la charge finale sur le joint, compte tenu de chaque effet, en procédant à une interaction mécanique.

L'aboutissement final est le calcul de la charge sur le joint dans sa phase finale, soit après application de toutes les charges externes (pression, moment, différence de température). Un algorithme de la méthodologie à suivre sera proposé afin de résumer la démarche retenue.

Une vérification par la méthode des éléments finis avec des modèles en 2-D et 3-D sera entreprise dans le but de valider la méthode proposée. Un programme dans l'environnement Visual Basic sera utilisé pour calculer théoriquement la charge dans le joint avec les notions de flexibilité et d'interaction mécanique développées dans le modèle analytique.

En tout état de cause, afin de mieux cerner la problématique soulevée et de percevoir davantage les éléments de référence évoqués, le présent travail s'articule autour des quatre axes fondamentaux ci-après :

1. **Une revue bibliographique** qui permet d'appréhender les travaux effectués en la matière.
2. **Le modèle analytique** qui a pour objet de mettre en exergue les paramètres relatifs à la flexibilité, l'interaction mécanique et l'étanchéité par le biais de calculs conduisant à la détermination de la charge sur le joint.

3. **La méthode des éléments finis** ayant pour but, à travers une modélisation en 2D et 3D, de valider l'approche théorique précédemment développée.
4. **Résultats et discussion** qui focalisent l'attention sur les notions nouvellement introduites à l'origine de l'élaboration d'une méthode plus précise se rapportant à la conception des assemblages à brides boulonnées munies d'un joint d'étanchéité.

CHAPITRE 1

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Généralités

D'innombrables recherches ont été menées depuis des décennies sur le thème des assemblages à brides boulonnées. Les technologies en perpétuelle croissance et les conditions opératoires de plus en plus sévères expliquent en partie cette recherche ininterrompue. De surcroît, la raison qui oblige le monde de l'industrie moderne à investir davantage dans ce domaine réside incontestablement dans l'émergence de normes environnementales de plus en plus strictes face aux émissions fugitives. Tout en limitant la pollution, la réduction et le contrôle des fuites seront de nature à éviter des dommages matériels et humains irréparables, liés à des contaminations provenant des fuites de substances toxiques ou de feux, le plus souvent non maîtrisables.

Parmi les premiers essais sur le développement de méthodes de conception des brides, les contributions de Bach [5;6], et de Wesphalt.[7], opèrent une certaine démarcation. Ce n'est qu'en 1927 que Waters et Taylor [2] donnent naissance à une nouvelle méthode d'analyse basée sur la théorie des poutres sur fondation élastique, qui, après amélioration conduira Waters et al. [3;8] à publier des travaux. Ces derniers constituent la plus grande contribution du siècle passé sur le sujet, donnant alors naissance à la fameuse méthode de « Taylor Forge » qui forme la base de l'actuel code de conception des assemblages à brides boulonnées de l'ASME.

Depuis, plusieurs travaux sur la question ont été publiés traitant des différents aspects relatifs aux assemblages boulonnés. Wesstrom et Berg [9] ont étudié les effets de la pression interne sur les contraintes et déformations des brides boulonnées.

Les travaux développés par Wahl et Lobo [10], axée sur la théorie des anneaux avec un trou au centre, a poussé les concepteurs du code ASME à adopter de nouvelles méthodes de design afin de prévenir les explosions.

Afin de mieux situer le contexte actuel des assemblages à brides boulonnées, il est particulièrement intéressant de décrire les principales méthodes de calcul qui existent. L'accent sera mis sur la méthode du code ASME qui servira de modèle de base.

1.2 Méthodes de calcul des assemblages à brides munies de joint d'étanchéité

1.2.1 Code ASME

Le code de calcul des assemblages boulonnés de l'ASME se résume à un appendice, l'appendice 2 se trouvant dans la section VIII Div.2 [1]. La charge appliquée sur les boulons est la première grandeur calculée. Le code stipule que la charge dans les boulons requise, en service, est déterminée conformément à la relation :

$$W_{ml} = H + H_p \quad (1.1)$$

avec $H = \frac{\pi}{4} G^2 P$ et $H_p = 2b\pi G m P$

Cette charge requise est déterminée expérimentalement. En effet, la charge dans les boulons doit être suffisante pour résister à la force hydrostatique H , découlant de l'application de la pression maximale, et à une charge de compression H_p , permettant de maintenir le joint en contact. Cette charge H_p a démontré, expérimentalement, qu'elle était suffisante pour maintenir un joint étanche et est exprimée en fonction de m , facteur dit de maintenance.

Avant de pouvoir obtenir un joint étanche, il est impératif d'asseoir le joint correctement en appliquant une charge initiale minimum dans les boulons, sous les conditions atmosphériques de température et de pression telles que :

$$W_{m2} = \pi b G y \quad (1.2)$$

Le code affirme que les facteurs m , b et y suggérés ont démontré avoir des résultats satisfaisants en service. Cependant, ces facteurs restent suggérés seulement et non obligatoires. Des valeurs trop basses pourraient conduire à des fuites sans interférer dans la conception d'un assemblage sécuritaire.

Enfin, pour s'assurer du bon choix de joint, seul l'essai hydrostatique pourra le confirmer. Ce qui laisse entendre que la procédure de calcul ne peut en aucun cas prédire si la contrainte sur le joint est suffisante pour assurer l'étanchéité où du moins connaître le taux de fuite associé à cette contrainte.

La surface réelle des boulons A_b est calculée de la manière suivante :

$$A_b = \max\left(\frac{W_{m1}}{S_b}, \frac{W_{m2}}{S_a}\right) \quad (1.3)$$

La charge requise pour la vérification de l'intégrité mécanique de la bride et pour le calcul des contraintes est alors :

$$\begin{aligned} W &= W_{m1} && \text{en service} \\ W &= \frac{(A_m + A_b)S_a}{2} && \text{état initial (assise du joint)} \end{aligned} \quad (1.4)$$

S_a et S_b étant les contraintes admissibles dans les boulons, respectivement à température ambiante et température de service.

L'actuel code fait face à de nombreuses critiques. Wesstrom et al. [9] précisent que les résultats obtenus en application du code de conception de l'ASME sont valables pour les assemblages, joints et boulons conventionnels, en soulignant qu'il s'agit de diamètres, pressions et températures modérés où des valeurs conservatrices pour les facteurs m et y ont été adoptées. Ils affirment par ailleurs que certains designs d'assemblages n'ont pu être conçus étanches, pour les cas de brides de grand diamètre opérant à haute pression.

Concernant la méthode de conception traditionnelle, les calculs simplifiés d'évaluation de la charge dans les boulons, W , ainsi que l'absence d'appréciation correcte relative au problème de serrage, la rendent désuète et inappropriée.

Par ailleurs, la validité des facteurs m et y , décrits dans cette méthode, ainsi que leur habileté à prédire le serrage adéquat du joint et à assurer une étanchéité satisfaisante des joints d'échangeurs de chaleur, Winter [11] et des brides NPS 3 in. classe 150 lb, Short II [12], ont constamment été mises en cause. Krauss [13] a démontré que les coefficients des joints m et y n'étaient pas vérifiés. Le facteur m , de maintenance, est utilisé pour établir la force de serrage nécessaire à assurer l'efficacité de l'étanchéité d'un joint soumis à une pression interne, tandis que le facteur y , de rendement, permet de déterminer la charge requise pour assurer adéquatement le joint.

Beaucoup d'ambiguïté gravite autour de la définition de ce qu'est un « joint étanche », représentant pourtant l'une des exigences de procédure de conception du code ASME. Cette exigence ne fait état, en aucun cas, d'une fuite égale à zéro mais plutôt d'un niveau de fuite adéquat ou acceptable sans le quantifier; c'est pourquoi un critère pour une fuite minimale acceptable, relative à un fluide donné, devrait être correctement défini. Seule

la rotation de la bride est limitée à 0.3°. Bien que cette limite ne soit pas atteinte, la fuite peut intervenir.

De plus, la charge finale dans les boulons, après application des conditions d'opération, n'est pas connue. Selon la procédure de calcul, elle serait égale à la charge initiale; ce qui laisse présager que la charge dans les boulons demeure la même en tout temps. D'autre part, la relaxation de la charge due à la température n'est pas prise en compte. Pourtant, ce phénomène toujours présent, est la cause la plus fréquente de fuites.

1.2.2 La méthode Klinger

La méthode de calcul Klinger, élaborée par Sauter [14], est fortement similaire à celle du code ASME. Elle introduit les facteurs « m' » et « y' ». Le facteur « y' » représente la contrainte minimum d'assise du joint, tandis que le facteur « m' » reste celui de maintenance.

Ces facteurs sont obtenus au moyen de la courbe représentée par la figure 3. Ils se déduisent de la pente et de l'intersection de la droite asymptotique à la courbe A avec l'axe des ordonnées. La courbe A, expérimentale, représente la contrainte dans le joint en service en fonction de la pression. Elle est obtenue pour un état d'étanchéité supposé, avec un certain taux de fuite constant d'une valeur de 0.25ml/min. La contrainte minimum dans le joint en service est donnée par la relation.

$$L = y' + m'P \quad (1.5)$$

Ainsi, la contrainte d'assise initiale requise dans le joint est la contrainte L, augmentée de la contrainte de réduction, découlant de la charge hydrostatique due à l'effet de fond :

$$S_g = y' + m'P + \frac{\pi G^2}{4 A_g} P \quad (1.6)$$

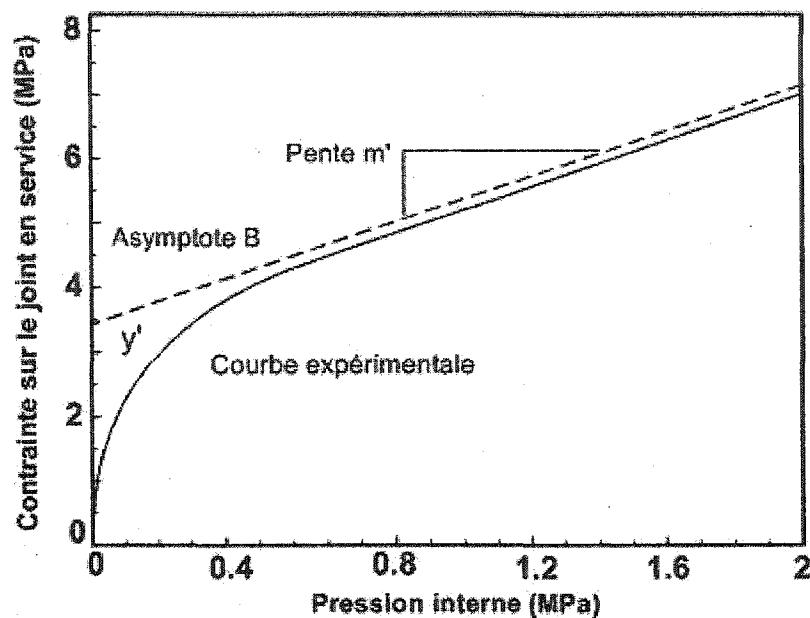


Figure 3 Courbe de détermination des facteurs Klinger m' et y'

1.2.3 Le nouveau code BFJ

À l'origine de cette nouvelle méthode de design des assemblages à brides boulonnées munies d'un joint, le comité de l'ASME a demandé au PVRC la réévaluation des facteurs du joint. C'est en 1974 qu'un programme de tests expérimentaux a été initié par le PVRC dans le but de procurer une amélioration des facteurs existants. Il est apparu aussitôt évident que les seuls facteurs m et y étaient insuffisants et que l'introduction de la notion de fuite devenait incontournable. C'est alors que, suite à de nombreuses années de recherche menées par le TTRL (Tightness Testing and Research Laboratory) de

l'École Polytechnique de Montréal, de nouvelles constantes de joints basées sur la notion de serrage voient le jour [4]. Ces constantes, G_b à et G_s sont obtenues à partir des tests ROTT basés sur l'étanchéité, et sont représentées graphiquement comme le montre la figure 4. La procédure ROTT (Room Temperature Tightness Test Procedure) consiste en une multitude de tests sur divers joints permettant de déterminer les caractéristiques de familles de joints sous des conditions bien spécifiques.

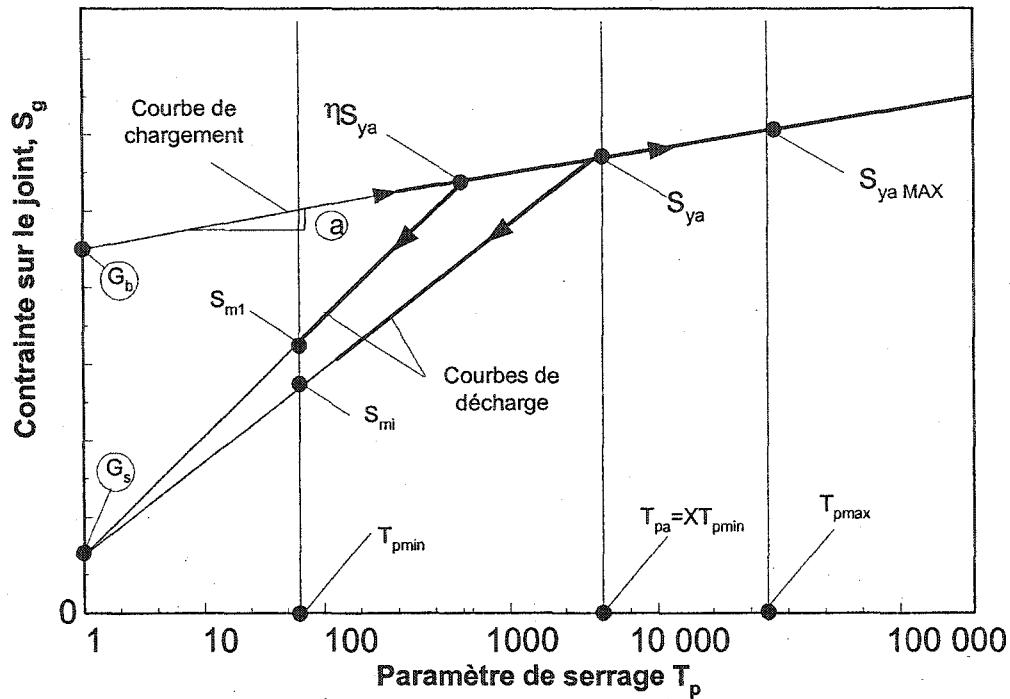


Figure 4 Graphique de serrage idéalisé obtenu à partir des données de fuites

Les recherches financées par le PVRC ont conduit à des résultats très convaincants et notamment :

- à une bien meilleure compréhension des caractéristiques mécaniques et des mécanismes d'étanchéité des assemblages à brides boulonnées munies de joints.
- au développement de nouvelles constantes de design des joints G_b , a , G_s plus significatives.

- au développement d'une procédure de test d'étanchéité standardisée à température ambiante appelé ROTT.
- au développement de règles de design sophistiquées pour la détermination de la charge dans les boulons en vue de minimiser les fuites.

Cette nouvelle procédure est actuellement à l'étude en vue de son approbation par l'ASME.

Les principales étapes de calcul sont présentées ci-après :

C'est le concept d'étanchéité qui prédomine dans les travaux de cette nouvelle procédure. En effet, un concept de classes d'étanchéité est clairement défini, parmi lesquelles on distingue la classe « eau/air », la classe « standard » et la classe « étanche ».

De là, découle le paramètre d'étanchéité minimum pour le design $T_{p\min}$:

$$T_p = \frac{1}{\sqrt{150L\mu}} \frac{P}{P^*}$$

$$T_{p\min} = 0.1243 T_C P \quad (1.7)$$

$$T_{pa} = X T_{p\min} < T_{p\max}$$

$L\mu$ représente le taux de fuite de masse de l'assemblage par mm de diamètre extérieur du joint, et P^* la pression de référence.

La contrainte d'assise du joint d'assemblage est S_{ya} :

$$S_{ya} = \frac{G_b}{\eta} (T_{pa})^a = \frac{G_b}{\eta} (X T_{p\min})^a < S_{\max} \quad (1.8)$$

La contrainte d'opération requise sur le joint s'écrit :

$$S_{m1} = G_s \left(\eta \frac{S_{ya}}{G_s} \right)^{1/T_r} \quad (1.9)$$

Après application de la pression et des charges externes, la contrainte sur le joint est donnée par la relation :

$$S_{m2} = \frac{S_{ya}}{1.5} \frac{S_b}{S_a} - \frac{(PA_i + H_e)}{A_g + A_p} \quad (1.10)$$

Il est alors possible de calculer la contrainte minimum de design du joint S_{mo} :

$$S_{mo} = \max(S_{m1}; S_{m2}; 2P; S_L) \quad (1.11)$$

Enfin, la charge de design dans les boulons est :

$$W_{mo} = S_{mo} (A_g + A_p) + PA_i + H_e \quad (1.12)$$

et la surface minimum requise des boulons est :

$$A_m = \frac{W_{mo}}{S_b} \quad (1.13)$$

Cette méthodologie de calcul est claire et simple d'utilisation [15]. La caractérisation du joint constitue le fer de lance de cette nouvelle procédure tout simplement en raison du fait évident que le joint est le maillon le plus faible de la chaîne constituant l'assemblage à brides boulonnées.

Bien qu'étant plus complète, elle ne tient pas compte de tous les effets pouvant agir sur l'intégrité mécanique des assemblages, ni même sur la variation de la charge dans les conditions d'opération. L'incapacité de déterminer cette charge avec précision en intégrant les notions de flexibilité, demeure un obstacle à surmonter.

De plus, les effets de la température, tels que l'expansion thermique, la relaxation, le vieillissement du joint, ne sont pas considérés, ayant pourtant un impact avéré sur la variation de la charge dans le joint. Aussi, la relation entre la fuite et la charge n'est-elle pas clairement définie, alors qu'il serait souhaitable d'associer un taux de fuite à la charge dans le joint en service.

Enfin, l'effet de la rotation de la bride et son impact sur la redistribution de la charge sur le joint ne sont pas traités.

Nechache, A. [16], a clairement identifié l'effet de la température sur la redistribution de la charge dans le joint en régime permanent. Brown, W. [17], quant à lui, s'est intéressé aux régimes transitoire et permanent du processus.

1.2.4 Le code européen CEN

D'énormes progrès ont été observés ces dernières années dans le cadre de l'élaboration d'une nouvelle norme européenne de standardisation sur le thème des assemblages à brides boulonnées. Cette procédure, en voie d'adoption, prEN 1591 [18;19], est en certains points similaire aux codes actuel et nouveau de l'ASME.

Elle comporte une procédure de design prEN 1591 [20;21] et une procédure d'essais prEN 13555 [22]. La procédure de conception des assemblages à brides boulonnées proposée au Comité Européen de Normalisation comprend différentes parties de

conception, parmi lesquelles, la définition des paramètres des éléments constituant l'assemblage.

Des paramètres de flexibilité de la bride, des boulons et du joint y sont introduits. Il s'agit d'un facteur de flexibilité en rotation. Dans le cas des brides de type « intégral », ce paramètre est :

$$Z_F = \frac{3d_F f_F}{\pi b_F e_F^3} \quad (1.14)$$

où e_F représente l'épaisseur axiale équivalente de la bride, d_F , le diamètre moyen, b_F , la largeur effective de la bride et f_F un facteur de correction.

L'introduction de la flexibilité, constituant un pas considérable dans les procédures de conception des assemblages à brides boulonnées, sert au calcul de la rotation de la bride. Tenir compte de la flexibilité de l'assemblage pour le calcul de la rotation de la bride permet l'obtention de résultats plus précis.

La seconde partie la plus conséquente de ces travaux constitue la détermination des charges sur le joint dans ses états initial et final. La procédure est en soi similaire à celle du code ASME [1], préconisant une charge minimale d'assise du joint et une charge finale. La similitude avec le code BFJ [15] est l'introduction du taux de fuite et d'essais permettant de déterminer la fuite.

De plus, l'effet de la température est pris en compte dans le calcul de la charge finale, ce qui constitue une prise de conscience certaine de l'influence que peut avoir le chargement thermique dans le comportement des assemblages à brides boulonnées.

Cependant l'effet de l'expansion thermique dans la direction radiale n'est pas pris en compte dans cette procédure, tandis que celui dans la direction axiale l'est. Aussi, dans cette méthode, il n'existe pas de modèle capable de déterminer la température dans les différents éléments.

Ainsi, la force minimale sur le joint est définie comme étant :

$$F_{G0\min} = A_{Ge} \cdot Q_{\min} \quad (1.15)$$

En service, la charge minimale permettant de prévenir la fuite et la séparation des faces est :

$$F_{GImin} = \max \{ A_{Ge} \cdot m_1 |P_1| ; -(F_{QI} + F_{RI}) \} \quad (1.16)$$

où A_{Ge} représente la surface effective du joint, Q_{\min} la contrainte minimum à exercer sur le joint lors de l'assemblage, m_1 un facteur de compression du joint obtenu à l'aide de tables, P_1 la pression, F_{QI} la force axiale de pression du fluide et F_{RI} la force résultante des efforts externes additionnels dans la direction axiale.

F_{GI} étant la force minimale sur le joint en service, le code définit une charge minimale sur le joint dans les conditions d'assemblage garantissant alors que la charge ne sera jamais inférieure à F_{GI} .

Cette charge s'écrit sous la forme :

$$F_{GA} = \max \frac{\{ F_{GImin} \cdot Y_{GI} + (F_{QI} \cdot Y_{QI} + (F_{RI} \cdot Y_{RI} - F_{RO} \cdot Y_{RO}) + \Delta U_1) \}}{Y_{G0}} \quad (1.17)$$

Y représente un facteur de conformité, relatif au joint (G), à la pression (Q) et à la force nette due aux charges externes. Les indices 0 et I caractérisent respectivement l'état initial d'assemblage et celui en service. Quant au terme ΔU il représente l'expansion thermique relative dans la direction axiale.

Il est maintenant possible de déterminer la charge requise dans le joint et dans les boulons pour l'état d'assemblage :

$$\begin{aligned} F_{G0\text{req}} &= \max\{F_{G0\text{min}}, F_{G\Delta}\} \\ F_{B0\text{req}} &= F_{G0\text{req}} + F_{R0} \end{aligned} \quad (1.18)$$

En ce qui concerne l'état final, les charges dans le joint et dans les boulons sont données par les relations :

$$F_{GI} = \frac{(F_{G0\text{des}} \cdot Y_{G0} - (F_{QI} \cdot Y_{QI} + (F_{RI} \cdot Y_{RI} - F_{RO} \cdot Y_{RO}) + \Delta U_1))}{Y_{GI}} \quad (1.19)$$

$$F_{BI} = F_{GI} + (F_{QI} + F_{RI}) \quad (1.20)$$

$F_{G0\text{des}}$ est définie par le code comme étant la force augmentée d'assemblage sur le joint pouvant être requise et ce afin d'éviter la distorsion progressive provoquée par de fréquents réassemblages.

Le second volet de cette norme est la procédure d'essais, également en révision pour approbation prEN 13555 [22]. Cette procédure a pour objectif de déterminer les paramètres des joints et d'utiliser les équations de conception définies dans l'EN 1591-1 [21].

Une méthodologie complète de détermination des paramètres des joints y est présentée. Les paramètres ainsi définis sont les suivants :

Q_{MASS} : pression superficielle du joint maximale pouvant être appliquée à température ambiante de manière à s'assurer que la contrainte dans le joint à température de service, après les effets du fluage et de la relaxation, ne dépasse pas Q_{SMAX} .

$Q_{SMAX,MIN}$: contrainte maximale, minimale admissible sur le joint à la température de service pour éviter la destruction du joint et/ou un écrasement ou fluage excessif. Q_{SMAX} est déterminé par essai de compression et essai de fluage-compression.

$Q_{MIN(L)}$: contrainte minimum à exercer sur le joint lors de l'assemblage pour l'installer sur les aspérités de la face et de sorte que la classe de taux de fuite soit au niveau L_N requis. Le tableau ci-après définit les classes de fuite

Classe de débit de fuite	$L1.0$	$L0.1$	$L0.01$
Classe de débit de fuite spécifique ($\text{mg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$)	≤ 1.0	≤ 0.1	≤ 0.01

D'autres facteurs tels que celui du recouvrement élastique E_0 , la pente K_I et celui du fluage g_c y sont également définis. Certains paramètres ont été comparés à ceux effectués par le PVRC, à titre indicatif, et une parfaite similitude a été observée.

1.3 Interaction mécanique et flexibilité

Waters et al. [8], sont les premiers à tenir compte de l'interaction mécanique en subdivisant l'assemblage à brides boulonnées en trois parties distinctes, le tube, la collierette et l'anneau, pouvant être analysées indépendamment les unes des autres. Le tube est analysé en utilisant la théorie des poutres sur fondation élastique, tandis que l'anneau est assimilé à une plaque axisymétrique en utilisant la théorie de Poisson-

Kirchoff. L'analyse de la collerette se fait sur la même base que celle du tube, à savoir une poutre sur fondation élastique avec, comme seule particularité, la section variable. Une telle analyse permet de prendre en considération l'interaction mécanique entre chaque composante de l'assemblage.

Cependant, ni les boulons, ni même le joint n'y sont pris en considération. De plus, parmi les hypothèses de départ, le déplacement de la surface médiane de l'anneau est supposé négligeable, de même que la rotation de la bride, sous l'action d'un moment de flexion. Dans notre analyse, ces effets sont pris en considération.

Boutillon et al. [23], proposent une solution analytique basée sur la discontinuité et la compatibilité géométrique. Bien que le développement de la théorie s'avère complet, certaines hypothèses sont avancées. La bride est décomposée en deux parties, l'une assimilée à un plateau très épais, et donc très rigide, et l'autre à un plateau très mince.

Van den Hoogen [24], consacre ses travaux à l'étude des brides de grand diamètre, et parvient à la conclusion que la force dans les boulons est proportionnelle à la pression interne. Il propose alors une méthode d'analyse basée sur la théorie des anneaux rigides afin de prédire la rotation de la bride.

Murray et al. [25], quant à eux, choisissent la voie de la méthode numérique pour valider les théories. Ils traitent la bride comme un anneau plutôt qu'une plaque, comme c'est le cas dans les travaux de Waters et al.

Une modélisation efficace d'un assemblage à brides boulonnées munies d'un joint d'étanchéité doit intégrer l'ensemble des aspects relatifs au comportement mécanique de cet assemblage, à savoir l'interaction mécanique et la flexibilité.

Bouzid et al. [26], ont présenté un modèle analytique simplifié basé sur une extension de la méthode de Taylor-Forge en prenant en considération la rotation de la bride, la flexibilité du joint et des boulons.

1.4 Étanchéité

Le joint constitue un élément-clé qui permet d'assurer l'intégrité et l'étanchéité d'un assemblage à brides boulonnées. Il est comprimé entre deux brides. La bride comporte une face surélevée usinée de manière à obtenir des rainures. Celles-ci sont conçues pour pénétrer dans le joint, plus mou, afin de créer des régions de concentration d'effort pour permettre une meilleure étanchéité.

Il existe une très grande variété de joints d'étanchéité. À lui seul, le code des réservoirs sous pression, compte pas moins de treize catégories ou classes de joints. Sans la présence d'un joint d'étanchéité adéquat, les assemblages à brides boulonnées ne sauraient contenir le fluide sous pression.

Les efforts menés auparavant pour développer des méthodes de caractérisation des joints les mieux adaptés aux applications industrielles ont été minimes. Les méthodes expérimentales qu'on trouve dans les différents codes nationaux et internationaux pour la caractérisation de leurs propriétés physiques demeurent insuffisantes et inappropriées.

Ruiz [27], résume la majeure partie des problèmes de fuites rencontrés dans les assemblages à brides boulonnées munies de joints, et suggère que pour mieux prévenir la fuite et entreprendre un design approprié, il est impératif de bien cerner et prédire le comportement des éléments structuraux élastiques de la bride.

Une enquête menée par Payne [28], démontre que plus la température d'opération augmente plus les fuites sont importantes. Il indique aussi que la cause principale de ces fuites réside, le plus souvent, dans le joint d'étanchéité.

Depuis quelques années, dans le Continent Nord Américain et en Europe, on enregistre un grand intérêt relatif au développement plus significatif de procédures de conception des brides où l'étanchéité est un critère de conception prEN 1591 [20;21], ASME New Rules [4].

1.5 Effet thermique

L'effet de la température sur l'intégrité de l'assemblage à brides boulonnées est d'envergure. Payne [28], décrit dans son article toutes les causes possibles pouvant mener à la défaillance d'un assemblage. C'est l'effet thermique qui, en l'occurrence, constitue indéniablement l'une des causes les plus répandues de défaillance. De nos jours, il n'existe aucune théorie clairement adoptée par un code sur une procédure de conception des assemblages à brides boulonnées sous l'effet de la température. L'expansion thermique, la relaxation du joint ainsi que son vieillissement découlent directement de l'application d'une charge thermique.

1.5.1 Expansion thermique

Soumis à une différence de température, un corps se dilate. L'expansion thermique change selon le type de matériau, du gradient de température et de la géométrie du corps. Dans le cas des assemblages à brides boulonnées, le déplacement du cylindre (tube à paroi mince) est différent de celui de l'anneau de la bride (tube à paroi épaisse). Étant donné que le cylindre tend à se déplacer plus que l'anneau, et en raison du fait que ces deux entités sont liées, le cylindre entraîne l'anneau, jouant le rôle d'un bras de levier et provoquant ainsi la rotation de la bride.

La complexité de la théorie du transfert thermique telle que la détermination des gradients de température explique le manque de travaux sur le sujet. Sawa et al. [29], ont étudié minutieusement les effets de la température.

Toutefois, le manque de détails dans le développement des équations et la non vérification de leur théorie concernant les grands diamètres discreditent quelque peu les travaux effectués. W. Brown et al. [30], étudient le comportement des assemblages à brides boulonnées dans les réservoirs sous pression en régime permanent.

Les équations théoriques nécessaires pour prédire la température et la redistribution de la charge due à l'expansion thermique de chaque composante de l'assemblage y sont développées. Ces modèles théoriques, introduisant les fonctions de Bessel, demeurent longs et fastidieux.

Dans la deuxième partie de leurs travaux, W. Brown et al. [31] proposent une approche simplifiée de la procédure, avec l'introduction d'une méthode graphique permettant d'alléger, et surtout de réduire le nombre de formules. Cette approche intéressante et facile d'utilisation comporte néanmoins certaines restrictions. Elle ne s'applique pas aux petites brides dont le diamètre est inférieur à 10 pouces ainsi qu'aux brides dont la colerette est petite par rapport au reste de la géométrie de la bride.

W. Brown [17] consacre la majeure partie de ses travaux à la détermination du régime transitoire de la température, et aux effets mécaniques causés par un tel régime. A. Nechache et al. [16] propose un modèle analytique pour l'évaluation de la température dans les conditions d'opérations, en régime permanent, et les charges induites dans les assemblages. Ce modèle s'avère plus précis que celui de W. Brown et al. car, parmi d'autres aspects, la dissipation de la chaleur à travers la colerette est prise en compte, ainsi que le gradient de température dans la direction axiale.

1.5.2 Fluage-Relaxation

La relaxation d'un joint peut être souvent problématique. Cet effet est particulièrement sévère pour des températures supérieures à 100°C. C'est la charge dans les boulons qui est principalement affectée par le comportement du joint durant le temps. Il y a perte de charge dans les boulons et donc sur le joint, d'où l'apparition de fuites.

Parmi les premières recherches menées sur le thème du fluage, on distingue celles de Bailey [32], et Waters [33]. À ce stade, seuls la bride et les boulons font l'objet d'une étude. La relaxation du tuyau, de la collierette ainsi que du joint ne sont pas pris en compte.

Thorn [34] a étudié le délabrement du joint et son impact sur l'assemblage alors que Smoley et al. [35] se sont intéressés à l'effet de la relaxation du joint sur la charge de la boulonnnerie.

Kraus et al. [13;36] ont proposé un modèle de prédiction du temps nécessaire au boulon pour relaxer d'un état initial à un certain état final. Les travaux de Kraus et al. ont abouti à la conclusion que la quantité de fuite durant le temps était comparable à seulement la moitié de ce que prédisaient les méthodes d'éléments finis, en raison de la non prise en compte de l'influence des autres composantes de l'assemblage.

Sauter [14] décrit le test de Klinger, qui est un essai de courte durée sous charge contrôlée. Un échantillon annulaire de petite dimension est comprimé à température ambiante, puis sa température est augmentée de 10°C à la minute jusqu'à 482°C, ou jusqu'à ce que le fluage soit excessif. La contrainte sur le joint est maintenue constante afin d'obtenir le fluage. Les essais sont alors effectués à plusieurs niveaux de contraintes pour obtenir la courbe de la contrainte maximale admissible en fonction de la température.

Par ailleurs, des tests effectués par Bazergui [37], à température ambiante, ont démontré que la relaxation de la plupart des joints s'opérait durant les quinze (15) premières minutes subséquentes au serrage. A. Bouzid et al. [38], consacrent une étude sur l'effet du fluage-relaxation du joint sur l'étanchéité des assemblages à brides boulonnées. Par la suite, [39], ils proposent une méthode analytique d'évaluation de la relaxation, basée sur la flexibilité de chacune des composantes de l'assemblage et permettant alors de déterminer la charge de serrage requise sur le joint.

1.5.3 Dégradation du joint

Le phénomène de la dégradation, ou vieillissement du joint, a été très peu étudié. La dégradation du joint se caractérise par la perte de poids et, à fortiori, la diminution de la charge sur celui-ci. Les travaux menés par Marchand et al. [40] ont mené à une meilleure compréhension de l'effet à long terme de la dégradation thermique sur les propriétés des joints élastomères.

1.6 Analyse par éléments finis

La méthode des éléments finis a été mise au point et utilisée par des ingénieurs à partir des années cinquante. En liaison avec le développement de l'informatique, la méthode a été ensuite de plus en plus employée pour la simulation numérique de problèmes physiques variés formulés en termes d'équations aux dérivées partielles. L'implémentation de la méthode et la définition de la plupart des éléments finis « classiques » ont été, quant à elles, mises en place dans les années soixante et soixante dix, Zienkiewicz [41;42], Oden [43].

Grâce à l'essor de la micro-informatique, des logiciels de plus en plus performants sont mis au point. Des micro-ordinateurs chaque fois plus puissants, sont capables de résoudre des systèmes d'équations en quelques minutes. La réputation de la méthode des

éléments finis provient du fait qu'elle est un moyen de vérification sûr et fiable. Elle nécessite, dans une première étape, la réalisation d'un maillage du domaine considéré. Cette phase constitue une part importante de la simulation et s'avère délicate, en particulier en temps, quand il s'agit de traiter des géométries complexes. Nishioka et al. [44], développent une analyse en deux dimensions pour des brides standardisées et axent leur étude sur la contrainte sur le joint.

Cartraud et al. [45], présentent, quant à eux, un modèle d'éléments finis d'un joint en introduisant la non linéarité, l'isotropie transversale et la plasticité.

Zerres et al. [46], examinent et comparent les méthodes analytiques existantes avec un modèle en trois dimensions.

Hwang et al. [47], se penchent sur les différences existantes entre la modélisation en 2-D et la modélisation en 3-D pour le cas d'une bride standard et ce, pour différentes charges d'opération.

Enfin, il y a lieu de signaler la récente contribution de Toshimichi et al. [48] proposent une simulation par éléments finis du procédé de serrage des assemblages à brides boulonnées au moyen d'un réchauffeur à boulons. Dans leur modélisation, Toshimichi et al. analysent les gradients de température ainsi que la variation de température pour différents procédés de serrage. La méthode numérique proposée permet une analyse précise des procédés de serrage des assemblages boulonnés en tenant compte des résistances thermiques de contact.

La méthode des éléments finis est un moyen efficace de validation des résultats analytiques. Cependant une modélisation correcte s'impose pour éviter d'aboutir à des résultats erronés.

1.7 Objectifs

En tout état de cause, le but assigné à mon travail est de développer une méthode plus complète de conception des assemblages boulonnés qui pourrait être facilement adoptée par le code ASME, et qui serait de nature à permettre à l'ingénieur de conception de valider son design sans recourir aux méthodes complexes d'éléments finis.

À la lumière des informations découlant de la recherche bibliographique, ayant détaillé les travaux les plus significatifs en relation avec notre problématique, nous nous sommes fixés les objectifs suivants :

- Développer un nouveau modèle analytique de conception des assemblages à brides boulonnées basé sur la notion de ressort et de rigidité caractéristique.
- Introduire les notions de flexibilité et d'interaction mécanique occultées dans la plupart des codes de design actuels.
- Développer un modèle de calcul basé sur la notion d'étanchéité conformément au code BFJ en voie d'adoption.
- Calculer la charge finale sur le joint après application de toutes les charges externes, pression, force, moment, température, fluage.
- Développer un programme dans l'environnement Visual Basic qui regroupe l'ensemble de la procédure analytique.
- Confronter les résultats obtenus avec la méthode des éléments finis pour des modèles 2D et 3D ainsi qu'avec des résultats déjà existants.

CHAPITRE 2

MODÈLE ANALYTIQUE

2.1 Étanchéité, flexibilité et interaction mécanique

Alors que la plupart des méthodes existantes proposent des théories sophistiquées pour la vérification de l'intégrité structurelle de chaque élément de l'assemblage à brides boulonnées, il n'existe aucune méthode précise de validation des performances d'étanchéité.

Le modèle préconisé s'inspire largement de l'actuel code de l'ASME [1] ainsi que du nouveau code BFJ [15], basé sur la notion d'étanchéité.

Dans les assemblages à brides boulonnées, la charge dans le joint est un facteur clé de performance d'étanchéité du joint. L'actuel code de conception des brides n'est pas en mesure de prédire avec précision la variation de la charge sur le joint une fois que les charges d'opération sont appliquées. De plus, l'effet de la température n'est pas pris en compte dans les codes de calculs, à savoir la variation de la charge dans les boulons découlant de l'expansion thermique et de la relaxation. Ainsi, une connaissance plus exacte de la charge sur le joint en mode opératoire permettra de prédire le niveau d'étanchéité.

Il serait donc intéressant de procéder à une évaluation de la charge de compression dans le joint, en intégrant l'ensemble des charges externes connues. Les conditions initiales d'assemblages des brides boulonnées ont un impact direct sur les conditions d'opérations de sorte qu'il existe une relation étroite entre les déformations et les charges de chacun des éléments de l'assemblage des deux états, initial et final. Mais l'actuel code de conception, comme la nouvelle méthode proposée, ne satisfait pas à

cette exigence. Une conception des brides basée sur l'étanchéité est directement liée au niveau de précision de la charge dans le joint, et constitue l'un des paramètres prédominants de contrôle de la fuite. Cependant l'évaluation de la charge dans le joint demeure complexe, en raison de la multitude des paramètres de matériau et de géométrie. L'analyse du cylindre, de la collerette et de l'anneau dans les régions de discontinuité, jumelée au comportement non linéaire du joint, en sont, entre autres, quelques facteurs de complexité.

Le développement d'une méthode pour évaluer la charge dans les boulons et dans le joint exige une analyse de flexibilité rigoureuse de l'assemblage, dans lequel l'interaction entre les divers éléments doit être prise en compte.

Le modèle qui suit est, en de nombreux points, similaire à celui initié par Waters et al [8], basé sur une complète analyse élastique de la bride, utilisant la théorie des poutres sur fondation élastique appliquée à la jonction entre le cylindre et la collerette ainsi qu'entre la bride et la collerette. La bride est considérée comme une plaque circulaire munie d'un trou au centre ou comme un anneau, suivant le rapport entre les diamètres extérieur et intérieur de la bride.

En plus de l'introduction de la rigidité des boulons et de la flexibilité du joint, la charge versus la déformation de chaque élément est prise en compte. Notre principal objectif est d'incorporer les rigidités en flexion de la bride due à la pression, à un moment et à un chargement thermique, de manière à insérer les déplacements axiaux induits, en faisant une approche de flexibilité. Cette analyse de flexibilité en déplacement, comme détaillée dans les travaux de Bouzid, A. [49], tient compte des états initial et final tels que la somme des déplacements initiaux doivent être égaux aux déplacements finaux dans la direction axiale. Le déplacement axial représente celui de l'écrou dans cette direction sans être altéré par les conditions d'opération subséquentes (figure 19).

2.2 Modèle analytique de flexibilité

La modélisation appropriée d'un assemblage boulonné est un facteur clé pour l'obtention de résultats fiables et les plus proches possibles de la réalité. Les flexibilités du boulon, du joint ainsi que de la bride sont d'une importance majeure pour l'obtention d'une modélisation satisfaisante de l'assemblage. Le modèle analytique proposé, illustré à la figure 5, prend en considération chacune de ces flexibilités et permet de déterminer avec précision la charge requise dans le joint.

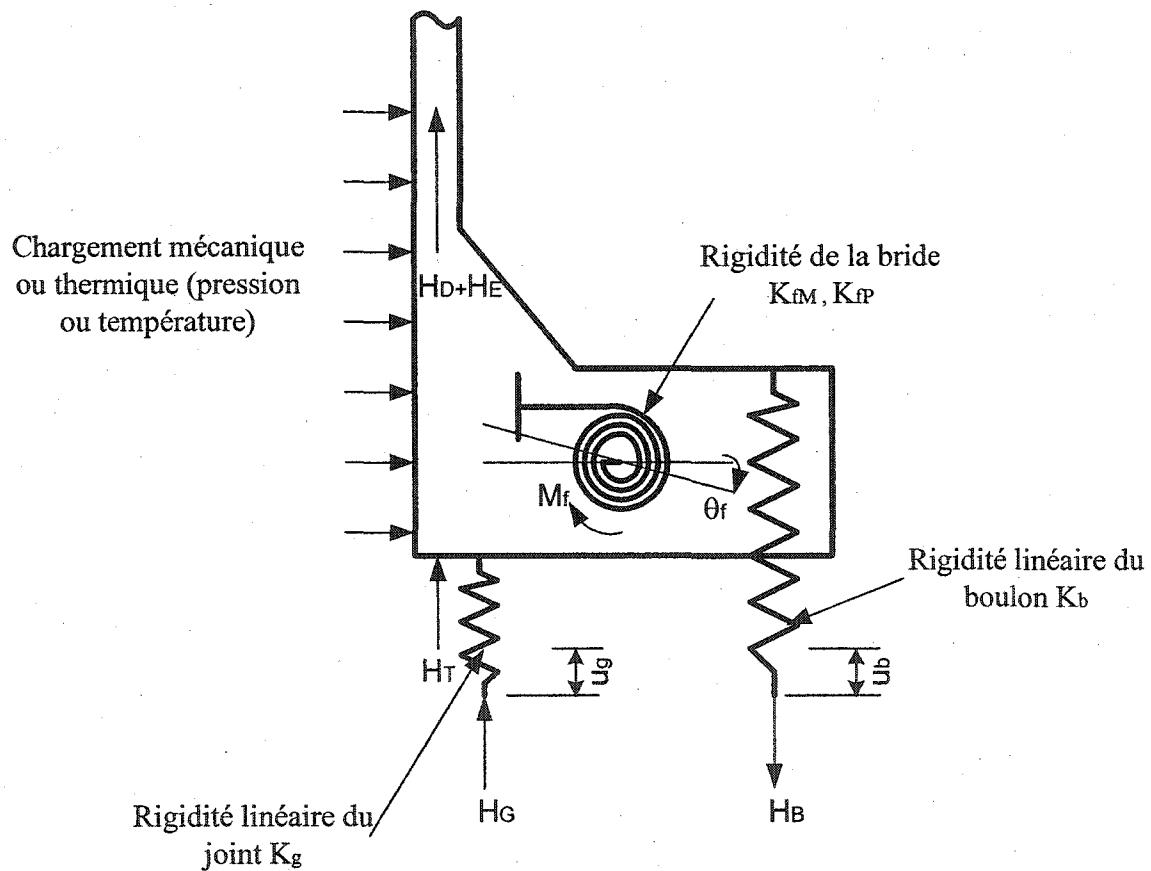


Figure 5 Modèle de l'assemblage

Ce modèle considère les trois éléments de l'assemblage, à savoir les boulons, le joint et la bride comme ayant le comportement d'un ressort élastique. Tandis que K_b et K_g caractérisent respectivement les ressorts élastiques linéaires des boulons et du joint dans la direction axiale de l'assemblage, la rigidité élastique en flexion de la bride est déterminée par deux paramètres. Le premier, K_{fM} , représente la rigidité élastique en flexion due à un moment tandis que le second, K_{fp} , exprime la rigidité élastique de la bride engendrée par la pression. Bien que les joints se comportent de façon non linéaire durant la phase de charge, une modélisation minutieuse du joint n'est pas nécessaire, car la réaction de la charge dans le joint est tout simplement égale à celle émanant des boulons.

Par contre, étant donné que la charge dans les boulons dans le mode opératoire constitue le paramètre de contrôle de la fuite, les caractéristiques du joint pendant cette phase sont d'un intérêt particulier. Le comportement linéaire pendant la décharge, qui constitue une caractéristique commune dans la majorité des joints, sera aisément exploité.

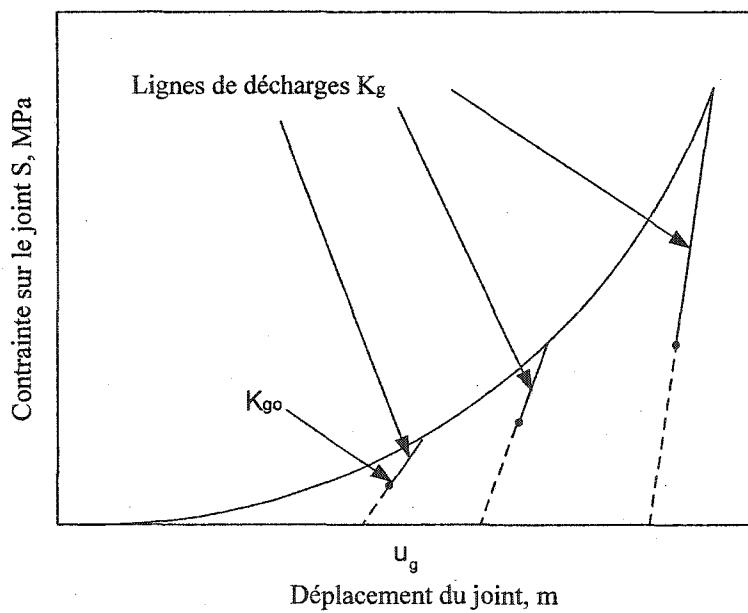


Figure 6 Modélisation du comportement du joint

C'est son comportement non linéaire durant la charge et durant la fin de la phase de décharge, illustré à la figure 6, qui présentera le plus de difficulté dans la modélisation. D'ailleurs, la phase de décharge du joint est considérée complètement linéaire dans la méthode analytique alors que dans la méthode des éléments finis le comportement réel du joint est introduit.

Il est important de signaler que les pentes de déchargement d'un joint dépendent fortement du niveau de contrainte atteint, de sorte que la pente de la courbe est d'autant plus grande que le niveau de contrainte l'est. En fait, sachant que cette même pente caractérise le module de rigidité du joint (en théorie), celui-ci devient de plus en plus rigide avec l'augmentation de la charge initiale. Ce phénomène est plus connu sous le nom d'« effet de raideur »

2.2.1 Calcul des rigidités

2.2.1.1 Rigidité du joint

La rigidité du joint est donnée par la relation suivante :

$$K_g = K_{g_0} + QS_L \quad (2.1)$$

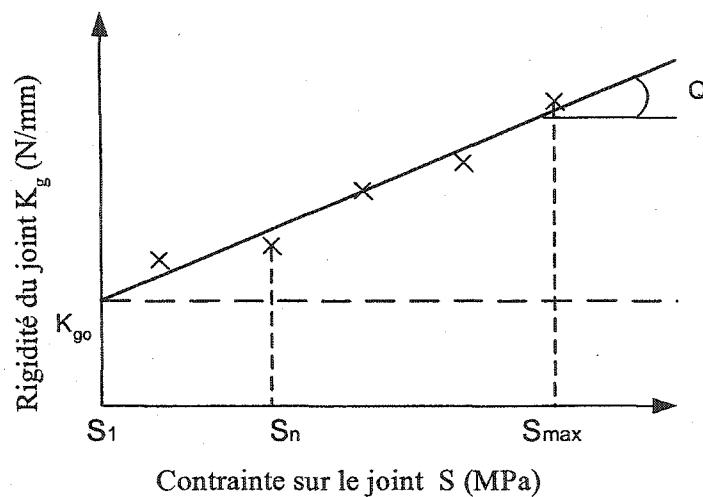


Figure 7 Paramètre de raideur du joint

où Q est le paramètre de raideur qui représente la pente, comme le montre la figure 7, $\frac{\Delta S_g}{\Delta D_g}$. K_{go} est la rigidité représentant l'interception de la droite avec l'axe des K_g .

2.2.1.2 Rigidité du boulon

La rigidité du boulon est acquise de la manière suivante :

$$K_b = \frac{E_b A_b}{l_b} \quad (2.2)$$

La longueur effective du boulon est obtenue en considérant l'épaisseur de la bride, celle du joint ainsi que celle de la tête du boulon et de l'écrou, de manière à avoir :

$$l_b = 2t + t_g + 0.5d \quad (2.3)$$

2.2.1.3 Rotations et rigidités de la bride

2.2.1.3.1 Effet de la pression

La rigidité de la bride, avec ou sans collierette, lorsqu'elle est soumise à la pression, est déterminée en faisant une étude de compatibilité géométrique du déplacement radial et de la rotation au niveau de la jonction entre la bride et le cylindre. Dès lors, ces deux composantes ayant des géométries différentes, il y a apparition d'une zone de discontinuité géométrique.

Sous l'effet d'un chargement mécanique ou thermique quelconque, tel que la pression, chaque composante subit un déplacement et une rotation différents au niveau de leur jonction, ce qui engendre des réactions internes qui s'opèrent de manière à préserver la continuité du système comme le montre la figure 8.

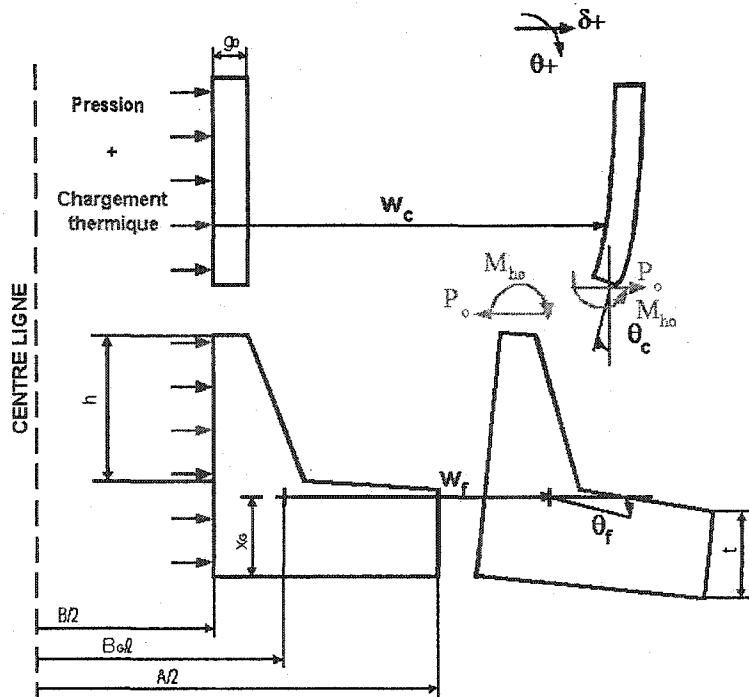


Figure 8 Modèle analytique de flexibilité

Notre modèle est scindé en deux parties : le cylindre et la bride. Le premier est traité selon la théorie des cylindres à paroi mince tandis que la bride, formée de la colletette et de l'anneau, est analysée comme un seul élément, selon la théorie des anneaux. Il est possible dès lors de déterminer le déplacement radial de chaque élément de la manière suivante :

a. Le cylindre

La pression engendre un déplacement radial du cylindre donné par la relation :

$$w_c = (2 - \nu) \frac{PB^2}{8g_0 E} \quad (2.4)$$

Le déplacement radial dû aux efforts de discontinuité M_{h0} et P_0 est exprimé par la relation :

$$w_c = \frac{P_0}{2\beta^3 D} + \frac{M_{h0}}{2\beta^2 D} \quad (2.5)$$

De la même manière, il est possible de déterminer la rotation du cylindre causée seulement par les efforts de discontinuité. Sachant qu'une pression uniforme, appliquée sur la paroi d'un cylindre à paroi mince, ne crée aucune rotation, il n'y a donc pas de terme θ en fonction de la pression.

$$\theta_c = -\frac{P_0}{2\beta^2 D} - \frac{M_{h0}}{\beta D} \quad (2.6)$$

avec $D = \frac{Eg_0^3}{12(1-\nu^2)}$ et $\beta = \sqrt{\frac{48(1-\nu^2)}{g_0^2 B^2}}$

b. La bride

La bride est constituée de l'anneau ainsi que de la partie annulaire de la collerette de telle sorte que l'ensemble forme un corps homogène et indéformable. La pression provoque la rotation de la bride et soumet celle-ci à l'effet de la flexion. Les fibres supérieures seront tendues et les fibres inférieures comprimées suivant le sens de la rotation induite. Étant donné que la rotation angulaire de l'anneau est très petite nous pouvons dire que $w = \theta x$, où w représente le déplacement radial et x le déplacement axial. L'hypothèse que la section de l'anneau ne se déforme pas est nécessaire. En assumant que l'état de contrainte est uniaxial, nous pouvons écrire que:

$$\epsilon = \frac{\theta x}{r} = \frac{\sigma}{E} \quad (2.7)$$

donc

$$\epsilon = \frac{\Delta r}{r} = \frac{\sigma}{E} = \frac{PR^2(t+h)}{EA_f} \quad (2.8)$$

R représente le rayon au centre de gravité de la section de sorte que le diamètre est B_c . Le déplacement de la bride soumise à une pression interne est :

$$w_f = \frac{P(t+h)B_G^2}{4EA_f} \quad (2.9)$$

Le déplacement causé par l'effort de discontinuité P_0 , (M_{h0} ne créant pas de déplacement radial) est :

$$w_f = \frac{P_0 B_G^2}{4EA_f} \quad (2.10)$$

Par contre, la rotation de la bride crée un déplacement à la jonction du cylindre, tel que :

$$w_f = (h + t - x_G) \theta_f \quad (2.11)$$

Enfin, l'expression de la rotation de la bride en fonction de la pression et des efforts de discontinuité est la suivante :

$$\theta_f = \frac{PB_g^2((t+h-x_G)^2 - x_G^2)}{8EI} - \frac{P_0(h+t-x_G)B_G^2}{4EI} + \frac{M_{h0}B_G^2}{4EI} \quad (2.12)$$

On obtient ainsi un système à quatre équations et six inconnues :

$$\begin{aligned} w_c &= (2-v) \frac{B^2}{8g_0 E} P + \frac{1}{2\beta^3 D} P_0 + \frac{1}{2\beta^2 D} M_{h0} \\ \theta_c &= -\frac{1}{2\beta^2 D} P_0 - \frac{1}{\beta D} M_{h0} \\ w_f &= \frac{(t+h)B_G^2}{4EA_f} P - \frac{B_G^2}{4EA_f} P_0 + (h+t-x_G) \theta_f \\ \theta_f &= \frac{B_G^2((t+h-x_G)^2 - x_G^2)}{8EI} P - \frac{(h+t-x_G)B_G^2}{4EI} P_0 + \frac{B_G^2}{4EI} M_{h0} \end{aligned} \quad (2.13)$$

L'objectif est de déterminer chaque inconnue w_c , θ_c , w_f , θ_f , M_{h0} et P_0 . Pour parvenir à résoudre ce système, il nous faut deux autres équations. Il est possible de les obtenir en faisant une compatibilité géométrique au niveau de la jonction entre les deux éléments de l'assemblage. En effet, pour préserver l'intégrité géométrique au niveau de la jonction du tube et de la collerette de la bride, il est impératif que les déplacements et les rotations soient égaux :

$$w_c = w_f \text{ et } \theta_c = \theta_f \quad (2.14)$$

Ce faisant le système comporte six équations et six inconnues. La solution est donc triviale. Afin de simplifier la résolution de ce système, il serait plus commode d'introduire des constantes définies de la façon suivante :

$$a_{11} = \frac{1}{2\beta^3 D}; a_{12} = a_{21} = -\frac{1}{2\beta^2 D}; a_{22} = -\frac{1}{\beta D}; a_{31} = -\frac{B_G^2}{4EA_f};$$

$$a_{34} = (h + t - x_G); a_{42} = +\frac{B_G^2}{4EI}; b_1 = -\frac{(2-\nu)B^2}{8Eg_0};$$

$$b_3 = -\frac{(h+t)B_G^2}{4EA_f}; b_4 = -\frac{((h+t-x_G)^2 - x_G^2)B_G^2}{8EI}$$

Il est à noter que dans le cas des brides de très grande dimension, la bride est considérée comme étant un simple anneau sans collerette. Le cas échéant le terme $a_{34} = \frac{t}{2}$, le terme $b_3 = -\frac{tB_G^2}{4EA_f}$ et le terme b_4 est nul car la pression ne provoque pas de rotation dans le cas d'un anneau de section rectangulaire.

Le système s'écrit alors sous forme matricielle en termes de a_{ii} , facilement résolu dans l'environnement Matlab.

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & -1 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & -1 \\ a_{31} & 0 & -1 & a_{34} \\ -a_{34}a_{42} & a_{42} & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0 \\ M_{ho} \\ w_c \\ \theta_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ 0 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

La solution nous permet de connaître la rotation de la bride soumise à une pression interne :

$$\theta_f = \theta_f^P = \frac{a_{21}a_{42}b_1 - a_{21}a_{42}b_2 - a_{21}^2b_3 + a_{34}a_{22}a_{42}b_2 - a_{22}a_{34}a_{42}b_1 - a_{22}a_{31}b_3 + a_{11}a_{22}b_3}{a_{31}a_{42} - a_{11}a_{42} + 2a_{21}a_{34}a_{42} - a_{22}a_{31} + a_{11}a_{22} - a_{21}^2 - a_{22}a_{34}^2a_{42}} P \quad (2.16)$$

On obtient ainsi la rigidité de la bride sous l'effet de la pression :

$$K_{fp} = \frac{P}{\theta_f^p} = \frac{a_{31}a_{42} - a_{11}a_{42} + 2a_{21}a_{34}a_{42} - a_{22}a_{31} + a_{11}a_{22} - a_{21}^2 - a_{22}a_{34}^2a_{42}}{a_{21}a_{42}b_1 - a_{21}a_{42}b_2 - a_{21}^2b_3 + a_{34}a_{22}a_{42}b_2 - a_{22}a_{34}a_{42}b_1 - a_{22}a_{31}b_3 + a_{11}a_{22}b_3} \quad (2.17)$$

2.2.1.3.2 Effet d'un moment de flexion

La rotation de la bride, considérée comme étant une plaque avec un trou au centre, sous l'effet d'un moment externe est donnée par la relation suivante, G&W Taylor-Bonney Division [50] :

$$\theta_{fm} = \frac{(1-v_f^2) M_o V}{L E g_0^2 h_0} \quad (2.18)$$

Il en découle alors la rigidité d'une bride avec collerette, due à un moment :

$$K_{fm} = \frac{M_o}{\theta_{fm}} = \frac{L E g_0^2 h_0}{(1-v_f^2) V} \quad (2.19)$$

Pour des fins de comparaison, la relation (2.19) doit être adaptée à celle calculée analytiquement (équation. (2.25)) en vue de conserver les mêmes unités. En effet dans le code ASME les unités du moment M_o sont des N.m tandis que celles du moment utilisé dans notre modèle analytique sont des N.m/m.

Ce faisant, la relation (2.19) après modification devient :

$$K_{fm} = \frac{2\pi AB}{(A+B)} \frac{L E g_0^2 h_0}{(1-v_f^2) V} \quad (2.20)$$

La rigidité K_{fM} d'une bride de type « loose » ou « optionnelle » sans collerette, considérée comme étant un simple anneau, est donnée par :

$$K_{fM} = \frac{M_o}{\theta_{fM}} = \frac{Et^3}{BY} \quad (2.21)$$

$$\text{Avec } Y = \frac{3}{K-1} \left[(1-v) + 2(1+v) \frac{K^2 \ln K}{K^2 - 1} \right]$$

Cette relation découle de la théorie des plaques, considérant la bride comme une plaque circulaire munie d'un trou au centre.

Alternativement, il est tout à fait possible de déterminer la rotation de la bride avec le cylindre soumise à un moment externe en procédant à une étude de discontinuité similaire à celle conduite dans le cas de la pression. Les déplacements générés par les efforts de discontinuité restent les mêmes. Ce sont le déplacement et la rotation de chaque composante qui changent, et en l'occurrence, le moment externe ne crée que la rotation de la bride. Le déplacement et la rotation du cylindre, ainsi que le déplacement de la bride sous l'effet d'un moment externe sont nuls et le système devient alors :

a. Le cylindre :

$$w_c = \frac{1}{2\beta^3 D} P_0 + \frac{1}{2\beta^2 D} M_{ho}$$

$$\theta_c = -\frac{1}{2\beta^2 D} P_0 - \frac{1}{\beta D} M_{ho}$$

b. La bride :

$$w_f = -\frac{B((K^2+1)/(K^2-1)+v)}{2Et} P_0 + (h+t-x_G) \theta_f$$

$$\theta_f = \frac{6B((K^2+1)/(K^2-1)+v)}{Et^3} M_f - \frac{3B((K^2+1)/(K^2-1)+v)}{Et^2} P_0 + \frac{6B((K^2+1)/(K^2-1)+v)}{Et^3} M_{ho}$$

(2.22)

Pour le cas de la bride, la théorie des cylindres à paroi épaisse est utilisée. Le déplacement radial d'un cylindre à paroi épaisse due à une charge ponctuelle par unité de longueur (axisymétrie) est donnée par Timoshenko [51].

En ce qui concerne la rotation de la bride causée par un moment de flexion par unité de longueur ainsi que par une force par unité de longueur, la théorie correspondante est également celle des cylindres à paroi épaisse, Waters, et al. [3].

Le système en terme de a_{ii} s'exprime comme suit :

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & -1 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & -1 \\ a_{31} & 0 & -1 & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0 \\ M_{ho} \\ w_c \\ \theta_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ b_4 \end{bmatrix} M_f \quad (2.23)$$

$$\text{Avec } a_{11} = \frac{1}{2\beta^3 D}; \quad a_{12} = a_{21} = -\frac{1}{2\beta^2 D}; \quad a_{22} = -\frac{1}{\beta D}; \quad a_{31} = -\frac{B((K^2 + 1)/(K^2 - 1) + v)}{2Et};$$

$$a_{34} = (h + t - x_G); \quad a_{41} = -\frac{3B((K^2 + 1)/(K^2 - 1) + v)}{Et^2}$$

$$a_{42} = \frac{6B((K^2 + 1)/(K^2 - 1) + v)}{Et^3}; \quad b_4 = a_{42}$$

La rotation de la bride due à un moment est donc :

$$\theta_f = \theta_{fM} = \frac{a_{42}(a_{21}^2 + a_{22}a_{31} - a_{11}a_{22})}{a_{41}a_{21} - a_{21}^2 - a_{41}a_{34}a_{22} + a_{31}a_{42} - a_{31}a_{22} - a_{11}a_{42} + a_{11}a_{22} + a_{21}a_{34}a_{42}^2} M_f \quad (2.24)$$

La rigidité s'obtient en divisant le moment par la rotation de sorte que :

$$K_{fM} = \frac{M_f}{\theta_{fM}} = \frac{a_{41}a_{21} - a_{21}^2 - a_{41}a_{34}a_{22} + a_{31}a_{42} - a_{31}a_{22} - a_{11}a_{42} + a_{11}a_{22} + a_{21}a_{34}a_{42}^2}{a_{42}(a_{21}^2 + a_{22}a_{31} - a_{11}a_{22})} \quad (2.25)$$

2.2.2 Étude du comportement de la bride sous l'effet de la température

2.2.2.1 Déplacements et rotations

Le facteur « température » est l'une des causes les plus répandues de défaillance. Il est par conséquent important d'étudier l'effet d'un chargement thermique sur le comportement des assemblages à brides boulonnées. En l'occurrence, il serait intéressant d'évaluer la rotation de la bride soumise à une différence de température donnée. La démarche est identique à celle conduite pour la pression. Les déplacements dans la direction radiale et les rotations causés par les efforts de discontinuité restent inchangés. Seuls les déplacements et les rotations générés par le chargement externe changent, car ce dernier est différent.

a. Le cylindre :

Le déplacement radial du tube causé par une différence de température est donné, selon la théorie des cylindres à parois minces, par :

$$w_{cr} = \alpha_c (r_i + \frac{1}{2} g_0) T_c \quad (2.26)$$

T_c représente la température du cylindre au rayon r et est déterminée par une analyse de conduction de chaleur d'un fluide chaud à l'intérieur de l'assemblage à brides

boulonnées vers l'extérieur. Elle est calculée conformément à la théorie du flux de chaleur à travers l'épaisseur d'un cylindre infini :

$$T_c(r) = T_{co} + (T_{ci} - T_{co}) \frac{\ln\left(\frac{r_i + t_c}{r}\right)}{\ln\left(\frac{r_i + t_c}{r_i}\right)} \quad (2.27)$$

T_{ci} et T_{co} représentent les températures internes et externes du cylindre, obtenues en faisant un bilan thermique, connaissant le flux de chaleur à travers la paroi du cylindre.

Celui-ci est donné par la relation :

$$q_c = \frac{(T_i - T_o)}{R_{ac} + R_{bc} + R_{cc}} \quad (2.28)$$

T_i et T_o représentent la température intérieure et extérieure du fluide.

R_{ac} , R_{bc} et R_{cc} caractérisent respectivement la résistance de l'interface fluide/cylindre au niveau du diamètre intérieur, la résistance interne de la section intérieure de la bride à travers l'épaisseur et la résistance de l'interface cylindre/atmosphère au rayon externe.

$$R_{ac} = \frac{1}{2\pi r_i h_i} \quad (2.29)$$

$$R_{bc} = \frac{t_c}{\pi k_c (2r_i + t_c)} \quad (2.30)$$

$$R_{cc} = \frac{1}{2\pi(r_i + t_c)h_a} \quad (2.31)$$

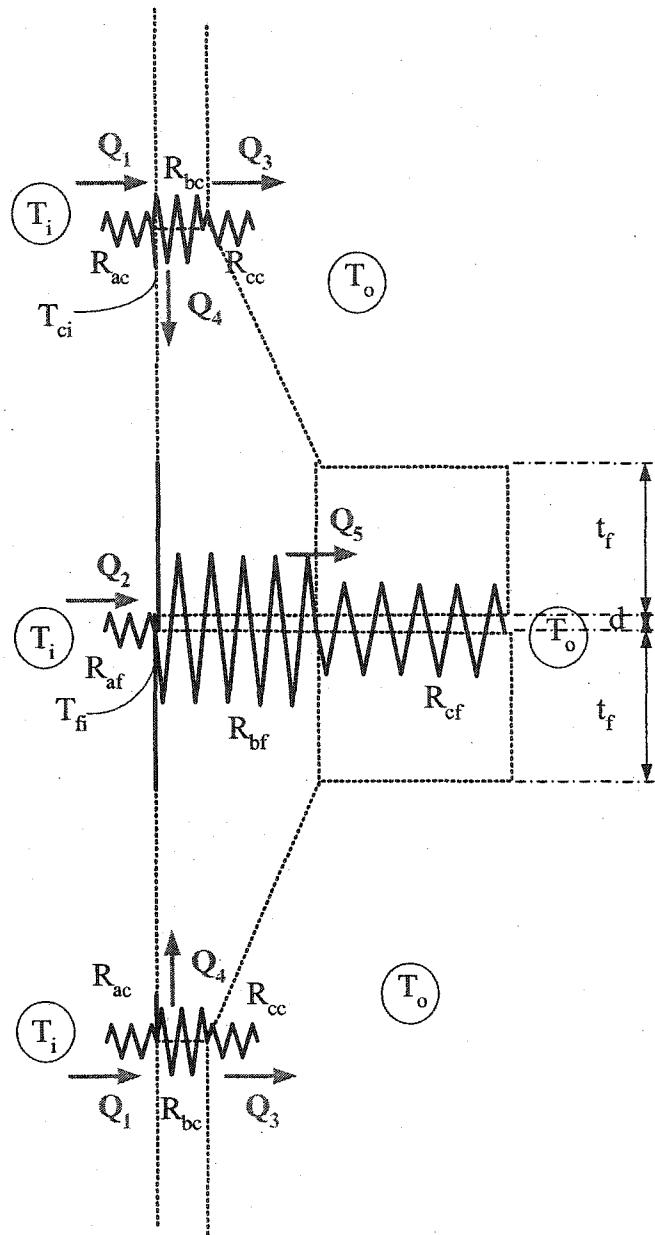


Figure 9 Modèle de résistance de deux brides identiques

b. L'anneau :

Pour le calcul du déplacement radial de l'anneau de la bride, une approche similaire est menée. L'anneau de la bride comprend la collerette et tous deux forment l'élément bride.

Les travaux effectués par Nchache [16], présente un modèle plus précis que celui de Brown et al. [30], dans la mesure où la dissipation de la chaleur entre le cylindre et l'anneau à travers la collette est intégrée dans le bilan thermique découlant du modèle. Dans notre cas la collette est solidaire avec l'anneau, et le transfert thermique est considéré pour l'ensemble.

On distingue la résistance de l'interface fluide/anneau de la bride au rayon interne, la résistance interne de la section intérieure de l'anneau le long de l'épaisseur radiale jusqu'au rayon de la collette et la résistance combinée entre la section externe de l'anneau de la bride et la convection vers l'extérieur. Les formules sont les suivantes :

$$R_{af} = \frac{1}{2\pi r_i h_i} \quad (2.32)$$

$$R_{bf} = \frac{\ln(\frac{r_e}{r_i})}{2\pi k_f} \quad (2.33)$$

$$R_{cf} = \frac{1}{2\pi r_e \beta} \quad (2.34)$$

avec

$$\beta = 2k_f \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cos(\varphi_n t_e) - h_o - \varphi_n \cos(\varphi_n t_e)] \phi'(r_e, n)}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) t_e + 2h_o] \phi(r_h, n)} \left(\varphi_n \cos(\varphi_n \frac{t_e}{2}) + h_o \sin(\varphi_n \frac{t_e}{2}) \right) \quad (2.35)$$

Le calcul du terme β nécessite l'utilisation des fonctions de Bessel ainsi que la résolution d'une fonction implicite permettant de déterminer les termes φ_n , solution de l'équation :

$$\tan(\varphi_n \cdot t_e) = \frac{2\varphi_n \cdot h_o}{\varphi_n^2 - h_o^2} \quad \text{avec } t_e = 2t_f - d \quad \text{et } h_o = \frac{h_a}{k_f} \quad (2.36)$$

Le terme β , sollicitant les fonctions de Bessel, peut être déterminé en utilisant un programme généré dans l'environnement Matlab. Cependant, l'objectif fondamental de cette nouvelle méthode est de faciliter l'exécution de tous les calculs, y compris celui du terme β , pour éviter l'utilisation d'un programme dans une méthode de conception des assemblages à brides boulonnées. C'est pourquoi Brown et al. [31] ont proposé une approche simplifiée du calcul de β par le biais de graphes (voir paragraphe 2.2.2.1.1).

Connaissant la résistance interne de la bride dans la région externe de l'anneau il est possible de déterminer le déplacement de l'anneau en utilisant la théorie développée par Boley et al. [52] :

$$W_f(r) = \frac{\alpha_f}{r} \cdot \left[(1+\nu) \cdot \int_i T_f(r) \cdot r \cdot dr + \frac{(1-\nu) \cdot r^2 + (1+\nu) \cdot r_i^2}{r_{ext}^2 - r_i^2} \cdot \int_i^{ext} T_f(r) \cdot r \cdot dr \right] \quad (2.37)$$

En posant $\int_i T_f(r) \cdot r \cdot dr = I(r) - I(r_i)$ la relation devient :

$$w_f = w_{fr} = \frac{\alpha_f}{r} \left\{ (1+\nu)(I(r) - I(r_i)) + \frac{(1-\nu)r^2 + (1+\nu)r_i^2}{r_f^2 - r_i^2} (I(r_f) - I(r_i)) \right\} \quad (2.38)$$

avec $I(r)$ qui représente l'intégrale du profil de température pour r tel que :

$$I(r) = \frac{r^2}{2} \left(T_{fi} + (T_{fo} - T_{fi}) \frac{\ln(r_f/r) + 0.5}{\ln(r_f/r_i)} \right) \quad (2.39)$$

Le calcul des températures aux frontières interne et externe de l'anneau de la bride est nécessaire. (cf. Brown et al.[31]). Un programme sur Excel a été développé afin de déterminer chaque paramètre.

La dernière étape consiste à effectuer une étude de discontinuité à la jonction cylindre-bride de la même nature que celle conduite pour le cas de la pression. Les mêmes théories sont utilisées. Le cylindre est étudié conformément à la théorie des tubes à paroi mince, tandis que la bride, constituée de l'anneau et de la collerette, est assimilée à la théorie des anneaux de section petite.

$$w_c = \alpha_c (r_i + \frac{1}{2} g_0) T_c + \frac{P_0}{2\beta^3 D} + \frac{M_{ho}}{2\beta^2 D}$$

$$\theta_c = -\frac{P_0}{2\beta^2 D} - \frac{M_{ho}}{\beta D} \quad (2.40)$$

$$w_f = w_{fr} - \frac{P_0 B_G^2}{4E A_f} + (h + t - x_G) \theta_f$$

$$\theta_f = -\frac{P_0 (h + t - x_G) B_G^2}{4EI} + \frac{M_{ho} B_G^2}{4EI}$$

Il est important de noter que, par souci de simplification, les déplacements et rotations engendrés par les gradients de température axial et radial ne sont pas pris en compte dans cette étude. En imposant l'égalité des déplacements et des rotations au niveau de la jonction entre le cylindre et la bride, il est possible de déterminer les inconnues du système qui suit :

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & -1 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & -1 \\ a_{31} & 0 & -1 & a_{34} \\ -a_{41} & a_{42} & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_0 \\ M_{ho} \\ w_c \\ \theta_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_5 \\ 0 \\ b_6 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

Les termes en a_{ij} demeurent identiques à ceux de la section 2.2.1.3.1

avec $b_5 = w_{ct}$ et $b_6 = w_{fr}$

La rotation de la bride due à la température est alors donnée par la relation :

$$\theta_{ft} = \frac{a_{42}(a_{21} - a_{22}a_{34})(w_{ft} - w_{ct})}{a_{22}a_{31} - a_{11}a_{22} + a_{22}a_{42}a_{34}^2 + a_{11}a_{42} - a_{31}a_{42} - 2a_{21}a_{34}a_{42} + a_{21}^2} \quad (2.42)$$

2.2.2.1.1 Méthode simplifiée de calcul du terme β

La détermination du facteur β de conductance requiert l'utilisation des fonctions de Bessel. Pour contourner ce calcul il est possible de dresser une série de graphes permettant de déduire ce terme. Ayant un programme permettant de calculer β , il semblerait facile de prime abord de le calculer et d'en tracer les graphes. Cependant le terme β est une fonction de 4 paramètres h_o , r_f , r_e et t_e .

Par ailleurs il est possible de tracer des graphiques pour différentes valeurs du coefficient h_o ne variant que rarement, lorsque change le coefficient de conductivité thermique de l'acier constituant la bride ($h_o = h_a/k_f$). Il reste alors trois paramètres en fonction desquels il serait possible de tracer des graphes donnant des familles de courbes de niveau en trois dimensions, fort difficiles à lire.

L'idée est donc de tracer des graphes en fonction de deux paramètres puis d'ajuster la valeur avec un facteur de correction qui serait fonction du troisième paramètre.

La procédure à suivre ainsi que les restrictions spécifiques sont décrites ci-après :

1. Déterminer h_0 pour identifier quel type de graphe utiliser. Dans le cas où la valeur de h_0 se trouverait entre deux des valeurs des graphes, une interpolation linéaire devra alors être effectuée sur la valeur de β . Cette interpolation permet d'obtenir des résultats fiables, avec une erreur n'excédant pas les 2%.

2. Lire la valeur de β' correspondante au rapport $\frac{t_e}{r_e} = 0.2$ des figures 10, 11 ou 12.
3. Lire la valeur du facteur de correction ρ' des figures 13, 14 ou 15 pour les valeurs des rapports $\frac{t_e}{r_e}$ et $\frac{r_f}{r_e}$ et selon la valeur de h_o .
4. La valeur de ρ' est modifiée en l'injectant dans l'équation (2.43), formule empirique, pour obtenir ρ .
5. La valeur de β' est donc multipliée par ρ afin de déterminer la valeur de β pour le rapport $\frac{t_e}{r_e}$ considéré (équation (2.44)).

Dans le cas où la valeur de r_e est inférieure à 0.25 m, la procédure à suivre est différente. Tout d'abord, il faut calculer β pour $r_e = 0.25$ m ($\beta_{0.25}$) en suivant les étapes de 1 à 5. Par la suite, il est nécessaire d'obtenir la valeur de β pour $r_e = 0.125$ m ($\beta_{0.125}$) en utilisant les graphes 16, 17 ou 18, compte tenu de la valeur de h_o calculée et de la valeur des rapports $\frac{t_e}{r_e}$ et $\frac{r_f}{r_e}$. Enfin, la valeur finale de β est obtenue en utilisant l'équation (2.45), par interpolation.

$$\rho = \left(\rho' - \frac{1}{8}(0.375 - r_e) \left(\frac{t_e}{r_e} - 0.2 \right) \right) \left(\frac{\left(\frac{r_f}{r_e} \right)^2 - 1 + 0.2 \frac{r_f}{r_e}}{\left(\frac{r_f}{r_e} \right)^2 - 1 + \frac{t_e r_f}{r_e r_e}} \right) \quad (2.43)$$

$$\beta = \rho \beta' \quad (2.44)$$

$$\beta = \beta_{0.125} + (\beta_{0.25} - \beta_{0.125}) \cdot 8(r_e - 0.125) \quad (2.45)$$

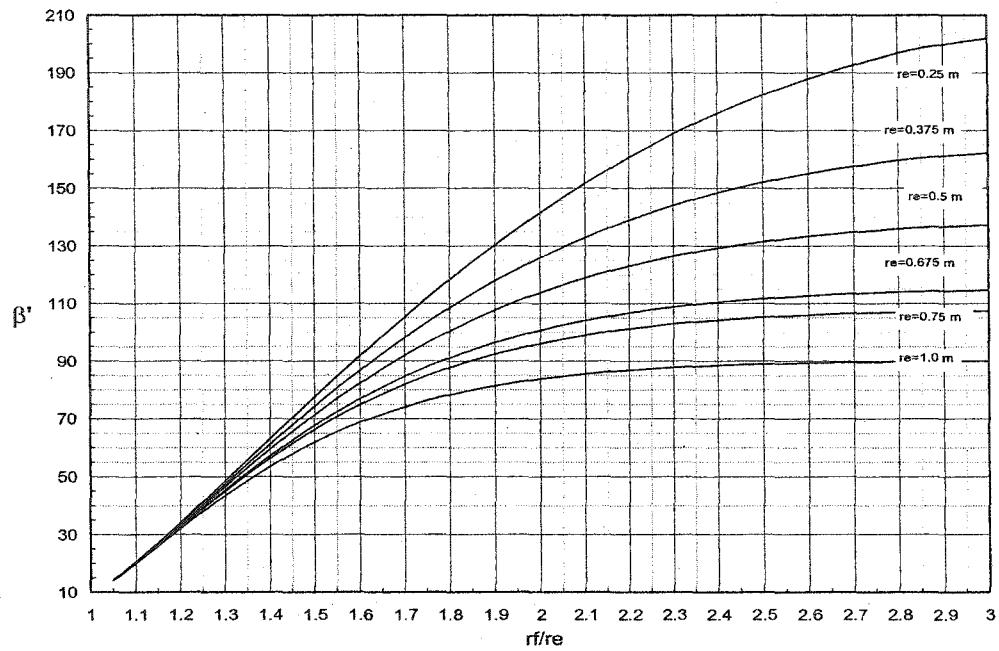


Figure 10 β' pour $h_0=0.2447$ et $t_e/r_e=0.2$

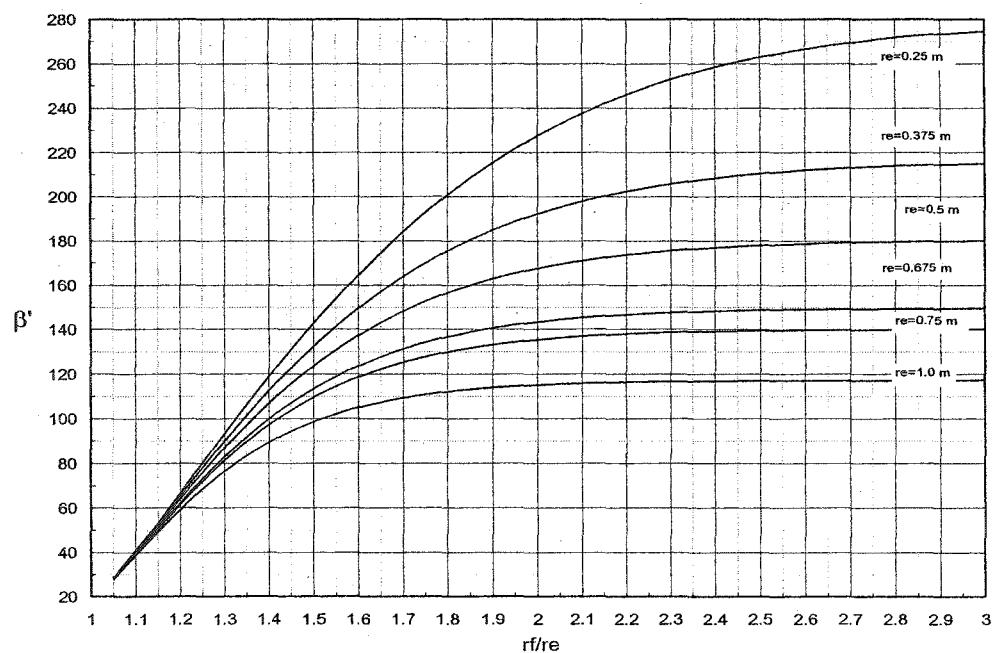
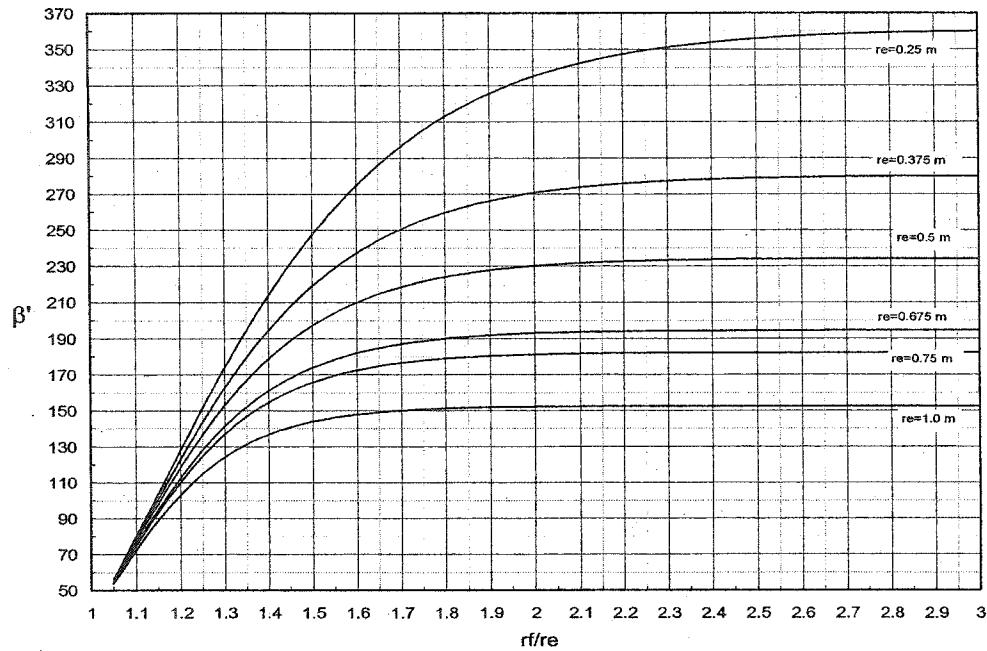
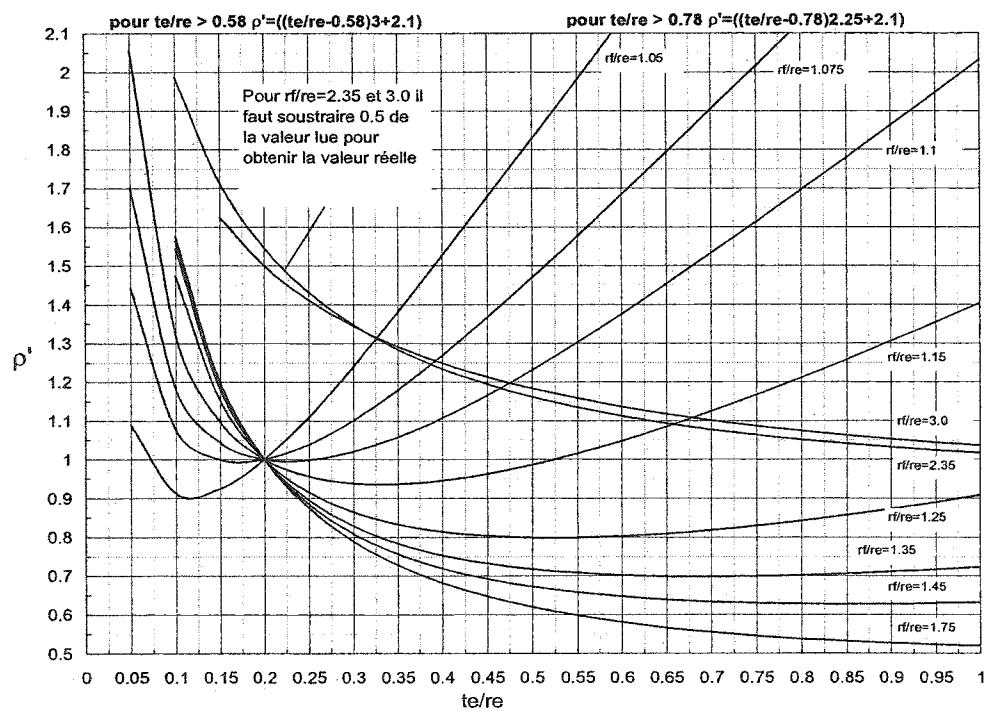
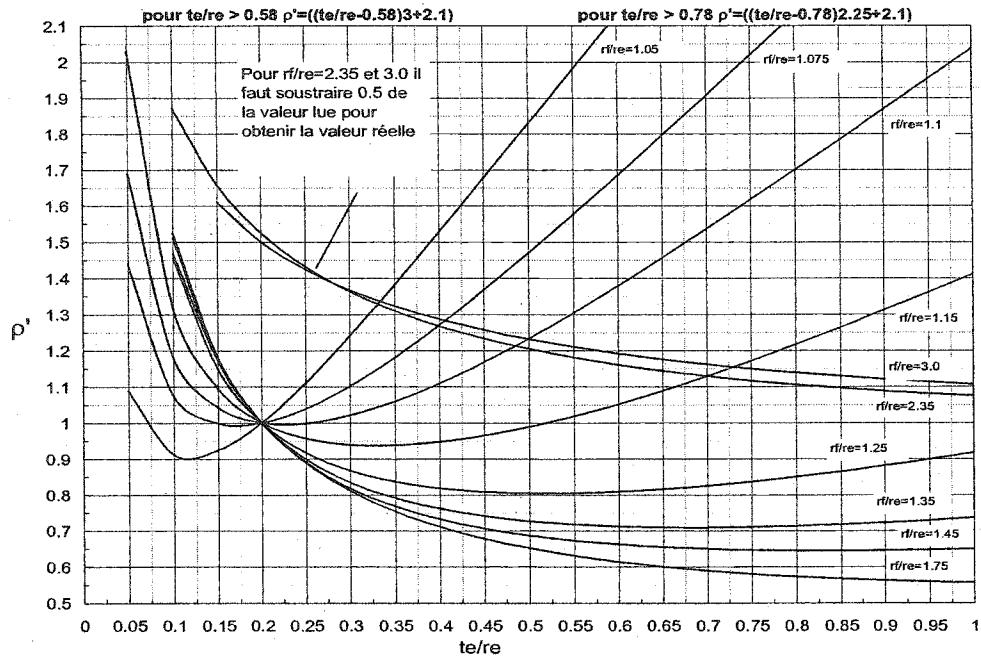
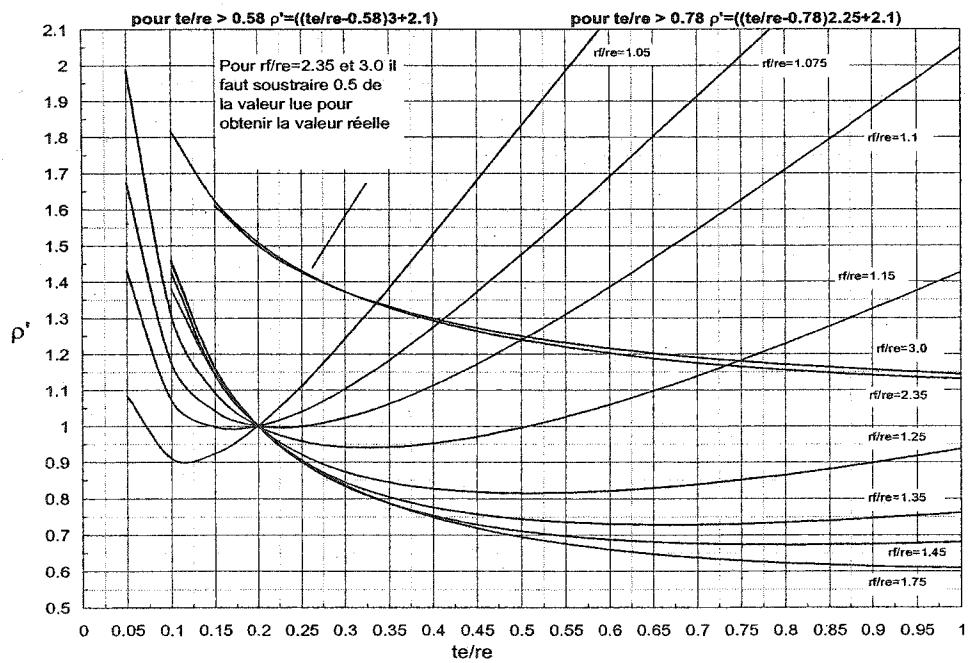
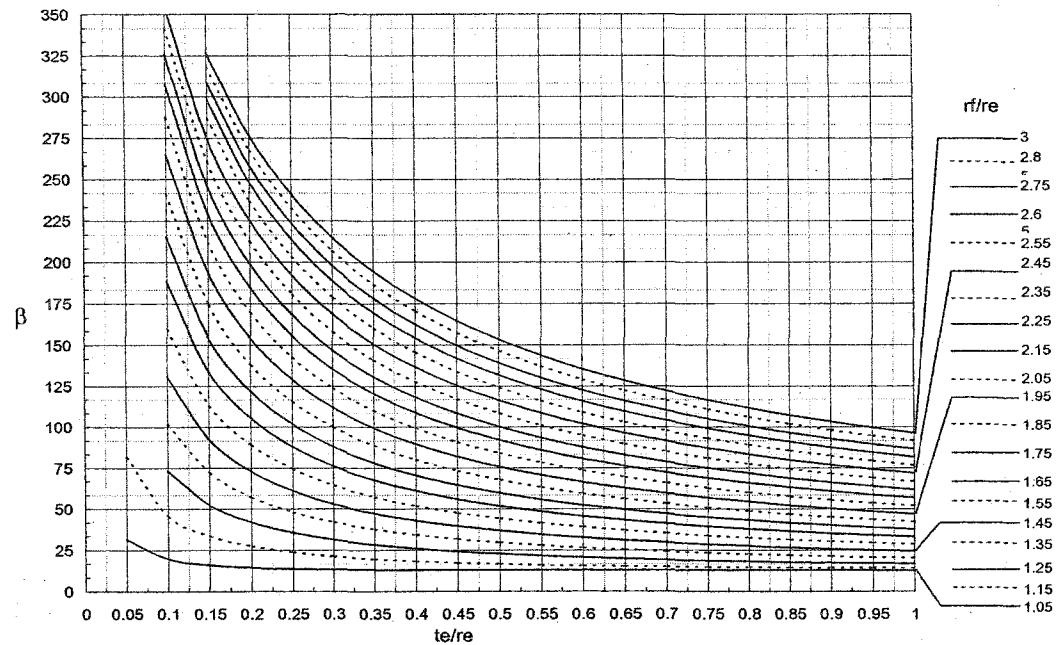
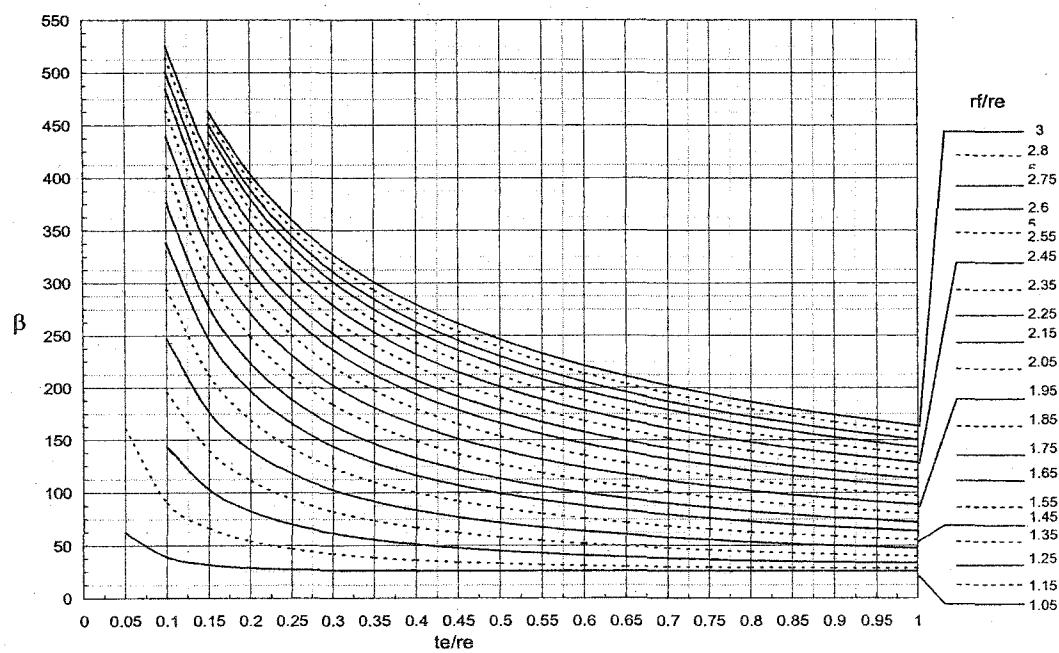


Figure 11 β' pour $h_0=0.4894$ et $t_e/r_e=0.2$

Figure 12 β' pour $h_o=0.9787$ et $t_e/r_e=0.2$ Figure 13 ρ' pour $h_o=0.2447$

Figure 14 ρ' pour $h_0=0.4894$ Figure 15 ρ' pour $h_0=0.9787$

Figure 16 β pour $h_0=0.2447$ et $r_e=0.125m$ Figure 17 β pour $h_0=0.4894$ et $r_e=0.125m$

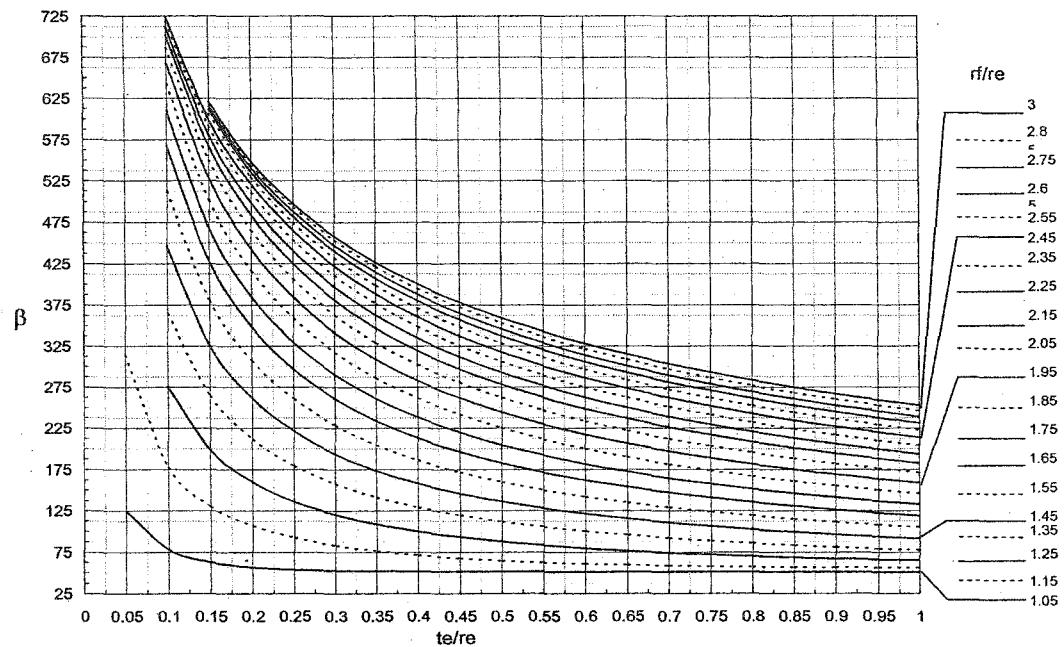


Figure 18 β pour $h_o=0.9787$ et $r_e=0.125m$

Il est à noter que cette méthode graphique a été développée afin de simplifier le calcul du terme β . En effet, il est important de souligner que le code ASME utilise des abaques afin de calculer des grandeurs telles que « U, Y, V » étant à l'origine des formules complexes. C'est pourquoi nous avons opté pour l'introduction de graphique, à l'instar des abaques existants dans le code, pour déterminer le terme de conductance β .

Cependant cette méthode contient certaines restrictions d'un point de vue dimensions des brides. Ainsi, pour que l'erreur soit de l'ordre de 5%, les dimensions des brides étudiées doivent figurer dans les intervalles suivants :

Diamètre intérieur $0.5m < 2r_i < 2.0m$

Épaisseur effective sur le rayon extérieur de la collierette $0.05 < \frac{t_e}{r_e} < 1.0$

Rayon externe de la bride sur le rayon extérieur de la collierette $1.0 < \frac{r_f}{r_e} < 3.0$

2.2.3 Analyse de flexibilité

L'équilibre axial dans l'assemblage pendant les phases de serrage initial i, et final f, fait que :

$$F_b^i = F_g^i = W \quad \text{pour le serrage initial} \quad (2.46)$$

$$F_b^f = H_B = F_g^f + F_u = H_G + H_D + H_T + H_E \quad \text{pour le mode opératoire} \quad (2.47)$$

où F_b et F_g sont les charges du boulon et du joint et diffèrent selon chaque état considéré (initial et final). F_u représente la force totale qui contribue à la décharge du joint. En utilisant la notation propre au code ASME cette force est la sommation de : H_D et H_T pour l'effet de fond, et H_E pour les forces externes. H_B et H_G sont respectivement les charges d'opération du boulon et du joint, toujours conformément à la notation du code. La figure suivante illustre parfaitement les différents états de l'assemblage et le déplacement axial de chaque composante dans chacun de ces états.

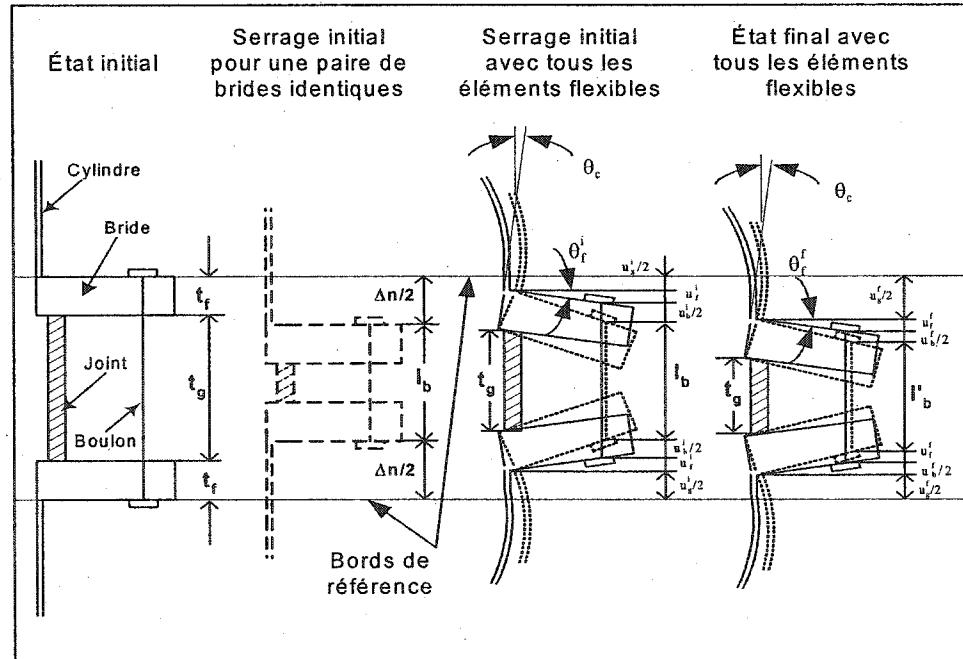


Figure 19 Différents états incluant le déplacement des éléments de l'assemblage

$$\begin{aligned}
 l_b + \frac{\Delta_n}{2} + \frac{\Delta_n}{2} &= l_b + \Delta_n = l_b + 2u_f^i + 2\frac{u_b^i}{2} + 2\frac{u_g^i}{2} = l_b + 2u_f^f + 2\frac{u_b^f}{2} + 2\frac{u_g^f}{2} \\
 l_b + \Delta_n &= l_b + 2u_f^i + u_b^i + u_g^i = l_b + 2u_f^f + u_b^f + u_g^f + u_T + u_{CR} \\
 \Delta_n &= 2u_f^i + u_b^i + u_g^i = 2u_f^f + u_b^f + u_g^f + u_T + u_{CR} \text{ (pression + charge thermique)}
 \end{aligned}$$

L'équation (2.47), ne peut être résolue qu'en considérant la compatibilité géométrique qui tient compte du déplacement axial des éléments composant l'assemblage à brides boulonnées, comme détaillé par Bouzid, A. [49]. Le déplacement axial de l'écrou nécessaire pour produire la compression du joint, le déplacement du boulon et le mouvement axial de la bride créé par la rotation, doivent être identiques entre les états initial (serrage) et final (après opération) de manière à ce que :

$$\Delta_n = \sum_{e=1}^4 u_e^i = \sum_{e=1}^4 u_e^f = \text{constante} \quad (2.48)$$

ou en utilisant les déplacements axiaux de chaque élément dans le cas d'un assemblage avec 2 brides identiques :

$$u_b^i + u_g^i + 2u_f^i = u_b^f + u_g^f + 2u_f^f + u_T + u_{CR} \quad (2.49)$$

Les déplacements de chaque élément individuel sont donnés, en termes de rigidité, par :

$$u_b = \frac{F_b}{K_b}; u_g = \frac{F_g}{K_g}; u_f = 2h_G \frac{M_f}{K_{fM}} + 2h_G \frac{P}{K_{fP}} \quad (2.50)$$

Par substitution, on obtient :

$$\frac{F_b^i}{K_b} + \frac{F_g^i}{K_g} + 2h_G \frac{M_f^i}{K_{fM}} = \frac{F_b^f}{K_b} + \frac{F_g^f}{K_g} + 2h_G \frac{M_f^f}{K_{fM}} + 2h_G \frac{P}{K_{fP}} + u_T + u_{CR} \quad (2.51)$$

u_T et u_{CR} sont les déplacements axiaux dus aux charges thermiques découlant de la différence des expansions entre les différents éléments, ainsi que le fluage du joint et des boulons. Le moment dans la bride est donné :

$$\text{- pour l'état initial par} \quad M_i = F_g^i h_G = Wh_G \quad (2.52)$$

$$\text{- pour le mode opératoire par} \quad M_o = h_G F_b^f = H_B h_G = H_G h_G + H_D h_D + H_T h_T + H_E h_D \quad (2.53)$$

2.2.3.1 Charges externes

Les charges externes peuvent être le résultat d'une force axiale F_A et d'un moment M_E appliqué à la bride. Une charge équivalente H_E est alors considérée comme agissant au niveau de la section du tube et causée par la composante de la force axiale ainsi que par la composante de la force de flexion équivalente. Un facteur de correction F_m lui est appliqué comme détaillé par Koves [53] :

$$H_E = F_A + \frac{4 F_m M_E}{D} \quad \text{avec} \quad F_m = \frac{2(1 + v_f)I}{I_p + 2(1 + v_f)I} \quad (2.54)$$

I et I_p sont respectivement le second moment d'inertie et le moment polaire de la bride et v_f est le coefficient de Poisson.

2.2.3.2 Charge thermique

En raison de la différence de température à l'intérieur du joint, l'expansion relative de la bride, du joint et des boulons crée une variation dans la charge dans les boulons. L'analyse ne se fait pas simplement en raison du gradient de température dans les directions axiale et radiale. Il est possible de démontrer que u_T a deux composantes. L'une est due à l'expansion relative du boulon, du joint et de la bride A. Bouzid et al.

[26], tandis que l'autre résulte de la rotation de la bride produite par la différence d'expansion radiale à leur jonction entre le tube, la collette et la bride, A. Bouzid et al. 2002 [54] :

$$u_T = \alpha_b \Delta T_b \ell_b - (\alpha_g \Delta T_g t_g + 2\alpha_f \Delta T_f t_f) + 2h_G \theta_{fr} \quad (2.55)$$

2.2.3.3 Fluage-relaxation

Le fluage du matériau du joint et, d'une certaine façon, de ceux des boulons et de la bride, provoque une perte de charge dans les assemblages à brides boulonnées. La quantité de relaxation d'un joint plus mou est plus significative. Bien que des méthodes d'essai existent pour prédire la capacité du joint à maintenir une certaine contrainte de compression donnée, il n'en demeure pas moins que peu d'investigations ont été conduites pour exploiter ces données dans les codes de calculs des assemblages à brides boulonnées.

La relaxation du joint dépend non seulement de la contrainte initiale sur le joint et de la température, mais aussi de la rigidité axiale du joint. Bouzid et al. [38] ont démontré analytiquement que plus l'assemblage est rigide, plus la relaxation est grande. Pour rendre l'assemblage moins rigide, les ingénieurs de terrain utilisent les rondelles Belleville. La rigidité axiale de l'assemblage, qui représente la rigidité des boulons et celle des deux brides placées en série, est donnée par la relation suivante :

$$\frac{1}{K_j} = \frac{1}{K_b} + h_G^2 \frac{2}{K_M} \quad (2.56)$$

De façon plus générale, le déplacement dû au phénomène jumelé de fluage-relaxation, u_{CR} , est proportionnel à la contrainte initiale sur le joint ainsi qu'à la température, et est inversement proportionnel à la rigidité axiale de l'assemblage K_j .

Des études récentes suggèrent que le déplacement d'un assemblage dû à la relaxation peut être assimilé à celui obtenu en laboratoire de test, notamment le HORT (Hot Relaxation Tightness Test), A. Bouzid et al. [54]. Ces relations sont exprimées par :

$$u_{CR} = u_{CT} \frac{K_{jT}}{K_j} \left(\frac{S_g}{S_{gT}} \right)^a \left(\frac{T_g}{T_{gT}} \right)^b \quad (2.57)$$

où a et b sont des constantes trouvées très proches de 1 pour la majorité des joints testés. Les paramètres K_j , S_g et T_g sont caractéristiques de l'assemblage à concevoir. Par contre, u_{CT} , K_{jT} , S_{gT} et T_{gT} respectivement l'écrasement du joint dû à la relaxation, la rigidité du montage, la contrainte initiale sur le joint et la température du joint testé sont obtenus lors d'un essai de fluage-relaxation. Ces paramètres peuvent être combinés sous la forme d'un seul paramètre C_{CR} nommé coefficient de fluage-relaxation en $m/\text{°C}^{-1}$, et donné par

$$C_{CR} = \frac{u_{CT} K_{jT}}{S_{gT} T_{gT}} \quad (2.58)$$

L'écrasement d'un joint de même matériau dans un assemblage à brides boulonnées peut alors être exprimé en fonction du paramètre de relaxation C_{CR} sus-défini, tel que :

$$u_{CR} = \frac{C_{CR} T_g F_g}{K_j A_g} = C_R \frac{F_g}{K_j} \quad \text{avec} \quad C_R = \frac{C_{CR} T_g}{A_g} \quad (2.59)$$

Il est également possible d'exprimer le déplacement dû au fluage-relaxation en fonction de la contrainte sur le joint correspondante.

$$\Delta F = K_j \Delta u \quad \text{où} \quad \Delta u = u_{CT} \quad (2.60)$$

En divisant par la surface du joint A_g on obtient :

$$\frac{\Delta F}{A_g} = \Delta S = K_j \frac{u_{CT}}{A_g} \quad (2.61)$$

et

$$u_{CT} = A_g \frac{\Delta S}{K_j} \quad (2.62)$$

Par substitution, le facteur de fluage-relaxation devient :

$$C_{CR} = A_g \frac{\Delta S}{S_{gT} T_{gT}} \quad (2.63)$$

Il est plus commode d'exprimer la relaxation en terme de contrainte car, d'un point de vue expérimental, il est beaucoup plus pratique d'évaluer la contrainte sur le joint au moyen de jauge de contraintes, plutôt que de déterminer le déplacement du joint, auquel cas un dispositif encombrant et moins précis serait nécessaire.

2.2.4 Détermination de la charge sur le joint

Ayant déterminé les effets de chaque effort externe, il ne nous reste plus qu'à substituer chaque composante, à savoir F_b^i , F_b^f , F_g^i , F_g^f , M_o , M_i , u_T and u_{CR} dans l'équation (2.51). Après simplification et en utilisant la notation du code en vigueur, on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{W}{K_b} + \frac{W}{K_g} + 2h_G^2 \frac{W}{K_f} &= \frac{H_D + H_G + H_T + H_E}{K_b} + \frac{H_G}{K_g} + 2h_G \frac{(H_D h_D + H_G h_G + H_T h_T + H_E h_E)}{K_f} \\ &+ 2h_G \frac{P}{K_{fp}} + C_R \frac{W}{K_j} + \alpha_b \Delta T_b \ell_b - (\alpha_g \Delta T_g t_g + 2\alpha_f \Delta T_f t_f) + 2h_G \theta_{ir} \end{aligned} \quad (2.64)$$

La charge dans le joint, H_G , en mode opératoire, est donc :

$$H_G = W \left(1 - \frac{C_R}{K_j/K_e} \right) - \frac{H_D + H_T + H_E}{K_b/K_e} - \frac{2 h_G (H_D h_D + H_T h_T + H_E h_E)}{K_f/K_e} \\ - \frac{2 h_G P}{K_{fp}/K_e} - \frac{\alpha_b \Delta T_b \ell_b - (\alpha_g \Delta T_g t_g + 2 \alpha_f \Delta T_f t_f) + 2 h_G \theta_{fr}}{K_e} \quad (2.65)$$

où K_e représente la rigidité équivalente de l'assemblage donnée par :

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_g} + \frac{2 h_G^2}{K_{fM}} \quad (2.66)$$

2.3 Calcul d'étanchéité

La nouvelle méthode de calcul de la charge dans les boulons proposée à la faveur de notre travail est essentiellement basée sur les nouvelles règles de calcul ASME BFJ [15]. Elle fournit un certain nombre d'améliorations telles que :

- L'incorporation de la flexibilité de la bride, du joint et du boulon.
- La prise en considération des forces et moments externes agissant dans l'assemblage.
- La prise en compte des effets dus aux charges thermiques et au phénomène du fluage.

La nouvelle procédure de calcul s'opère de la manière suivante :

- Sélection du serrage approprié

$$T_{pmin} = 0.1243 T_c P \quad (2.67)$$

- Sélection du type de joint

$$T_{pa} = X T_{pmin} < T_{pmax} \quad (2.68)$$

- Détermination de la contrainte d'assise du joint d'assemblage, S_{ya}

$$S_{ya} = \frac{G_b}{\eta} (T_{pa})^a = \frac{G_b}{\eta} (X T_{pmin})^a \quad (2.69)$$

- Détermination de la contrainte de design requise du joint, S_{ml}

$$S_{ml} = G_s (T_{pmin})^k \quad \text{où} \quad k = \log\left(\frac{\eta S_{ya}}{G_s}\right) / \log(T_{pa}) \quad (2.70)$$

- Calcul de la charge initiale minimum dans le boulon

$$W_1 = \eta S_{ya} A_g \quad (2.71)$$

$$W_2 = (2 - \eta) S_{ya} A_g \quad (2.72)$$

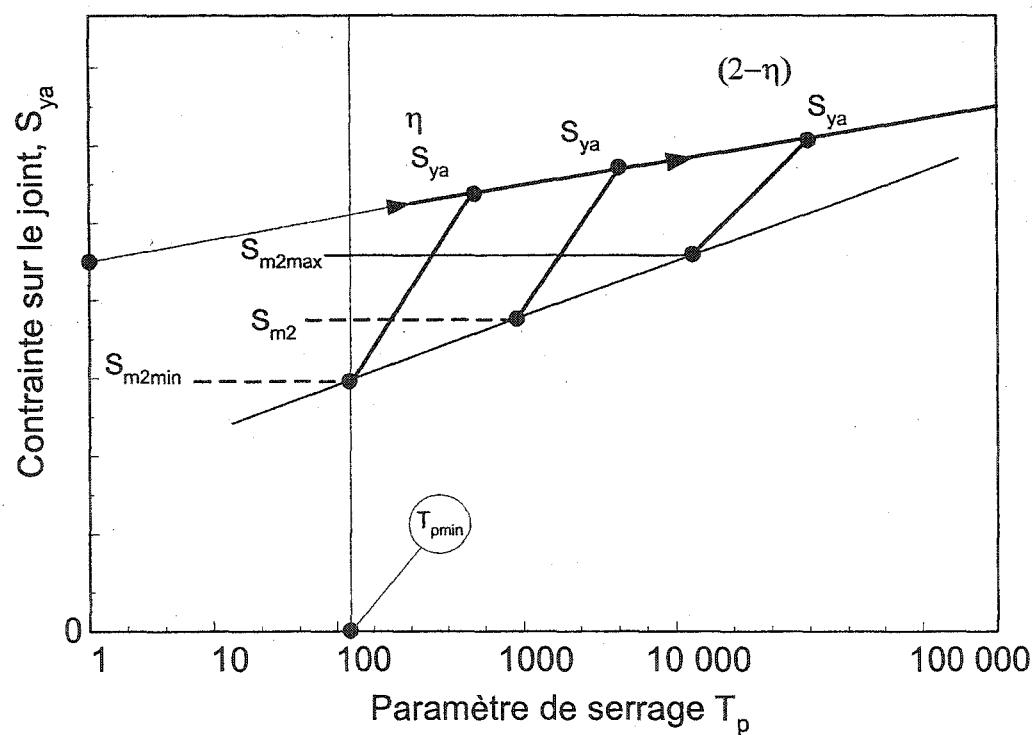


Figure 20 Graphique de serrage idéalisée

Le coefficient η caractérise le degré d'efficacité avec lequel le serrage des boulons est effectué. Compte tenu de la valeur de η , la charge appliquée aux boulons sera plus petite ou plus grande.

En effet, si $\eta=75\%$, cela signifie que la charge dans les boulons sera soit 75% de la valeur ciblée, soit 125% de cette valeur. W_1 et W_2 représentent les bornes inférieure et supérieure délimitant la charge maximum et minimum pouvant survenir lors du serrage, comme le montre la figure 20.

Pour le calcul de la contrainte sur le joint en service, W_1 sera utilisé car cela représente le pire des cas pouvant survenir. Plus la contrainte sur le joint est petite moins le joint est étanche.

Par contre, pour le calcul de la surface des boulons, le cas le plus défavorable est celui où la charge réellement appliquée est supérieure à celle requise. C'est donc W_2 qui sera utilisé dans la relation (2.73).

- Calcul de la surface des boulons requise pour le calcul de la rigidité

$$A_m = \max \left(\frac{W_2}{S_a}, \frac{H_B}{S_b} \right) \quad (2.73)$$

- Détermination de la contrainte sur le joint après pressurisation, application des charges externes et du chargement thermique incluant la relaxation, S_{m2} . L'équation (2.65) est utilisée pour calculer H_G en substituant W par W_1 .

$$S_{m2} = \frac{H_G}{A_g} \quad (2.74)$$

Si S_{m2} est plus petit que S_{m1} ou S_L ou $2P$, alors X est incrémenté et le calcul est répété jusqu'à ce que toutes les conditions soient rencontrées. Dans ce dernier cas, la surface minimum de la section du boulon peut être calculée à partir de l'équation (2.73), où H_B représente la charge opératoire dans les boulons donnée par :

$$H_B = H_G + H_D + H_T + H_E \quad (2.75)$$

En suivant la méthode de calcul décrite ci-dessus, il est possible de bâtir un algorithme de calcul basé sur l'analyse de flexibilité présentée dans le modèle analytique. Un programme intitulé « Tighflange » créé dans l'environnement Visual Basic, regroupe l'ensemble des étapes décrites dans cet algorithme. En introduisant les données d'un cas précis, il est possible de connaître la contrainte sur le joint, compte tenu de toutes les notions développées dans notre modèle analytique. Le programme est présenté en annexe 1.

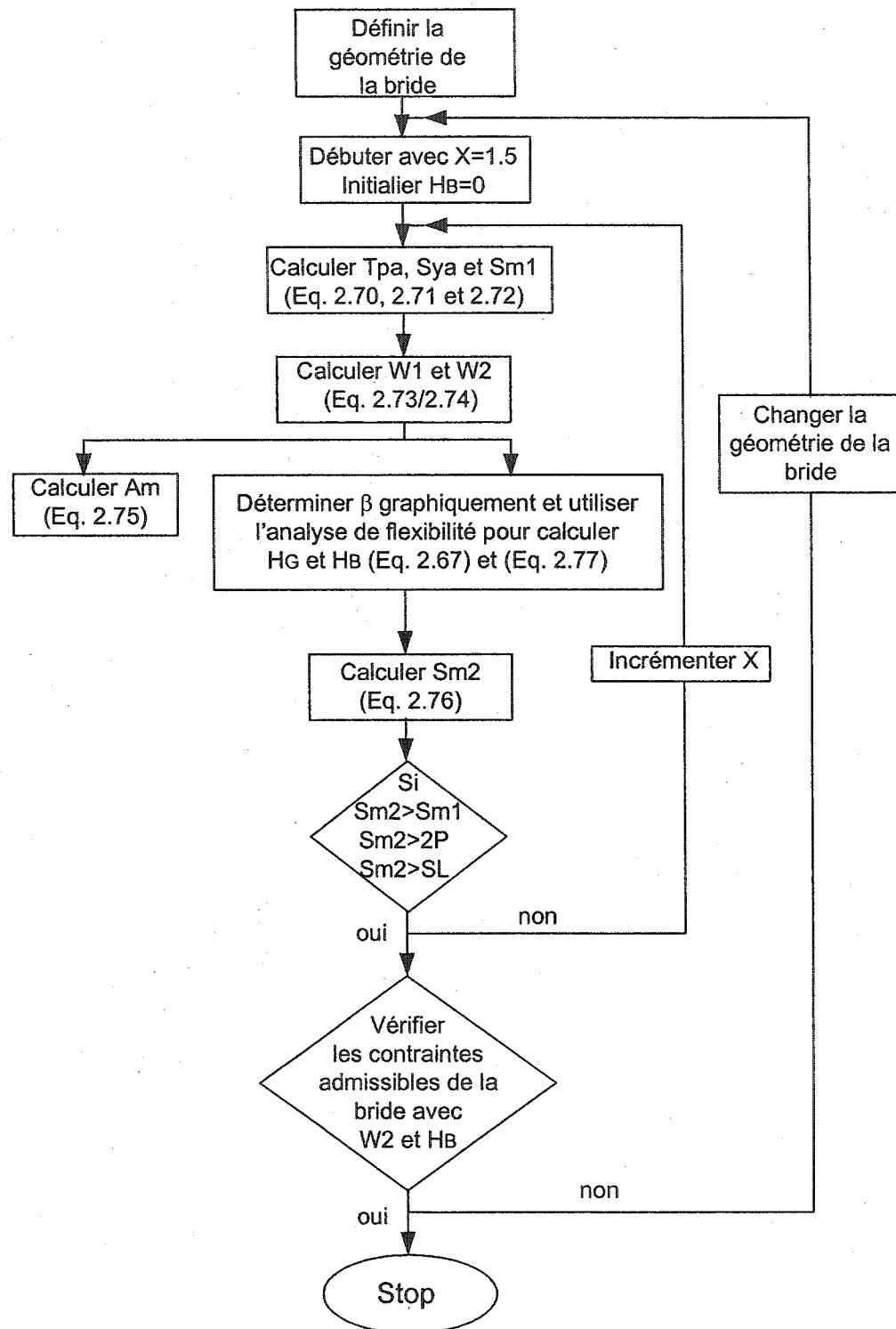


Figure 21 Algorithme de conception d'une bride

CHAPITRE 3

MÉTHODE DES ÉLÉMENTS FINIS

3.1 Introduction

De plus en plus d'équations aux dérivées partielles provenant de la modélisation de problèmes physiques très variés (mécanique du solide, thermique, aérodynamique,...) sont approchées numériquement par la méthode des éléments finis. Cette méthode consiste, dans son esprit, à calculer des valeurs avoisinantes du champ cherché (déplacements, contraintes, températures,...) en certains points du domaine de définition du calcul associé au problème traité. Ces points de calcul s'appellent les nœuds. Il est possible ensuite de déduire de ces valeurs la solution en tout point du domaine.

Pour ce faire, on a recours à l'interpolation. Une telle simulation numérique exige la réalisation du maillage du domaine de définition du problème afin de construire un recouvrement de ce domaine et de définir ses nœuds. Cette phase de pré-traitement est très importante dans la mesure où la création d'un maillage pour un domaine de géométrie complexe n'est pas une opération simple et peut demander beaucoup de temps. La qualité de la solution obtenue dépend de celle du maillage servant de support de calcul.

La modélisation des assemblages à brides boulonnées ne présente pas de complexité majeure, si ce n'est l'interface entre chaque élément de l'assemblage. La symétrie du modèle représente un avantage de taille, car cela permet de réduire considérablement le modèle en termes d'éléments et donc de nœuds, et par conséquent de réduire le temps d'exécution. Dans le cas de la modélisation en deux dimensions, seule une bride est étudiée, l'assemblage étant constitué de deux brides identiques. Dans le cas de la

modélisation en trois dimensions, seul un secteur de bride sera modélisé. En réduisant le nombre de nœuds, on réduit également la matrice de rigidité globale.

Le logiciel utilisé se rapportant à notre présent travail est ANSYS [55]. Durant la première année de recherche, nous avions à notre disposition la version 5.7. Par la suite, grâce à la contribution de l'École de Technologie Supérieure, nous avons pu faire l'acquisition de la version 6.1 du logiciel. Le principal changement, en ce qui nous concerne, a consisté en l'ajout d'un nouvel élément, l'élément « joint » (gasket), avec toutes les propriétés y afférentes.

Cette donnée a été d'une contribution inestimable à nos travaux en nous permettant :

- de modéliser un assemblage à brides boulonnées munies d'un joint d'étanchéité, et en introduisant les propriétés de non linéarité qui le caractérise,
- et
- de connaître la distribution de contraintes sur le joint sous différents chargements externes.

3.2 Modélisation 2D

La première vérification par éléments finis que nous avons menée, a été effectuée à l'aide d'un modèle à deux dimensions. La figure 22 montre le modèle utilisé. Le même modèle a servi pour évaluer la rotation de la bride soumise à un moment, à la pression, et à une différence de température.

Dans le cas de la pression et du moment, l'analyse est structurale, et le type d'élément utilisé à cet effet est l'élément axisymétrique plane2. C'est un élément triangulaire à 6 nœuds. Chaque nœud présente 2 degrés de liberté suivant chaque axe. Il possède un comportement de déplacement quadratique et se trouve être bien approprié pour les modèles avec maillage irrégulier. Il est possible d'utiliser l'élément en mode plan ou

axisymétrique, ce qui permet donc de traiter les problèmes d'état-plan de contrainte ou axisymétriques.

La modélisation en deux dimensions aura pour but de déterminer les rotations de la bride sous l'application de charge externe. Une modélisation plus rigoureuse, en l'occurrence en trois dimensions, n'est pas nécessaire, car seule la rigidité de la bride nous intéresse. La modélisation du joint et du boulon ne sont d'aucune utilité.

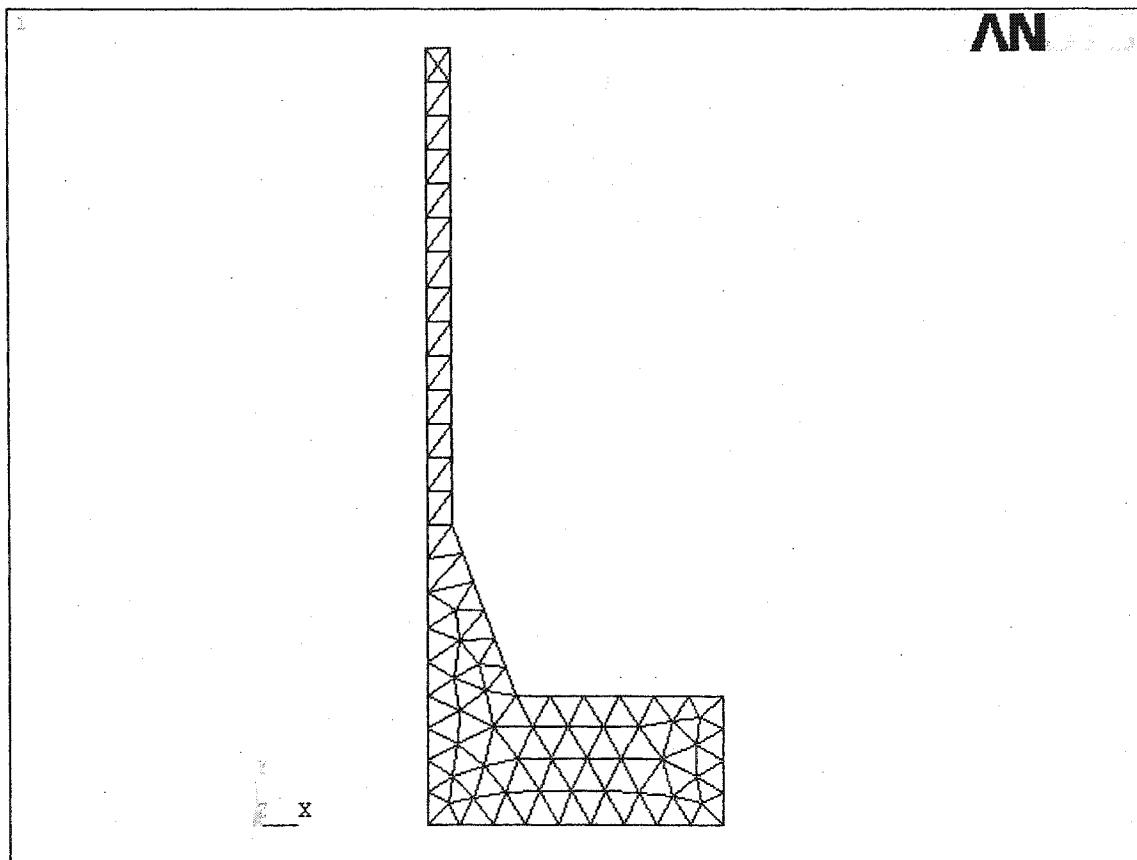


Figure 22 Modèle de bride en deux dimensions (2D)

3.2.1 Rotation de la bride due à un moment

Pour déterminer la rotation de la bride, le modèle de la figure 23 est utilisé. Un nœud au rayon intérieur de la bride est bloqué. Après application d'une charge à l'extrémité de l'anneau, il est possible de connaître le déplacement des nœuds selon la direction y, en fonction de la position radiale sur la bride. À partir de cette courbe la rotation de la bride est obtenue en calculant la pente. Nous avons dans un premier temps choisi la bride d'un échangeur de chaleur de 127'', étudiée par Waters et al. [3]. Nous avons également choisi les brides C1 et C2 examinées par les auteurs D.B. Rossheim et al. [56], une bride de 24'' d'échangeur de chaleur et une bride de 10'' NPS classe 300.

La diversification dans les dimensions des brides choisies a pour but de valider la théorie pour une grande plage de diamètre. Ceci étant, l'accent sera mis sur les brides de large diamètre, car c'est précisément dans ce cas que les problèmes liés aux fuites sont le plus souvent rencontrés. Les dimensions des brides sont présentées en annexe 2.

3.2.2 Rotation de la bride due à la pression

Le même modèle, figure 24, semblable à celui de la figure 23, est utilisé pour la détermination de la rotation de la bride due à la pression. Il illustre l'application de la pression tout au long de l'assemblage à brides boulonnées. Les mêmes conditions de blocage sont appliquées.

Dans le but de pouvoir comparer les rotations dues à la pression et à un moment les mêmes cas de brides sont conservés et analysés par rapport au modèle analytique ainsi qu'à d'autres résultats provenant de différentes sources.

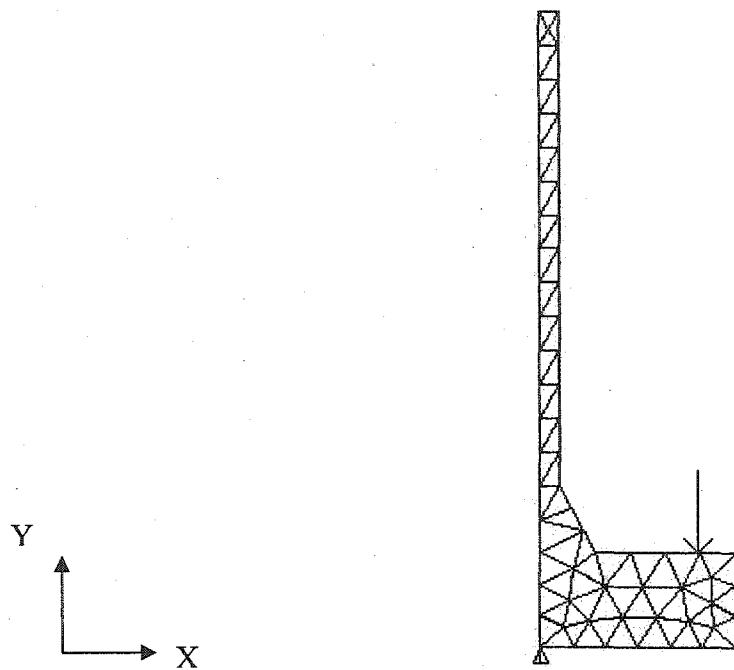


Figure 23 Modèle 2D avec moment

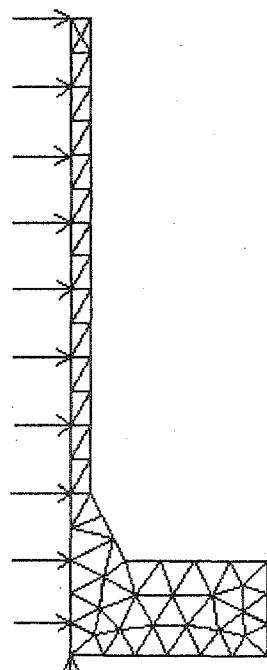


Figure 24 Modèle 2D avec pression

3.2.3 Rotation due à un chargement thermique

C'est toujours au moyen du modèle 2D de la figure 22 qu'il sera possible de déterminer la rotation de la bride due à une différence de température en régime permanent ainsi que la distribution de la température à travers les différents composants de l'assemblage.

Dans ce cas, le modèle utilisé est identique, mais le type d'élément diffère. Il s'agit de l'élément PLANE 35. C'est un élément thermique plan ou axisymétrique, triangulaire à 6 nœuds. Il possède 1 seul degré de liberté, la température, à chacun de ses nœuds. Il convient, à l'instar de l'élément PLANE 2, aux cas de maillage irréguliers. Les fonctions d'interpolation sont iso paramétriques. Si le modèle examiné doit faire l'objet d'une étude structurale et thermique, il est recommandé de choisir l'élément structural PLANE2.

L'étude thermique se fait en deux étapes. Dans un premier temps, Ansys calcule la distribution de température en chaque nœud de la bride. Les résultats sont stockés par Ansys. Après application du serrage et de la pression, les résultats sont appliqués au système au moyen des données enregistrées précédemment. Il est alors possible de combiner une analyse thermique et mécanique.

3.3 Modélisation 3D

La modélisation en trois dimensions est plus complexe. Afin d'évaluer la charge dans le joint et la boulonnerie, l'incorporation du joint d'étanchéité ainsi que les boulons dans le modèle s'avère nécessaire. Ces éléments ne peuvent être introduits que dans un modèle en 3D.

L'élément joint requiert une attention particulière. Il est nécessaire de spécifier ses propriétés mécaniques pour toute analyse, en introduisant les courbes de chargement et

déchargement propres à chaque joint utilisé, et en définissant l'écrasement de celui-ci en fonction de la contrainte exercée. Ces courbes représentent le comportement non linéaire du joint et sont obtenues lors d'un essai de compression.

L'analyse tridimensionnelle permet une modélisation plus fidèle de l'assemblage. Le boulon ne peut être modélisé correctement en deux dimensions et la variation de la contrainte entre 2 boulons ne peut être obtenue. Chaque élément est modélisé séparément, la bride, le boulon et le joint. L'étape cruciale réside dans la simulation de l'interaction mécanique entre chaque élément. La figure 25 illustre le modèle 3D.

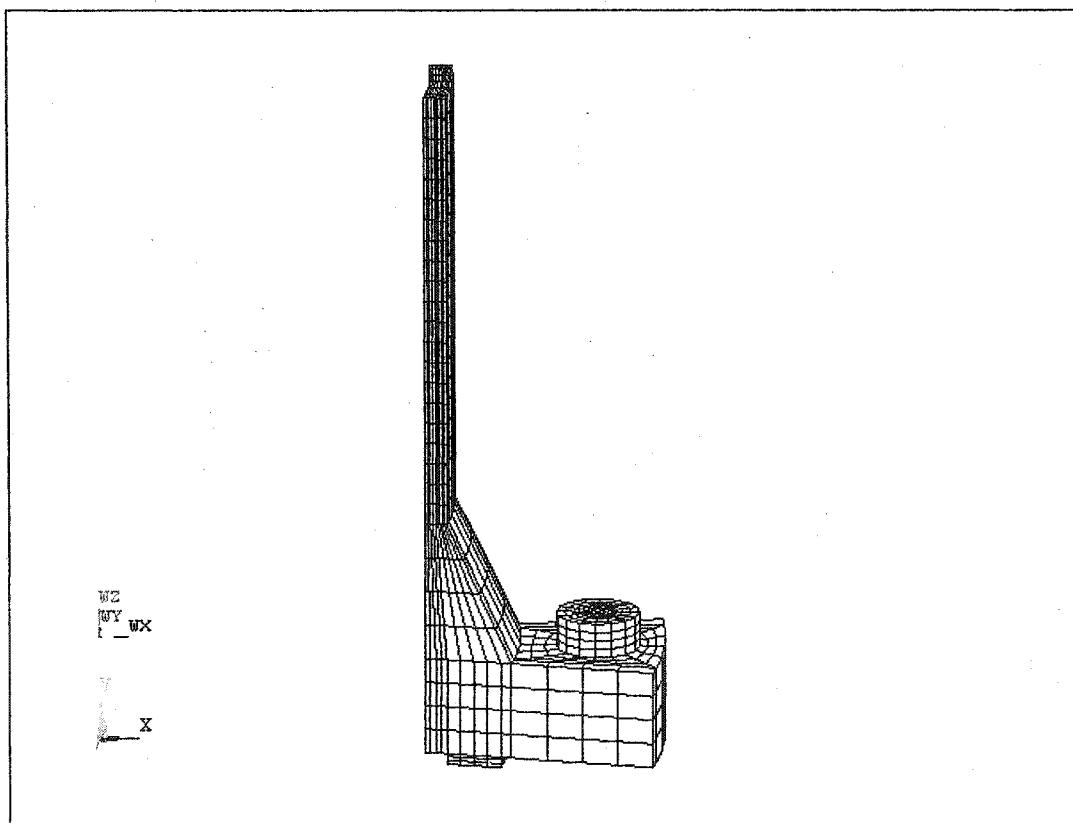


Figure 25 Modèle de bride en trois dimensions (3D)

3.3.1 Joint d'étanchéité

L'élément INTER 195 est utilisé pour modéliser le joint d'étanchéité. C'est un élément nouveau, existant dans la nouvelle version 6.1 d'Ansys. Il comporte trois degrés de liberté en déplacement par nœud, dans les directions x, y et z. Cet élément possède la particularité de simuler le comportement non linéaire du joint. Pour ce faire, il est impératif de connaître le comportement du joint choisi, et d'introduire les données de la courbe de charge et décharge en fonction de l'écrasement du joint.

3.3.2 Brides, tuyau et boulons

Pour ce qui est de la bride, du tuyau et des boulons nous avons choisi l'élément quadratique SOLID 45, défini par huit nœuds, ayant chacun trois degrés de liberté en déplacement, suivant x, y et z. C'est un élément très utilisé pour la modélisation tridimensionnelle de structures orthotropiques rigides.

Au début de notre analyse, nous avons opté pour l'élément SOLID 95, plus précis, puisque défini par 20 nœuds, avec chacun 3 degrés de liberté. Cependant, après avoir utilisé les deux modèles, on constate que les résultats sont quasi-identiques, mais que le temps d'exécution de chacun est incomparable. La différence entre les deux éléments représente deux fois et demie plus de nœuds, soit sept fois et demi le nombre de nœuds par élément. Rapporté à des milliers d'éléments, cela correspond à une matrice de rigidité nettement plus considérable. Il arrive fréquemment, compte tenu des restrictions sur les versions universitaires des logiciels, que le système ne peut être résolu en raison même du nombre élevé d'éléments.

3.3.3 Interaction mécanique

Il est important de tenir compte de chaque facteur mécanique afin de modéliser le mieux possible le comportement réel de l'assemblage. En effet, l'interaction mécanique entre la bride et le boulon doit être correctement modélisée, car celle-ci est déterminante quant à l'obtention de résultats cohérents. Après avoir modélisé la bride puis le boulon, il convient de procéder à un couplage des nœuds au niveau de l'interface bride-boulon. Il importe tout d'abord, de coupler les nœuds communs selon la direction axiale. Par la suite, il est nécessaire de coupler deux autres nœuds communs suivant la direction radiale pour éviter toute rotation du boulon.

3.3.4 Conditions aux frontières

Il est primordial de pouvoir poser des conditions aux frontières correctes, dans le sens où elles définissent le mieux possible l'état réel du système étudié. C'est souvent la partie la plus difficile à réaliser, et surtout celle qui requiert le plus d'expérience. Dans le cas qui nous intéresse, la tâche est légèrement simplifiée en raison de l'axisymétrie du modèle. L'assemblage à brides boulonnées possède deux plans de symétrie. Le premier est le plan x-x, permettant de n'étudier qu'une seule bride et une moitié d'épaisseur de joint. Le second est le plan y-y qui permet d'avoir 2 plans de symétrie de chaque côté de la bride, nous offrant la possibilité de n'étudier qu'un secteur de bride avec un boulon. L'angle de ce secteur est défini selon le nombre n de boulons. Le secteur vaut $\frac{360^\circ}{n}$.

3.3.5 Application de la charge

Le modèle analytique, présenté dans la partie théorique, permet de déterminer la charge dans les boulons dans les conditions d'opération de l'assemblage à brides boulonnées. Ces conditions sont principalement la force de serrage initiale dans les boulons, la

pression et la température. Ces trois chargements peuvent être réalisés simultanément dans notre programme, en spécifiant un temps (TIME) caractérisant chaque opération; ce qui autorise la recherche des résultats pour chaque cas de chargement.

3.3.5.1 Charge thermique

Il faut appliquer tout d'abord un chargement thermique. À cet effet, il y a lieu de modéliser le système avec un élément thermique. Cet élément est SOLID 70, qui est similaire à l'élément structural SOLID 45, avec 8 nœuds et avec un seul degré de liberté par nœud, la température. Par la suite, les résultats sont sauvegardés dans un fichier qui facilitera leur exploitation ultérieure.

3.3.5.2 Pré-serrage et pression

Afin d'effectuer l'analyse structurale, il faut introduire l'élément SOLID 45. Le modèle demeure le même, seul l'élément change, ainsi que ses propriétés, définies au préalable. La commande « etchange » permet d'opérer ce changement. Ansys choisit alors automatiquement l'élément structural correspondant à l'élément thermique SOLID 70, en l'occurrence SOLID 45. Le pré-serrage s'effectue en appliquant un déplacement axial de tous les nœuds sur la surface du boulon passant par le plan de symétrie xx, tel qu'illustré à la figure 26 du Chapitre 4. Ce déplacement est obtenu en étudiant séparément l'assemblage soumis à la force de pré-serrage en question, et en déterminant le déplacement des noeuds du boulon qui correspondent à cette charge.

Ainsi, appliquer ce déplacement au boulon, revient à appliquer la charge de pré-serrage équivalente. L'application de la pression se fait sur tous les éléments de la partie interne de l'assemblage.

3.3.5.3 Vérification du modèle d'éléments finis

Lors du serrage initial des boulons, la contrainte sur le joint est facilement déterminée par la statique. En effet, la seule force initiale appliquée au système étant celle des boulons, la force de réaction sur le joint devrait être égale à cette même force initiale. De plus, la contrainte sur le joint est égale à la force initiale dans les boulons divisée par la surface du joint en contact.

Il existe une méthode très simple permettant de vérifier si l'équilibre axial est respecté dans le cas de notre modèle d'éléments finis. Il suffit tout simplement de vérifier, outre la liste des réactions dans le module d'Ansys, si la réaction au nœud considéré, au niveau du joint, est égale à la force initiale appliquée dans les boulons. Cette étape permettra d'examiner si les conditions aux frontières imposées au système, l'interface bride-boulon et les autres aspects relatifs à la modélisation, ont été correctement menés.

La méthode des éléments finis est un instrument de modélisation et d'analyse de systèmes mécaniques qui est très utilisé et dont l'efficacité est avérée. Après génération de la matrice de rigidité on obtient, sous un chargement donné, et après avoir résolu un système matriciel, la solution des degrés de liberté. Si l'élément choisi est structural, les degrés de liberté sont alors les déplacements et les rotations, qu'il sera possible d'identifier en chacun des nœuds du système. Si par contre l'élément choisi est thermique, le degré de liberté sera la température dont la variation, sous un chargement thermique donné, peut être calculée.

Une mauvaise modélisation conduit inéluctablement à des résultats erronés. C'est pourquoi nous avons jugé approprié de procéder à une vérification simple du modèle 3D avant de poursuivre l'analyse de façon plus approfondie.

Cette vérification consiste à bâtir le modèle en 3D et d'appliquer une charge dans les boulons qui constitue le premier état étudié, à savoir le serrage initial. Lors de l'application de la charge dans les boulons il y a écrasement du joint et la réaction dans le joint devrait être égale à celle appliquée dans les boulons. Si tel est le cas, nous pouvons affirmer que le modèle en 3D des éléments finis est correctement bâti et que les résultats obtenus sont fiables.

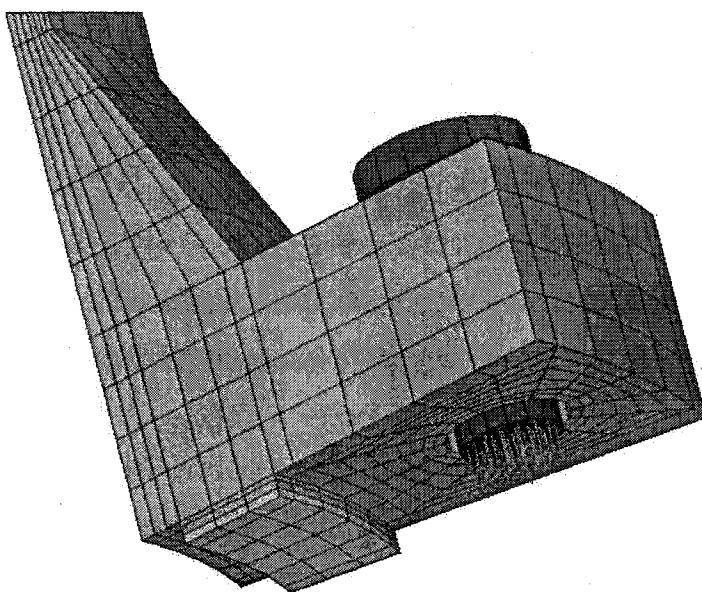


Figure 26 Application de la charge dans les boulons (MEF)

Cet exercice a été mené sur la bride standard 16 pouces classe 300. La charge appliquée au boulon sous forme de pression, comme illustré par la figure 26 est de $P=27500$ psi, soit $189\ 602\ 868\ N/m^2$. Il est indispensable d'appliquer une charge uniformément répartie sur le boulon pour ne générer que le seul effort de la charge axiale.

La charge ponctuelle F correspondante est égale au produit de la pression P avec la surface effective du boulon. Le rayon du boulon est $0.0141\ m$. La force F vaut alors $118\ 362\ N$. Avec Ansys, dans le module des résultats, on obtient, au moyen de la commande

PRRSOL, les réactions au niveau de tous les appuis. C'est la restriction au niveau du joint qui nous intéresse. La valeur trouvée est 115 280 N. L'erreur est de l'ordre de 2.5%, ce qui est tout à fait acceptable. Elle s'explique par le fait que, dans le cas des éléments finis, l'analyse est non linéaire du fait de l'existence du joint, tandis que dans le calcul analytique, le comportement du joint en décharge est assumé linéaire.

Cette façon simple de procéder permet de s'assurer d'une bonne modélisation, facteur-clé pour l'obtention de résultats cohérents. Ainsi, les conditions aux frontières et d'attachement, l'interface bride-boulon, et l'application de la charge ont été correctement définis.

3.3.6 Modèles étudiés

Comme déjà souligné auparavant, les modèles étudiés sont variés de manière à couvrir le plus large éventail possible de brides. Il n'en demeure pas moins que le choix a été plus orienté vers les brides d'échangeurs de chaleur de grand diamètre. C'est en effet pour ce type de brides que les problèmes de fuite sont le plus souvent rencontrés. Waters et al. [3], ont étudié une bride d'échangeur de diamètre extérieur de 127 pouces. Les rotations et les déplacements de chaque élément y sont calculés, permettant d'aboutir au calcul de la rotation de la bride. D.B Rossheim et al. [56], ont conduit des tests sur les brides d'échangeurs C-1 et C-2 dont les dimensions sont présentées en annexe 2.

Enfin, une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces ainsi qu'une bride NPS 10 pouces classe 300 seront analysées. Ces modèles ont été choisis afin de valider les relations théoriques du calcul de la rotation de la bride sous l'effet de la pression et d'un moment de flexion, et par conséquent, de valider le calcul théorique des rigidités.

S'agissant de la température, les modèles choisis sont deux brides NPS 3 pouces classe 150 et 10 pouces classe 300, ainsi que deux brides d'échangeurs de chaleur, 24 pouces et 42 pouces.

Pour ce qui est de la modélisation en 3-D, plusieurs cas de brides ont fait l'objet d'une étude parmi lesquelles deux brides d'échangeur de chaleur de diamètre extérieur 52 pouces [54] et 24 pouces, et deux brides standards NPS 16 in classe 300lbs et NPS 10 pouces classe 300.

CHAPITRE 4

RÉSULTATS ET DISCUSSION

4.1 Introduction

Le cheminement observé pour développer une nouvelle méthode de conception des assemblages à brides boulonnées munies de joints d'étanchéité a été le suivant :

- Intégration de la notion de flexibilité de l'assemblage permettant d'aboutir au calcul des rotations de la bride sous l'effet de la pression, d'un moment de flexion et de la température.
- Calcul de la charge finale sur le joint après application de toutes les charges externes et intégration du concept de l'étanchéité dans la procédure de calcul.

Chacune de ces deux étapes a nécessité des calculs intermédiaires conduisant au résultat souhaité. La meilleure façon de valider nos travaux est de vérifier chacune d'entre elles et de procéder, au fur et à mesure, à des comparaisons, soit avec des résultats déjà existants, soit avec la méthode des éléments finis.

Les moyens de comparaisons sont bien sûr la méthode des éléments finis, mais aussi, dans certains cas, les résultats déjà existants émanant de travaux similaires cités en référence.

Avant d'aborder la comparaison des résultats, il est opportun de présenter le programme généré dans l'environnement Visual Basic et qui constitue le modèle analytique développé dans le présent travail.

4.2 Programme TightFlange

TightFlange est un programme généré dans l'environnement Visual Basic avec support Excel. Les équations caractérisant la formulation théorique sont introduites dans le programme. L'ensemble des variables utilisées sont préalablement définies.

La particularité de Visual Basic (VB) est qu'il représente à la fois un grand langage de programmation et un formidable outil de conception d'interfaces-utilisateur. Les versions qui se succèdent de VB, sans cesse performantes, offrent des possibilités d'utilisation du logiciel avec une facilité particulière.

Dans l'optique de développer un code de calcul universel, il est impératif de créer une interface utilisateur dans laquelle l'entrée des données ainsi que la présentation des résultats se fera de manière pratique. C'est précisément ce que VB offre de manière remarquable.

La figure 4-1 illustre la fenêtre d'introduction des données et de présentation des résultats. Il existe plusieurs façons de compléter les données, soit en remplaçant case par case les valeurs correspondantes à chaque donnée, soit en utilisant le bouton « load », qui offre la possibilité de charger des données pré-enregistrées dans un fichier Excel.

Cette dernière alternative s'avère plus pratique et surtout moins coûteuse en temps dans la mesure où il suffit d'appuyer sur le bouton « load » et de choisir la ligne correspondant aux valeurs souhaitées, pour voir la fenêtre totalement remplie une fraction de seconde plus tard.

L'avantage de pouvoir remplir la fenêtre une valeur à la fois réside dans la possibilité de changer juste un seul paramètre de l'exemple et d'exécuter le programme à nouveau, ce qui permet de préserver les valeurs initiales et de pouvoir identifier les paramètres-clés ayant une influence sur les résultats.

La partie résultat est également affichée dans la fenêtre. Il suffit d'appuyer sur le bouton « solve » pour visualiser immédiatement les valeurs ainsi calculées. Lorsque qu'un « oui » s'affiche au niveau de la case $A_b \geq A_m$, cela signifie que le design est correct. La surface des boulons calculées est supérieure à celle requise. Dans le cas contraire, il faut reprendre le calcul en modifiant les paramètres géométriques de la bride jusqu'à satisfaction de la condition précédente. Le programme utilisé est présenté en annexe 1.

Data and bolt load calculation window

Flange data		Gasket data		Bolt data		Bolt load calculation	
$A =$	127 in	$G_0 =$	123 in	$d =$	1.5 in	$T_p \text{ min} =$	1
$B =$	120.25 in	$N =$	0.875 in	$n =$	36	$X =$	1.5
$C =$	124.5 in	$a =$	0.3	$E_b =$	300000 psi	$T_p \text{ max} =$	19500
$t =$	2.9375 in	$G_b =$	3400 psi	$S_a =$	25000 psi	$S_y =$	3603 psi
$h =$	3.125 in	$G_s =$	93 psi	$S_b =$	25000 psi	$SL =$	923 psi
$g_0 =$	0.625 in	$T_{ps} =$	19500	$\alpha =$	14e-6 m/m°C	$Sm_1 =$	231 psi
$g_1 =$	1.125 in	$S_1 =$	1025 psi	Working conditions		$Sm_2 =$	3273 psi
$E_f =$	3000000 psi	$S_5 =$	15160 psi	$P =$	725 psi	$Sm_0 =$	3273 psi
$\mu =$	0.3 in	$E_g =$	622028 psi	$T_i =$	525 °C	$W_{mo} =$	188349 lbs
$S_{fa} =$	17500 psi	$tg =$	0.065 in	$T_B =$	25 °C	$Am =$	7.53 in²
$S_{fo} =$	17500 psi	$A_p =$	0 in²	$M_e =$	0 in.lb	$Ab \geq Am ?$	Oui
$\beta =$	23	$\alpha =$	6e5 m/m°C	$F_a =$	0 lb	$W =$	444812 lbs
$\alpha =$	12e-6 m/m°C	$C_{cr} =$	0.04 m°C-1	$T_c =$	1		
$h_0 =$	30			$\gamma =$	0.75		
				<input type="checkbox"/> Tick if loose flange			
<input checked="" type="radio"/> flexible		<input type="radio"/> convenient		$X =$			
<input type="button" value="Solve"/> <input type="button" value="Copy"/> <input type="button" value="Close"/> <input type="button" value="New Data"/> <input type="button" value="Load data"/> <input type="button" value="See Results"/>							

Figure 27 Fenêtre de données pour le calcul des assemblages boulonnés.

4.3 Rigidités de la bride

4.3.1 Rigidité due à la pression

La rotation de la bride soumise à l'effet de la pression interne d'un fluide donné est exprimée par l'équation (2-16). Cette rotation peut être obtenue par la méthode des éléments finis. La figure 28 illustre la manière avec laquelle le mouvement de rotation s'effectue. Pour avoir une valeur numérique de cette rotation, la pente de la droite des déplacements de la bride dans la direction axiale en fonction de la position radiale est obtenue. La figure 29 présente cette pente pour différents cas de brides dans le cas de la méthode des éléments finis.

Enfin, le tableau I regroupe l'ensemble des résultats analytiques et des éléments finis, en termes de rigidité. La rigidité de la bride sous l'effet de la pression s'obtient en divisant cette même pression par la rotation induite, éq.2-17. S'agissant des brides 127'' d'un échangeur de chaleur [3], C1 et C2 [56], les résultats issus des travaux des auteurs suscités, ont été rajoutés pour une meilleure comparabilité.

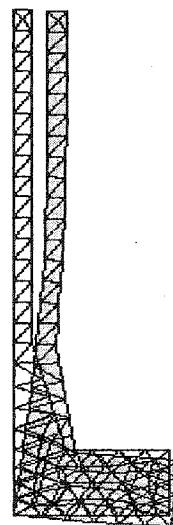


Figure 28 Déformée du modèle sous l'effet de la pression

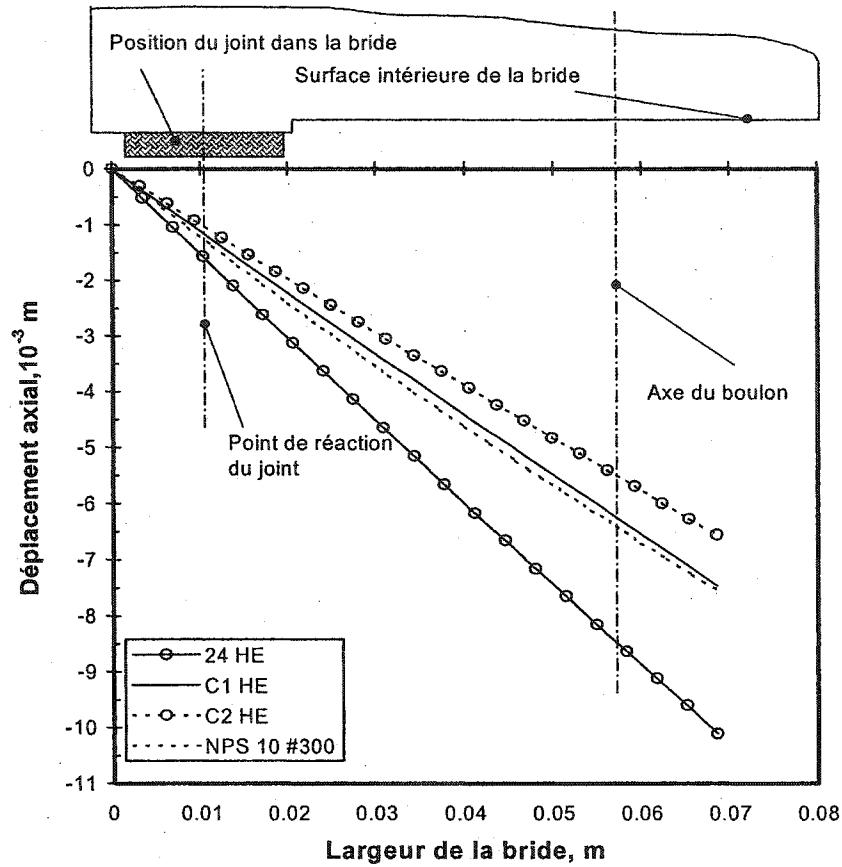


Figure 29 Déplacement axial dû à la pression pour différents cas de brides

Tableau I

Comparaison des rigidités

Bride	$K_{IP} [10^5]$, (N/m ²)			% d'erreur Analytique/MEF
	MEF	Analytique	Résultats selon [14]	
24 HE	3.92	3.88	-	1.03%
C1 HE	4.9	4.81	4.71	1.87%
C2 HE	4.59	4.90	4.33	6.3%
127 HE	0.485	0.613	0.413	20.88%
	0.485	0.513 ¹	0.413	5.7%

Les résultats analytiques présentés sont en concordance avec ceux de la méthode des éléments finis ainsi qu'avec ceux des auteurs cités en référence. Toutefois, les différences qui subsistent sont en grande partie inhérentes aux hypothèses faites dans le modèle analytique.

En effet, la bride a été scindée en deux parties; le cylindre a été traité selon la théorie des tubes à paroi mince et l'anneau de la bride, auquel s'ajoute la colllerette, selon la théorie des anneaux. C'est dans ce dernier cas qu'une erreur minime s'introduit du fait de la géométrie de la bride.

Il aurait été possible de considérer la colllerette comme un cylindre à paroi mince en prenant comme épaisseur la valeur médiane entre l'épaisseur du haut, qui correspond à celle du cylindre, et celle du bas qui se trouve à l'intersection avec l'anneau de la bride. Cette alternative n'aurait pas donné lieu à une approche beaucoup plus précise du

¹ Le calcul analytique dans ce cas s'est fait sur la base de la théorie des anneaux en négligeant la colllerette, c'est-à-dire en considérant la bride comme un simple anneau tel que décrit dans la partie théorique.

modèle. Cependant, dans le cas des brides de grande dimension à savoir celle de 127'', cette hypothèse donne de très bons résultats. En effet dans ce cas précis, la bride composée de l'anneau et de la colllerette peut être assimilée à un simple anneau.

4.3.2 Rigidité due à un moment

De la même façon, il est possible de faire une comparaison des résultats obtenus avec le modèle analytique et la méthode des éléments finis ou avec ceux des références déjà citées dans le cas de la pression. L'équation (2-25) donne la relation de la rigidité de la bride soumise à un moment de flexion. Le tableau II présente les résultats.

Le modèle des éléments finis utilisé pour déterminer la rotation de la bride sous l'effet d'un moment est le même que celui de la pression. La manière de déterminer la pente est, elle aussi, identique.

Tableau II

Comparaison des rigidités sous l'effet d'un moment

Bride	K _{FM} [10 ⁶], (Nm/m)				% d'erreur MEF/Analytique
	MEF	Analytique	Super- Flange	Code ASME	
24 HE	0.877	0.986	0.962	0.773	11%
C2 HE	2.36	2.13	2.55	1.53	10.8%
C1 HE	1.39	1.48	1.50	1.07	5.7%
127 HE	0.704	0.641	0.735	0.715	9.9%

Il est important de remarquer que les résultats obtenus avec la méthode analytique sont tout à fait satisfaisants par rapport à la méthode des éléments finis ainsi que le programme SuperFlange qui utilise les équations de Bessel.

En ce qui concerne la formule donnée par le code ASME (équation (2.19)), les résultats sont concordants s'agissant des brides de diamètre 127" et 24", et moins satisfaisants pour les brides C1 et C2 avec des erreurs respectives de 30 et 54%.

Par conséquent, la formule proposée par le code ASME ne donne pas de résultats fiables pour tous les cas de brides.

4.3.3 Effet du chargement thermique

Dans le cas de la température, les résultats sont présentés dans le tableau ci-après. Deux coefficients de transfert thermique ont été choisis uniquement dans le but de valider la théorie pour deux cas bien différents de transfert de chaleur, l'un caractérisant un gaz ($h_i=150 \text{ W/m}^2/\text{°C}$) et l'autre un liquide ($h_i=1500 \text{ W/m}^2/\text{°C}$).

Par ailleurs, les brides retenues ont été choisies de diamètre différent, allant d'une bride NPS 3 pouces classe 300 à une bride d'échangeur de chaleur de diamètre 42 pouces. La température interne du fluide est de 275°C.

Tableau III

Comparaison des rotations sous l'effet d'un chargement thermique

Bride	Coefficient de transfert thermique (w/m ² /°C)	Rotation (°10 ⁻²)		% d'erreur Analytique/MEF
		MEF	Analytique	
3 NPS	150	1.34	1.30	2.9%
	1500	1.11	1.06	4.5%
10 NPS	150	1.83	1.76	3.8%
	1500	1.53	1.41	7.8%
24 HE	150	4.81	3.98	17.2%
	1500	3.26	3.14	3.7%
42 HE	150	5.32	4.70	11.6%
	1500	3.55	3.75	5.6%

Il apparaît nettement que les résultats analytiques concordent avec la MEF, comme déjà signalé. Toutefois certaines différences existent et s'expliquent par rapport aux hypothèses faites sur le modèle théorique. La même hypothèse faite sur l'anneau de la bride justifie en partie ces erreurs. De plus, dans le cas de la température, le calcul du paramètre β se fait graphiquement. Cela induit des sources d'erreur de lecture évidente de l'ordre de 5%. Enfin, les déplacements et rotations découlant des gradients de température dans les directions axiale et radiale ne sont pas pris en considération et le transfert de chaleur à travers la collerette est négligé.

Les mêmes résultats analytiques découlant du modèle sont comparés avec ceux de Nechache [16], dont les travaux sont axés sur le développement d'une méthode analytique sophistiquée de l'effet de l'expansion thermique sur la redistribution de la

charge. Le transfert de chaleur à travers la collette est inclus ainsi que les gradients de température dans les directions axiale et radiale. Les résultats sont proposés dans le tableau IV.

Tableau IV

Comparaison des rotations sous l'effet d'un chargement thermique

Brides	Coefficient de transfert thermique ($\text{w/m}^2/\text{°C}$)	Rotation ($\text{°} \cdot 10^{-2}$)		% d'erreur Analytique/MEF
		Référence [16]	Analytique	
3 NPS	150	1.10	1.30	18.18%
	1500	0.99	1.06	7%
24 HE	150	4.64	3.98	14.2%
	1500	3.30	3.14	4.8%
42 HE	150	4.94	4.70	4.81%
	1500	3.89	3.75	3.6%

Les résultats obtenus, comparativement au modèle analytique développé dans le présent travail sont très satisfaisants et indiquent que les hypothèses formulées induisent des erreurs acceptables variant de 4 à 18%.

Nous pouvons constater que les erreurs sont plus grandes lorsque h_i est petit, c'est-à-dire lorsque la chaleur reste emmagasinée à l'intérieur de l'assemblage. Dans ce cas précis, la prise en compte du transfert de chaleur à travers la collette ainsi que des gradients thermiques dans toutes les directions influe d'une manière plus accentuée sur les résultats. Par contre, pour un coefficient de transfert thermique 10 fois plus grand, la chaleur se dissipe beaucoup plus rapidement vers l'extérieur de l'assemblage et les erreurs commises dues aux hypothèses faites dans le modèle analytique sont minimes, de l'ordre de 5%.

4.4 Validation de la méthode graphique du calcul de β

Il est impératif de vérifier la méthode graphique de calcul du terme β par rapport à une méthode numérique dérivée d'un programme élaboré dans l'environnement Matlab qui utilise les fonctions de Bessel.

Cette validation a été effectuée sur trois cas de brides distincts, une bride NPS 10'' classe 300, une seconde d'échangeur de chaleur de diamètre 42'' et une dernière de diamètre 52''. La procédure de calcul est détaillée en annexe 3.

Tableau V

Comparaison du terme β entre la méthode numérique et la méthode graphique

Bride	Conductance β		% d'erreur
	Bessel	Analytique	
NPS 10''	57.93	61.35	5.9%
H.E 42''	47.94	53	9.8%
H.E 52''	29.38	28.31	3.6%

Nous pouvons constater que l'erreur dans les deux exemples est de l'ordre de 5%. La méthode graphique donne donc des résultats très satisfaisants. Il faut rappeler cependant que cette théorie fonctionne bien pour les brides de grande dimension, et que l'erreur s'accroît au fur et à mesure que les dimensions de la bride diminuent. Dans ses travaux, W. Brown [31] spécifie les intervalles de dimensions des paramètres géométriques des brides pour lesquels la méthode offre une erreur de l'ordre de 5 à 10%. Les intervalles des dimensions des brides dans lesquelles la méthode enregistre une telle erreur sont présentés à la fin du paragraphe 2.2.2.1.1

4.5 Charge sur le joint

Le présent travail vise la détermination de la charge sur le joint basée sur la notion d'interaction mécanique en introduisant flexibilité et étanchéité. Le programme sur Visual Basic développé en annexe 1 a pour but de procéder aux calculs analytiques y afférents. Simultanément une analyse par éléments finis a été conduite sur un modèle en trois dimensions afin de valider la théorie sur 4 brides de géométrie différente.

4.5.1 Serrage initiale et pression

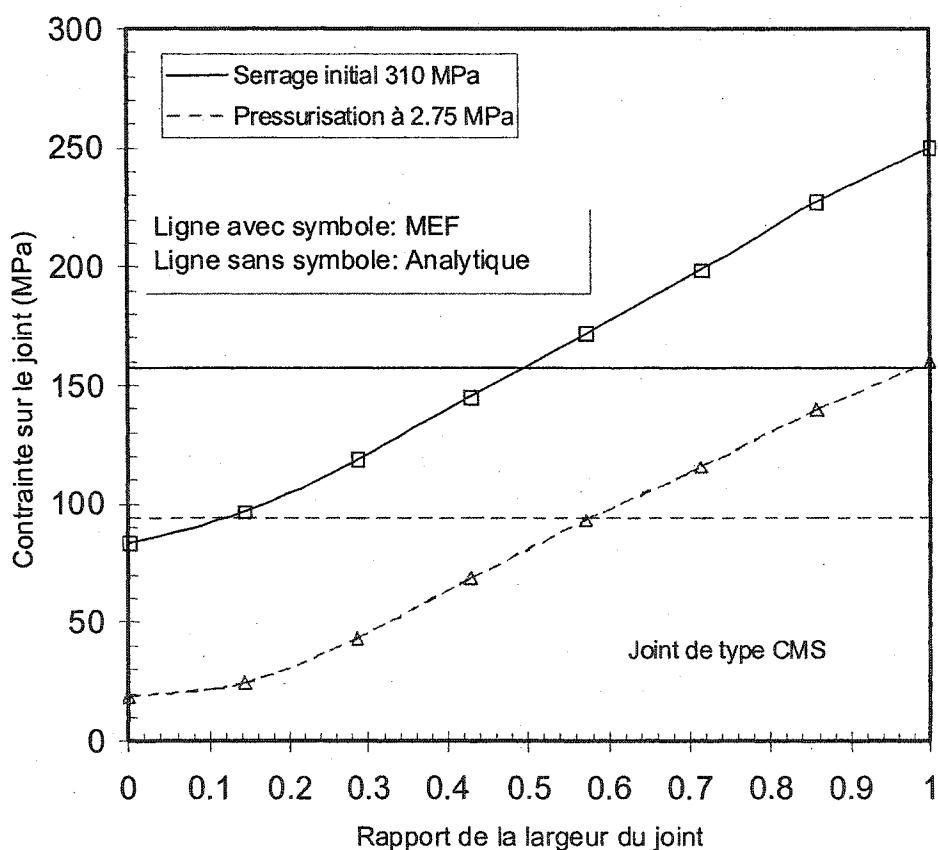


Figure 30 Distribution de la contrainte sur le joint sous l'effet du serrage des boulons et de la pression pour une bride 52'' H.E

Lors de l'application de la charge initiale dans les boulons le joint subit un écrasement provoqué par le déplacement axial de la bride. Après application de la pression, la charge dans les boulons diminue en raison du fait que la bride subit une rotation qui induit une perte de charge dans les boulons. Ce phénomène provoque alors une diminution de la contrainte sur le joint, comme illustré dans la figure 30.

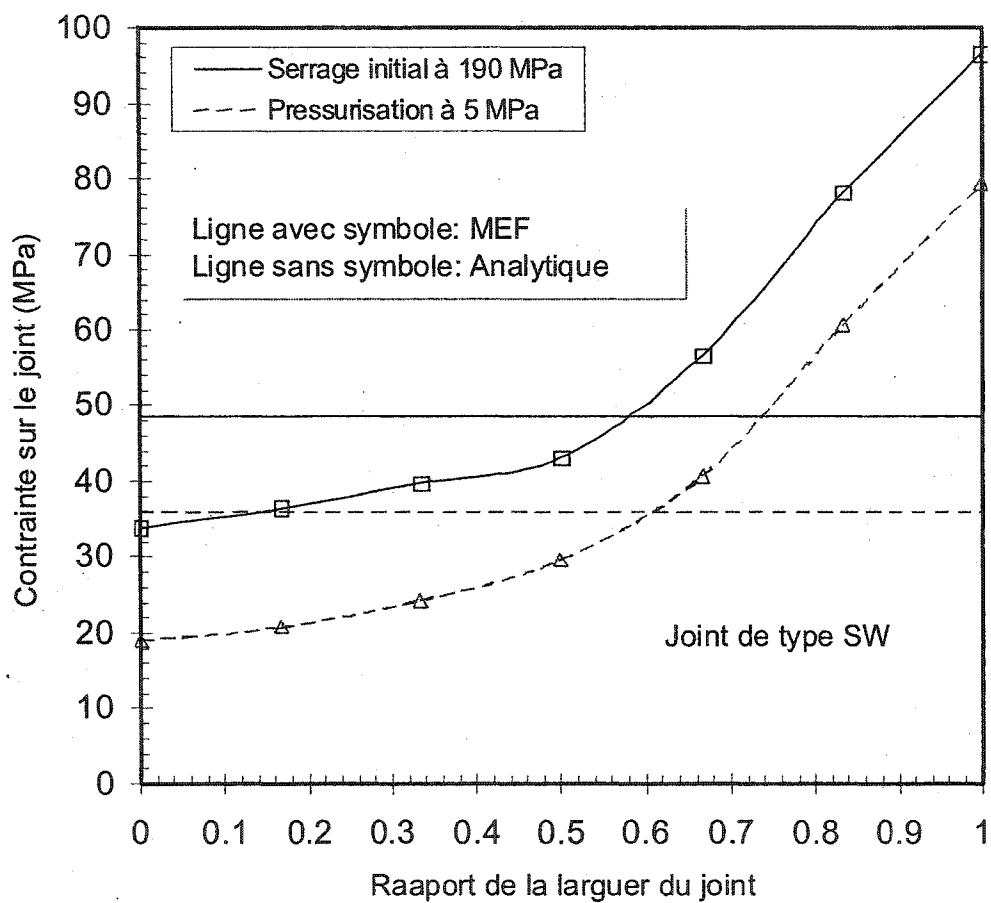


Figure 31 Distribution de la contrainte sur le joint sous l'effet du serrage des boulons et de la pression pour une bride NPS 16" classe 300

Le tableau VI regroupe les valeurs moyennes de la contrainte sur le joint obtenues analytiquement et celles obtenues par éléments finis pour 4 cas de brides.

Tableau VI

Comparaison de la contrainte sur le joint après application du serrage et de la pression

États	HE 52		HE-24		NPS-16		NPS 10	
	MEF (MPa)	Analytique (MPa)	MEF (MPa)	Analytique (MPa)	MEF (MPa)	Analytique (MPa)	MEF (MPa)	Analytique (MPa)
Serrage initial	167	157	91	91.5	51	49	83	84
Pressurisation	97	94.4	72	75.8	36.6	36	73	71
% de diminution de la charge	42%	39.9%	20.9%	17.2%	28.2%	26.5%	12%	15.5%
% de différence	5%		17.7%		6%		22%	

Les pourcentages de diminution des charges entre les deux méthodes sont sensiblement les mêmes, ce qui indique que le modèle analytique pour le calcul de la charge sur le joint après application de la pression est très précis.

4.5.2 Application d'un chargement thermique

Un chargement thermique, sous forme d'un gradient de température radial et axial, provoque, à l'instar de la pression, la rotation de la bride. En substituant la valeur de cette rotation dans l'équation (2.55), on obtient la valeur du déplacement axial de la bride sous l'effet de la température nécessaire au calcul final de la charge sur le joint.

Dans le cas de la méthode des éléments finis, une analyse thermique est menée séparément. Les résultats obtenus sont sauvegardés automatiquement par le programme Ansys. Les données seront réexploitées lors de l'application du serrage initial des boulons et de la pression. Ainsi, nous vérifierons la contrainte sur le joint après application de l'ensemble des charges.

C'est la rotation de la bride qui provoque l'écrasement du joint. Afin d'obtenir la rotation de la bride sous l'effet d'un chargement thermique, il est nécessaire de passer par le calcul de l'expansion radial due à la température de chaque composante de l'assemblage. Ce calcul implique, par ailleurs, l'évaluation des températures au niveau du cylindre, de la collerette, de l'anneau de la bride ainsi que du boulon.

Le modèle 3D des éléments finis permet d'évaluer la variation de la température à travers l'ensemble des composantes de l'assemblage. Un programme dans l'environnement Excel, regroupant les formules développées dans la partie théorique, conduit aux mêmes résultats. L'erreur entre les deux méthodes est minime, ce qui est de nature à valider la procédure de calcul adoptée dans le but de déterminer les déplacements de l'assemblage sous l'effet d'un chargement thermique.

Les figures ci-après illustrent la variation de la température dans les directions axiale et radiale de deux assemblages distincts sous l'effet de la convection avec un fluide à une température de 275°C.

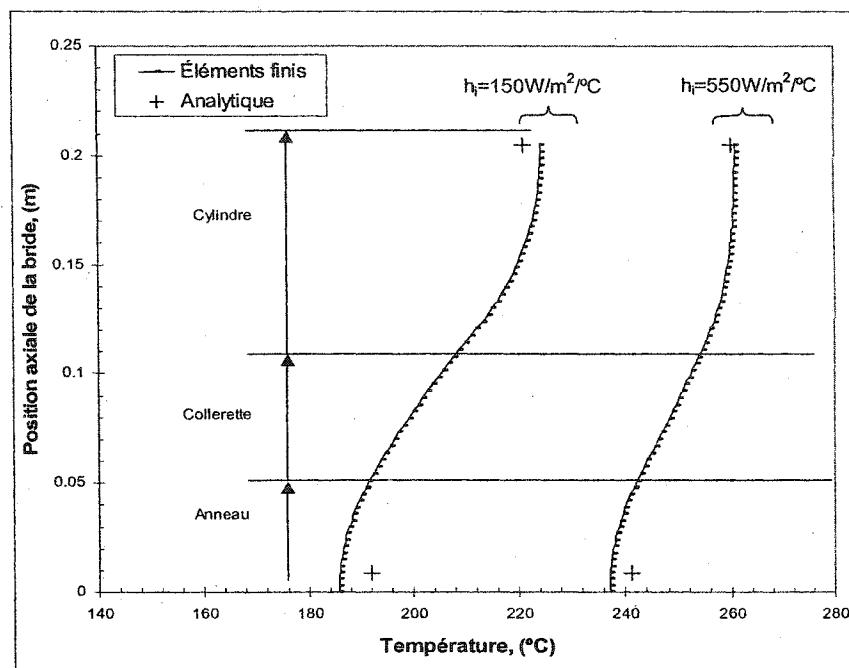


Figure 32 Variation de la température dans la direction axiale pour une bride NPS 10'' classe 300

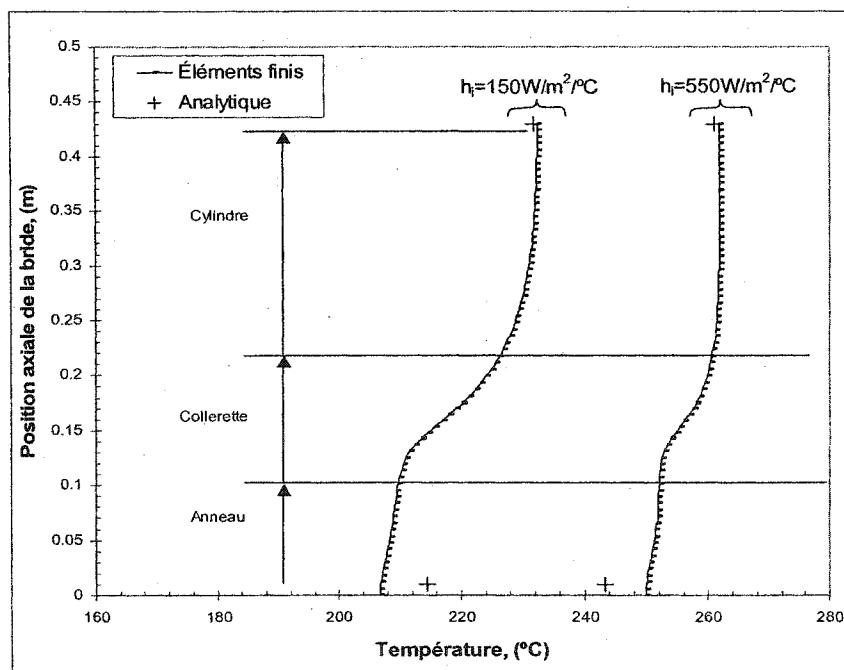


Figure 33 Variation de la température dans la direction axiale pour une bride H.E 52''

Les figures 32 et 33 illustrent la variation de la température en fonction de la position axiale de l'assemblage. Pour un coefficient de transfert thermique élevé, la dissipation de la chaleur est rapide et la différence de température entre le cylindre et l'anneau intérieur de la bride est réduite. Par contre pour un coefficient plus petit, la chaleur est emmagasinée et se dissipe moins rapidement ce qui explique la différence de température élevée entre le cylindre et l'anneau interne de la bride.

Les résultats analytiques concordent avec ceux des éléments finis. Dans le cas de la méthode analytique, les températures sont calculées au niveau du cylindre, et de l'anneau de la bride et sont représentés ponctuellement. Dans notre modèle la collerette et l'anneau de la bride forment un seul et même élément. Les erreurs ne dépassent pas les 5% dans le cas du calcul des températures au niveau du cylindre et de la paroi interne de l'anneau de la bride.

Par contre pour le calcul de la température au niveau de la partie externe de l'anneau de la bride, les erreurs commises sont plus importantes, de l'ordre de 10%, ce qui s'explique en majeure partie par le fait que le calcul du terme de conductance β de la bride se fait de manière graphique. Les figures 34 et 35 illustrent justement la variation de la température à travers la position radiale de la bride.

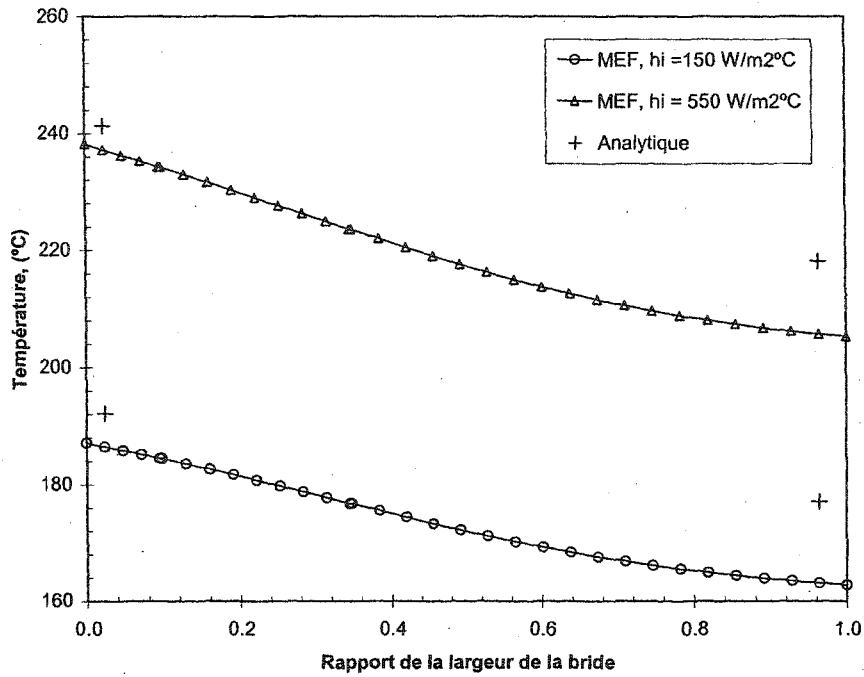


Figure 34 Variation de la température dans la direction radiale pour une bride NPS 10''

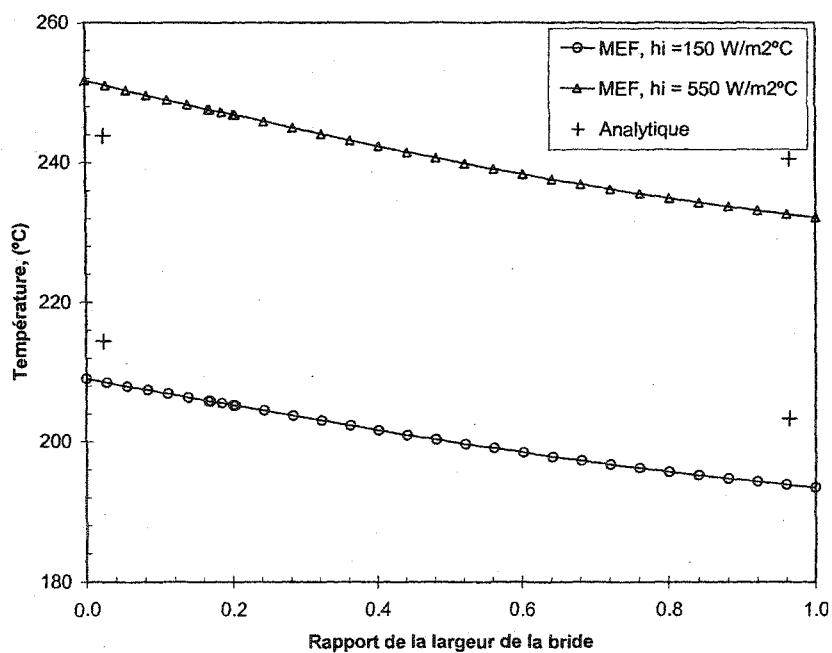


Figure 35 Variation de la température dans la direction radiale pour une bride H.E 52''

4.5.3 Fluage-relaxation

La relaxation de la plupart des joints s'opère durant les quinze premières minutes subséquentes au serrage, à température ambiante. C'est ce qu'ont démontré les travaux de A. Bazergui [37].

Pour mesurer la relaxation due au fluage, une bride standard de 8 pouces classe 300 a été utilisée en laboratoire avec un joint métallique ondulé d'épaisseur 1/8 pouce, recouvert de graphite expansé. L'assemblage est initialement serré à 414 MPa (contrainte dans les boulons), puis introduit dans un four pour être chauffé à une température de 343°C (650°F). L'assemblage est laissé ensuite se refroidir à l'air ambiant, sous une convection naturelle, et la charge dans les boulons est mesurée pour évaluer la relaxation. Les résultats sont alors comparés à ceux proposés par le modèle analytique à la figure 36.

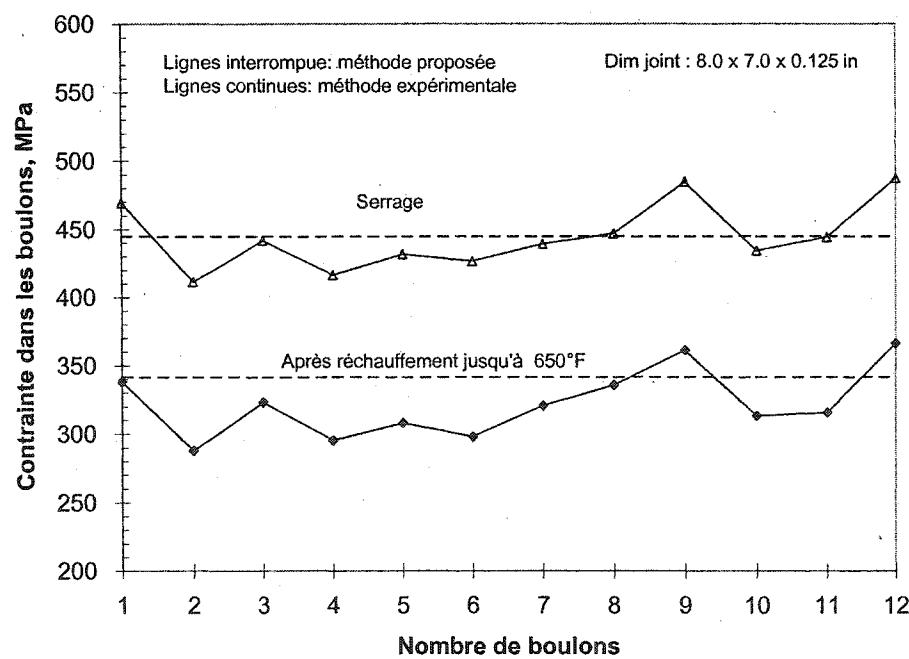


Figure 36 Variation de la contrainte dans les boulons

Le programme TightFlange permet de déterminer la charge sur le joint après relaxation. Cette valeur est une valeur moyenne et est représentée par une ligne sur le graphique. La charge dans les boulons H_B , et par conséquent la contrainte, est superposée à la courbe qui représente la variation de la charge dans les boulons dans le cas de l'expérience menée. En comparant cette valeur avec la moyenne de celles obtenues pour chaque boulon, on observe une erreur de 6% qui existe entre le test expérimental et la méthode analytique pour ce qui est de la charge après refroidissement. Cette différence est due au fait que le phénomène de fluage-relaxation n'est pas facilement contrôlable expérimentalement en raison de l'application graduelle de la charge dans les boulons. En effet lors du serrage, qui ne se fait pas instantanément sur tous les boulons, le joint commence déjà à fluer. Les résultats enregistrés reflètent une bonne approximation de la réalité.

4.5.4 Force sur le joint après application de toutes les charges

Les différentes charges subies par l'assemblage à brides boulonnées sont : le serrage des boulons, la pression, la température et la relaxation (qui fait diminuer la charge dans les boulons).

Après avoir vérifié chaque étape de calcul du modèle analytique, une comparaison de la charge finale sur le joint entre la théorie et les éléments finis devient possible. Le calcul de la charge finale sur le joint est donné par la relation (2.65). Le modèle 3D développé dans l'environnement Ansys permet d'évaluer la charge finale sur le joint dans les conditions d'opération.

Les quatre brides choisies sont deux brides standard 10 pouces classe 300 et 16 pouces classe 300 et deux brides d'échangeur de chaleur de diamètre 24 et 52 pouces. La figure 37 illustre la variation de la charge sur la largeur du joint, obtenue par élément fini, et la

valeur analytique obtenue avec le programme TightFlange pour la bride 52". La valeur analytique est une valeur moyenne, représentée par une ligne droite.

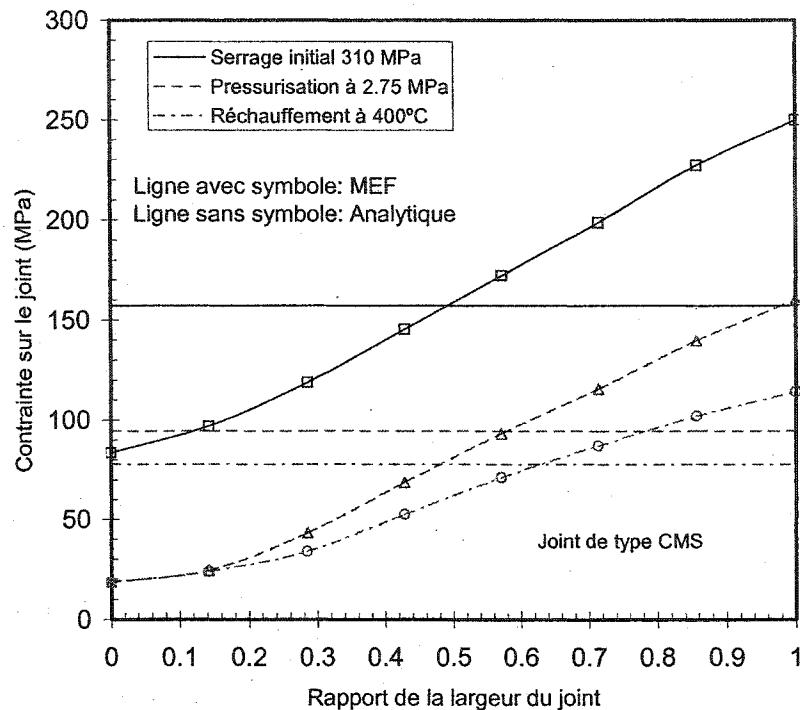


Figure 37 Distribution de la pression de contact sur le joint pour une bride 52 pouces H.E

La diminution de la contrainte sur le joint est très nette. Lors de la pressurisation, cette diminution atteint 40% de la valeur de la charge sur le joint après le serrage initial. Après application de la température, la charge diminue de 24%. Cette réduction de la charge dans le joint est importante. Ce comportement varie d'un assemblage à brides boulonnées à un autre en raison de la rigidité du joint par rapport à la bride et aux boulons.

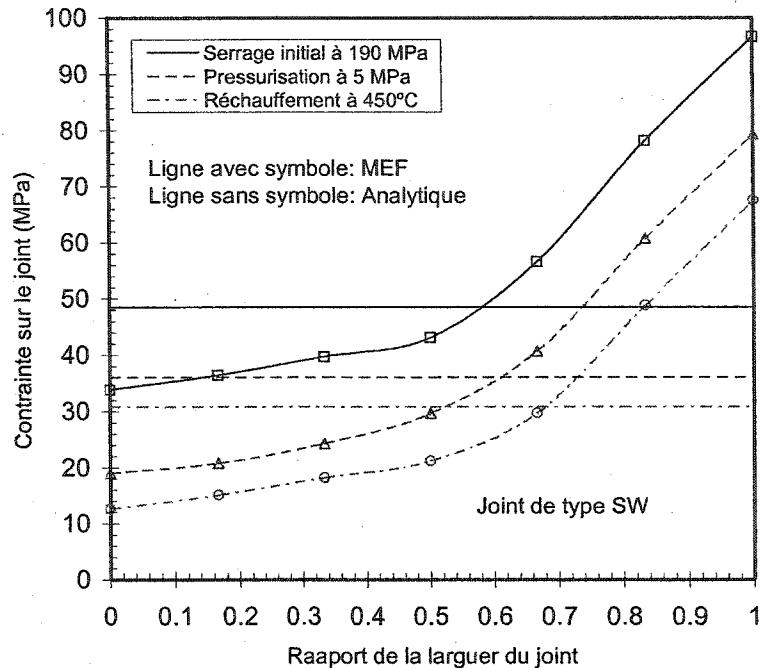


Figure 38 Distribution de la pression de contact sur le joint pour une bride 16 pouces classe 300

Dans le cas de la bride standard de diamètre 16 pouces classe 300 la perte de charge sur le joint entre l'état initial (serrage) et l'état de pressurisation demeure conséquente, soit 28%, mais reste inférieure à celle de la bride précédente. Cela s'explique par le fait que l'effet de fond dans ce dernier cas est moins important.

Pour mieux apprécier les résultats, le tableau VII offre une comparaison des contraintes moyennes sur le joint. Dans le cas de la méthode des éléments finis, une variation de la contrainte à travers la largeur du joint est obtenue comme l'illustre la figure 38. Dans le cas des résultats analytiques une seule valeur existe qui correspond à la contrainte moyenne sur le joint. En pratique, cette valeur est facile à déterminer dans le cas de l'état initial. Cependant, après application des conditions de design, la localisation de cette contrainte est plus complexe en raison de l'interaction entre toutes les composantes

de l'assemblage. Bouzid, A. et al. [54] proposent une façon de déterminer le diamètre au niveau duquel se trouve celle-ci. Pour une distribution uniforme de la contrainte la localisation de la réaction du joint est donnée par la relation :

$$G = \frac{2}{3} \left[\frac{G_o^2 + G_i^2 + G_o G_i^2}{G_o + G_i} \right] \quad (4.1)$$

où G_o et G_i représentent respectivement les diamètres extérieur et intérieur du joint. La comparaison de la contrainte moyenne sur le joint entre les résultats analytiques et ceux obtenus par éléments finis peut être effectuée.

Tableau VII

Comparaison de la contrainte sur le joint après application de toutes les charges

États	HE 52		HE-24		NPS-16		NPS 10	
	MEF (MPa)	Analytique (MPa)	MEF (MPa)	Analytique (MPa)	MEF (MPa)	Analytique (MPa)	MEF (MPa)	Analytique (MPa)
Serrage initial	167	157	91	91.5	51	49	83	84
Pression + température	73.18	77.8	64	69.1	26.7	30.8	64	66.2
% de diminution de la charge	54.2%	50.44%	29.7%	24.5%	47.6%	37.2%	22.9%	21.2%
% de différence	6.9%		17.5%		21.8%		7.4%	

La perte de la charge sur le joint est significative dans les quatre cas étudiés. Dans celui de la bride de 52 pouces, elle est de l'ordre de 50%. Pour les autres brides, cette variation oscille entre 36% pour celle de 16 pouces à 21% pour celle de 10 pouces. La

perte de la charge due à la pression est bien plus importante que celle due à la température. La comparaison faite entre le modèle théorique et la méthode des éléments finis montre que les résultats sont concordants et que les pourcentages de diminution de la charge sont très proches entre les deux méthodes.

La comparaison est établie sur la base de chaque état de chargement. Le premier consiste en celui du serrage initial. Dans la partie 3.3.5.3 nous avons vérifié que le modèle 3D des éléments finis offrait de très bons résultats lors de l'application d'une charge dans les boulons.

La seconde phase de chargement, la pressurisation, présente des résultats comparables entre les deux méthodes, tableau VI.

Enfin, la dernière phase de chargement, qui consiste en un chargement thermique, présente, elle aussi, des résultats très satisfaisants. Le pourcentage de diminution de la charge entre la méthode des éléments finis et la méthode analytique est sensiblement le même.

Les sources d'erreur qui existent peuvent trouver leur explication dans le fait que dans le modèle analytique, le comportement du joint est considéré comme étant linéaire, alors que le comportement réel simulé dans la méthode des éléments finis est un comportement non-linéaire. De plus, la réaction du joint dans le modèle analytique est supposée agir à un diamètre $G = (A_g + B_g)/2$, alors qu'il a été souligné que cette réaction se trouvait à un diamètre un peu plus grand.

Au demeurant, les hypothèses faites sur le modèle analytique déjà évoquées lors des développements préalables et dont nous avons déjà fait état dans les paragraphes précédents viennent aussi justifier ces erreurs. Celles-ci n'étant pas très significatives, la

méthode analytique développée pour la conception des assemblages à brides boulonnées conserve toute sa fiabilité.

4.5.5 Comparaison des résultats entre la méthode BFJ et la méthode proposée

La dernière validation opérée consiste à comparer les résultats obtenus avec le programme TightFlange et ceux effectués par Payne, J.R. et Schneider R.W. [57]. Une bride d'échangeur de chaleur de diamètre 32 pouces, dont les dimensions sont spécifiées en annexe 2, est étudiée par les auteurs suscités. Une feuille de calcul, similaire à celle utilisée dans le code ASME traditionnel, y est présentée.

La pression appliquée du fluide interne est de 2.75 MPa. Le type de joint utilisé est un joint plat en fibres d'amiante d'épaisseur 1/16 de pouces. La charge requise sur le joint est de 45.5 MPa. Cependant l'efficacité de l'assemblage est de 75% et la classe d'étanchéité est 1 (standard). Avec un facteur d'efficacité de 75% la valeur minimum pouvant être obtenue est ηW et la valeur maximum $(2-\eta)W$, W étant la charge requise dans les boulons.

Dans le programme TightFlange, et ce afin de comparer les résultats avec ceux existants, la charge sur les boulons devant être appliquée est la suivante :

- Sachant que la contrainte requise est 45.5 MPa, pour être certain d'avoir au moins cette valeur compte tenu du paramètre d'efficacité de l'assemblage, la contrainte devant être apposée est 60.67 MPa ($6604/\eta$). La contrainte minimale appliquée sur les boulons sera alors $\eta \cdot 60.67 = \eta \frac{45.5}{\eta} = 45.50$ MPa . La même procédure est adoptée par le code BFJ.

Le même exemple est à nouveau examiné en prenant une efficacité de l'assemblage de 1 soit 100% et une classe d'étanchéité de 10. Enfin le troisième cas étudié est une bride NPS 16" classe 300.

L'ensemble des résultats est regroupé dans le tableau ci-dessous :

Tableau VIII

Comparaison entre la méthode analytique et le code BFJ

Charge sur le joint (Mpa)	Cas 1		Cas 2		Cas 3	
	BFJ	Tight-Flange	BFJ	Tight-Flange	BFJ	Tight-Flange
Charge initiale	45.5	45.5	70.3	70.3	47.6	47.6
Après pressurisation	9.2	20.25	15.58	33.9	19.2	38.9

Il apparaît nettement que les résultats diffèrent entre les deux méthodes. Le calcul de la contrainte sur le joint dans le cas de la méthode analytique est basé sur l'analyse de flexibilité développée au cours de nos travaux. La précision du calcul de la charge par le biais de la méthode de flexibilité a donné des résultats très satisfaisants comparativement à ceux obtenus par la méthode des éléments finis.

Dans les trois cas, la contrainte sur le joint calculée par la méthode BFJ est deux fois plus petite que celle obtenue analytiquement, l'erreur étant de l'ordre de 50%. Cette dernière s'avère donc être trop conservatrice. Selon le code BFJ, la perte de la charge théorique est très importante. La charge dans les boulons devra être plus grande que la réalité et, par voie de conséquence, il y aura un surdimensionnement. Cette différence s'explique par le fait que dans le code BFJ la contrainte en opération sur le joint Sm2 est

divisée par un facteur de 1.5 dont la provenance est controversée, ce qui conduit inévitablement à l'obtention de contraintes plus basses.

Ainsi en plus de prendre en compte l'ensemble des charges externes, le modèle analytique développé introduit également la notion prépondérante d'étanchéité du joint, s'inspirant en grande partie des travaux menés par le PVRC et ayant conduit au développement d'un nouveau code ASME [15].

De plus la notion de flexibilité, occultée par la plupart des codes, contribue de beaucoup à l'obtention d'une charge sur le joint plus précise que celle calculée dans les autres codes existants.

CONCLUSION

Ainsi, la méthodologie développée permet un calcul plus précis de la charge sur le joint dans les assemblages à brides boulonnées et par conséquent constitue une méthode de design plus sophistiquée dans la mesure où les notions fondamentales de flexibilité de chaque élément de l'assemblage et celle de l'étanchéité ont été incorporées.

De plus, les effets dus aux charges mécaniques et thermiques, tels la pression, les forces axiales, les moments externes, la dilatation thermique et le fluage ont été pris en compte dans le calcul de la contrainte sur le joint en opération, permettant d'aboutir inéluctablement à une approche conceptuelle plus rigoureuse.

L'actuel code de design ASME des assemblages à brides boulonnées ne tient pas compte de l'ensemble de ces effets qui interagissent sur le système. En ce qui concerne la flexibilité de l'assemblage, celle-ci existe, mais son utilisation demeure ambigu dans le sens où le code limite la rotation de la bride à 0.3 degré pour les brides avec collerette et à 0.2° pour celles sans collerette [58].

Par ailleurs, l'introduction de la notion d'étanchéité, par analogie aux travaux menés par le PVRC ayant aboutis au code BFJ, représente une amélioration certaine dans la conception des assemblages à brides boulonnées. Dans la méthode traditionnelle, aucune allusion aux fuites n'est faite.

Partant du principe qu'un joint parfaitement étanche n'existe pas, il est impératif d'introduire la notion d'étanchéité, voire celle de la quantité de fuite produite dans tel ou tel cas d'assemblage. Un joint étanche, conformément à l'approche décrite dans ce modèle, peut être obtenu en procédant à un choix judicieux de ses propriétés mécaniques et des conditions d'assemblage de la bride. Le facteur-clé d'un joint étanche est la contrainte sur le joint. Plus celle-ci est élevée et plus le joint sera étanche.

Un algorithme de calcul est proposé afin de dimensionner l'assemblage à brides boulonnées conformément aux notions de flexibilité, d'interaction mécanique et d'étanchéité. Cet algorithme a été introduit sous forme d'un programme dans l'environnement Visual Basic, offrant une interface objet fort adéquate dans le cas précis du design des assemblages à brides boulonnées, sachant que la dans la majeure partie des codes, le dimensionnement de tels assemblages se fait par le biais d'une feuille de calcul.

Il y a lieu de signaler que le présent travail a fait l'objet de deux publications, la première lors de la conférence PVP (Pressure and Vessel Piping), [59], et la seconde lors de la conférence internationale sur les réservoirs sous pression ICPVT (International Conference of Pressure Vessel Technologie), [60].

Le modèle analytique développé dans le présent travail a été confronté à des résultats issus de la méthode des éléments finis ainsi qu'à des résultats déjà existants, et ce avec des modèles 2D et 3D axisymétriques. Dans tous les cas les comparaisons ont démontré une très bonne concordance entre les différents résultats.

Dans un premier temps nous nous sommes intéressés au modèle mécanique en comparant les rigidités de différents cas de brides avec celles calculées par les éléments finis.

Pour ce qui est de la rigidité sous l'effet de la pression les erreurs ne dépassent pas les 6%, excepté pour la bride de 127''. Dans ce dernier cas l'erreur est de 20%. Cependant en ajustant le modèle analytique de façon à considérer la bride comme étant un anneau sans collierette, l'erreur diminue jusqu'à atteindre une valeur de 5%.

En effet, pour les brides de petites dimensions, la colllerette, devant le reste de la géométrie de la bride, représente une partie considérable qu'il est difficile de négliger, tandis que pour les brides de très grandes dimensions, la colllerette est négligeable devant le reste de la géométrie de la bride. De plus, dans notre analyse de discontinuité, l'anneau de la bride et la colllerette formant un seul élément, la rotation de la bride fait que l'ensemble reste rigide.

Par ailleurs, les résultats analytiques ont été comparés à des calculs fais par Rodabaugh [9], et ont été en très bon accord.

Le calcul de la rigidité de la bride due à un moment de flexion a quant à lui était comparé à la méthode des éléments finis ainsi qu'à la formule de l'équation (3.19) du code ASME. Les résultats ont été très concluants avec un maximum d'erreur de 10% par rapport aux éléments finis.

Pour ce qui est de la formule du code, les résultats ont été satisfaisants en comparaison avec la méthode des éléments finis, excepté pour la bride C2, où l'erreur était de l'ordre de 40%. Nous pouvons conclure que, dans certains cas de brides, la formule du code est inappropriée.

En effet les résultats enregistrés pour le calcul de la rotation de la bride sous l'effet d'un moment sont plus précis que la formule du code ASME. Les erreurs commises dans notre approche étaient de l'ordre de 5 à 10% tandis que pour celles du code certaines dépassaient les 30%.

Dans un second temps nous avons comparé le modèle analytique thermique par rapport au modèle analytique des éléments finis en 2D. Il nous a été permis de comparer les rotations de différentes brides sous l'effet de la température ainsi que le profil des températures dans l'assemblage. Le calcul des rotations a offert de bons résultats avec

un maximum de 17% dans le cas de la bride d'échangeur de chaleur de diamètre 24'', tandis que dans le cas du calcul des températures, l'erreur était de l'ordre de 10%. Il est à noter que dans le cas du modèle analytique, les températures ont été calculées à trois endroits différents, à savoir au niveau du cylindre loin de la collerette, au niveau de l'anneau interne de la bride, et enfin au niveau de l'anneau externe de la bride.

Les erreurs sont essentiellement dues aux hypothèses de départ faites sur le modèle analytique, ne considérant ni le gradient de température dans la direction axiale, ni celui dans la direction radiale et par voie de conséquence la distorsion qui en résulte. De plus, dans le calcul de la résistance interne de l'anneau externe de la bride, le terme β de conductance thermique est déterminé graphiquement.

La méthode graphique utilisée pour le calcul du terme β a donné de bons résultats en comparaison avec un programme développé dans l'environnement matlab utilisant les fonctions de bessel. L'erreur maximale atteinte est de 9%.

Après avoir comparé les éléments de calcul relatifs à la flexibilité de la bride, il a été mené une comparaison sur le calcul de la contrainte sur le joint après application de toutes les charges, entre le modèle analytique et le modèle 3D des éléments finis. Dans ce cas précis, les pourcentages de différence de diminution de la charge ont été comparés, démontrant une bonne concordance entre les deux méthodes.

Les erreurs commises s'expliquent par le fait que dans le modèle analytique le comportement du joint en décharge a été considéré linéaire, tandis que dans le modèle des éléments finis le comportement réel du joint, fortement non linéaire, a été exploité. De plus, le calcul analytique de la contrainte est une valeur moyennée, alors que dans le cas des éléments finis il s'agit d'une variation de la contrainte à travers la largeur du joint. La valeur moyenne des éléments finis a été prise approximativement au niveau du milieu de la courbe de variation, ce qui ne correspond pas toujours à cette valeur.

Une comparaison entre notre méthode et celle du nouveau code BFJ a été menée en comparant la perte de charge entre l'état initial qui est celui du serrage des boulons, et l'état final qui correspond à l'application de la pression et autres chargements externes. Les résultats ont démontré que le code BFJ était trop conservateur. Par ailleurs cette même perte de charge, évaluée dans notre modèle, a été comparée à celle calculée par la méthode des éléments finis, et les différences peu élevées nous assurent de la fiabilité de notre modèle analytique.

Enfin le phénomène du fluage a lui aussi été comparé à des travaux expérimentaux. La perte de charge sur le joint due au phénomène de fluage-relaxation est considérable et aucun code de calcul n'y fait référence explicitement. La formulation développée a été validée par des tests menés en laboratoire (HORT) et les résultats obtenus sont très satisfaisants dans la mesure où l'erreur n'excède pas les 6%.

En tout état de cause, le modèle analytique développé dans le but de concevoir plus justement les assemblages à brides boulonnées munies de joints d'étanchéité, a démontré une adéquation incontestable par rapport aux modèles des éléments finis et autres éléments de comparaison. De plus, la formulation globale présentée dans ce modèle présente une consistance avérée avec la philosophie générale de conception des assemblages à brides boulonnées du code ASME.

La méthode proposée est plus précise et surtout plus compréhensive. En considérant la flexibilité du joint et des boulons, la rotation de l'anneau de la bride sous l'effet d'un moment, d'une pression interne et de la température, la notion fondamentale d'étanchéité, le comportement de l'assemblage est cerné avec plus de précision et la charge finale sur le joint est assurément plus conforme à la réalité.

RECOMMANDATIONS

Dans la majeure partie des phénomènes étudiés, la formulation a été le plus souvent simplifiée en vue de rendre la méthode facile d'utilisation. Certains aspects, tels que les déplacements de la bride sous l'effet des gradients thermiques axial et radial, ont été négligés. Il n'est pas sans intérêt d'incorporer ces éléments dans le modèle afin d'obtenir une meilleure estimation de la charge sur le joint. De plus le comportement non linéaire du joint pourrait lui aussi être inséré dans le modèle.

Par ailleurs la méthode graphique développée pour le calcul de la résistance interne de l'anneau de la bride externe est valide pour des brides dont le diamètre est supérieur à 10''. Il serait bénéfique de généraliser cette méthode pour les brides de petit diamètre puisqu'elles sont les plus répandues dans les industries.

De plus, la corrélation des fuites entre le gaz de référence (hélium) et le fluide devrait être ajoutée pour assurer une parfaite maîtrise du comportement des assemblages à brides boulonnées.

Aussi, les effets de l'espacement des boulons et de la distribution de la contrainte sur la fuite identifiée par la largeur effective du joint pourraient avoir un impact considérable sur le dimensionnement des assemblages à brides boulonnées et pourraient faire l'objet de travaux futurs.

Il serait également intéressant de considérer l'interaction de l'écrou avec la bride. En effet lors de l'application du serrage initial l'écrou vient en contact avec la bride, ce qui représente le point de réaction réel de la force dans les boulons. Cependant dans le modèle analytique cette force est appliquée au cercle de boulon. De ce fait, dans le cas réel, si on considère une force appliquée au point de contact écrou-bride, le bras de levier de ce point d'application au centre de masse de la bride est plus petit, donc le

moment est moins important et par conséquent la bride subira une rotation moindre. La modélisation de ces phénomènes apporterait une meilleure précision de calcul de la charge sur le joint en opération.

Enfin, il y a lieu de signaler que le comportement des assemblages à brides boulonnées est complexe en raison de l'imbrication des différentes composantes et de la nature des comportements mécaniques qui les caractérise. De ce fait, un montage expérimental offrant la possibilité de varier le type de joints et de brides utilisés, et de contrôler leurs conditions de service, aura pour fonction de faciliter les comparaisons et de mettre en exergue le véritable comportement des assemblages à brides boulonnées.

ANNEXE 1

Programmes

1-Programme Ansys de génération d'une bride en 2D avec application de la pression pour la détermination de la rotation de la bride.

finish
/clear

!*Module de préparation *

/prep7

*afun,deg ! fonctions trigonométriques opèrent en degré

!*Paramètres géométriques et variables *

!Les unités sont en pouces

!Bride de Waters et al. 127 pouces

!BRIDE
ts=0.4
B=120.25
A=127
ric=B/2 ! b :rayon intérieur du cylindre
roc=ric+ts ! a :rayon extérieur du cylindre
g1=1.125
roh=ric+g1 ! x :rayon extérieur de la collerette
rof=A/2 ! o :rayon extérieur de l'anneau de la bride
h=3.125

!JOINT D'ÉTANCHÉITÉ
tf=1.9375
rirond=ric
rorond=ric+g1

y1=0
y2=tf
y3=y2+h
y4=y3+2*sqrt(ts*(ric+roc)/2)

$Z=(\text{roh}-\text{roc})/((y3)-y2)$

pression=50

E1=30000000 !(psi)

A1=12.5e-6 !(1/c)

K1=47 !(watt/m c)

mp,ex,1,E1

mp,kxx,1,K1

mp,alpx,1,A1

! type d'éléments

et,1,plane2,,,1 !triangle 6 noeuds axisymétrique structure

!*Création du modèle *

!déclarer les points clés

/pnum,kp,1

k,1,ric,y1

k,2,roc,y1

k,3,roh,y1

K,4,rof,y1

k,5,rof,y2

k,6,roh,y2

k,7,roc,y2

k,8,ric,y2

k,9,roc,y3

k,10,ric,y3

k,11,roc,y4

k,12,ric,y4

asel,none

rectang,ric,rof,y1,y2

aatt,1,1,1

/color,area,oran

a,8,7,9,10,8
aatt,1,1,1
/color,area,cblue

a,7,6,9,7
aatt,1,1,1
/color,area,cblue

a,10,9,11,12,10
aatt,1,1,1
/color,area,cblue
aadd,all
alls
aplot

esize,16/25.4
amesh,all
!*go,:fin

!*Module solution *

/solu

!*Chargement *

FLST,2,3,4,ORDE,3
FITEM,2,4
FITEM,2,13
FITEM,2,15

SFL,P51X,PRES,pressure,pressure

!*Conditions d'attachement *

nsel,s,loc,x,ric-eps,ric+0.0001
nsel,r,loc,y,y1,y1+0.0001
d,all,uy,0
alls

solve ! analyse structurale / effet de la pression interne

finish

```
*****  
!*Module des résultats *  
*****
```

/post1

nsel,s,loc,x,ric-eps,ric+0.0001
 nsel,r,loc,y,y1-eps,y4+0.0001
 plns,u,x

:fin

2-Programme Tight-Flange sur environnement Visual-Basic avec support Excel.

Option Explicit

Dim ToucheOk As Boolean

Déclaration des constantes de couleur

Const Violet = &HFF00FF

Const Rouge = vbRed

Const Noir = vbBlack

Const BleuCiel = &HFFFF80

Const Blanc = &H80000005

Déclaration des data

Public a As Double

Public b As Double

Public c As Double

Public t As Double

Public h As Double

Public g0 As Double

Public g1 As Double

Public Ef As Double

Public uf As Double

Public Sfa As Double

Public Sfo As Double

Public Wm0 As Double

```

Public Am As Double
Public Ab As Double
Public AbSupAm As Boolean
Public W As Double

'Boolean
Public Loose_Flange As Boolean
Public RésultatsAffichés As Boolean
Public Numérique As Boolean
Public TousNumériques As Boolean

```

```

Private Sub SolveButton_Click()
    If SaisieOk = True Then
        Solve
    End If
End Sub

```

```

Private Function SaisieOk() As Boolean
    'Vérifie que tous les paramètres ont une valeur et sont numériques
    Dim TousRemplis As Boolean
    Dim Mes1 As String
    Dim Mes2 As String
    Dim Smes1 As String
    Dim Smes2 As String

```

```

    SaisieOk = True
    TousRemplis = True

```

```

    If C_Ae.Text = "" Or C_Sa.Text = "" Or C_Sb.Text = "" Or C_Sfa.Text = "" Or
        C_ac.Text = "" Or C_Sfo.Text = "" Or C_Ap.Text = "" Or C_Gb.Text = "" Or
        C_Gs.Text = "" Or C_N.Text = "" Or C_Go.Text = "" Or C_P.Text = "" Or
        C_S1.Text = "" Or C_S5.Text = "" Or C_Tc.Text = "" Or
        C_A.Text = "" Or C_B.Text = "" Or C_C.Text = "" Or C_h.Text = "" Or
        C_t.Text = "" Or C_g0.Text = "" Or C_g1.Text = "" Or C_Ef.Text = "" Or
        C_uf.Text = "" Or C_Eg.Text = "" Or C_d.Text = "" Or C_Eb.Text = "" Or
        C_nb.Text = "" Or C_tg.Text = "" Or C_Mex.Text = "" Or C_Fa.Text = "" Then
            TousRemplis = False
    Else
        If OptionXFixe.Value = True And ValeurXFixe.Text = "" Then
            TousRemplis = False
        End If
    End If

```

```

If TousRemplis = False Then
    Mes1 = "All parameters must be entered!" & VBA.Chr(10)
    Smes1 = "Enter value to one or more parameters." & VBA.Chr(10)
    SaisieOk = False
    MsgBox Mes1 & VBA.Chr(10) & Smes1 & VBA.Chr(10) & "Correct mistaped
errors and continue.", vbExclamation
Else
    'Réinitialise les variables pour le calcul
    a = CDbl(C_A.Text)
    b = CDbl(C_B.Text)
    c = CDbl(C_C.Text)
    t = CDbl(C_t.Text)
    h = CDbl(C_h.Text)
    g0 = CDbl(C_g0.Text)
    g1 = CDbl(C_g1.Text)
    Ef = CDbl(C_Ef.Text)
    uf = CDbl(C_uf.Text)
    Sfa = CDbl(C_Sfa.Text)
    Sfo = CDbl(C_Sfo.Text)

    Go = CDbl(C_Go.Text)
    N = CDbl(C_N.Text)
    ac = CDbl(C_ac.Text)
    Gb = CDbl(C_Gb.Text)
    Gs = CDbl(C_Gs.Text)
    If C_Tps.Text = "" Then
        Tps = 0
    Else
        Tps = CDbl(C_Tps.Text)
    End If
    S1 = CDbl(C_S1.Text)
    S5 = CDbl(C_S5.Text)
    Eg = CDbl(C_Eg.Text)
    tg = CDbl(C_tg.Text)
    Ap = CDbl(C_Ap.Text)

    d = CDbl(C_d.Text)
    nb = CDbl(C_nb.Text)
    Eb = CDbl(C_Eb.Text)
    Sa = CDbl(C_Sa.Text)
    Sb = CDbl(C_Sb.Text)

    P = CDbl(C_P.Text)

```

```

If C_Mex.Text = "" Then
    Mex = 0
Else
    Mex = CDbl(C_Mex.Text)
End If
If C_Fa.Text = "" Then
    Fa = 0
Else
    Fa = CDbl(C_Fa.Text)
End If
Tc = CDbl(C_Tc.Text)
Ae = CDbl(C_Ae.Text)

If OptionXVariable.Value = True Then
    X = 1.5
Else
    X = CDbl(ValeurXFixe.Value)
End If
End If

```

End Function

```

Private Sub Solve()
'Procédure de calcul de l'effort de serrage
Const Pi = 3.14159265359
'Variables intermédiaires
Dim g As Double
Dim nn As Double
Dim n0 As Double
Dim Su As Double
Dim J_ind, Qe, He, Ss, Tpu, Smax As Double
Dim Tr As Double
Dim Ag As Double
Dim Ai As Double
Dim nt, Ast As Double
Dim AncSm1Sm2 As Double
Dim Cpt As Long
Dim a1 As Double
Dim a2 As Double
Dim a3 As Double
Dim a4 As Double
Dim a5 As Double
Dim a6 As Double

```

Dim b1 As Double
 Dim b2 As Double
 Dim b3 As Double
 Dim kjt As Double
 Dim sgt As Double
 Dim uct As Double
 Dim tgt As Double
 Dim tpg As Double

Dim A_tap, C_hub, C1, C2, C3, C4, C5, C6, C7, C8, C9, C10, C11, C12, C13, C14, C15, C16, C17, C18, C19 As Double
 Dim C20, C21, C22, C23, C24, C25, C26, C27, C28, C29, C30, C31, C32, C33, C34, C35, C36, C37 As Double
 Dim E1, E2, E3, E4, E5, E6 As Double
 Dim I As Double
 Dim bta, rs, dd As Double
 Dim HH, H_d, H_go, H_b, H_t, H_gs, R, hd, W1, hg, ht, ll, l As Double
 Dim Md, Mgo, Mt, Mo, Mgs, K_AB, T_Fac, U, Y, Z, g1go, ho, h_ho As Double
 Dim f, V, Fl, Vl, fs, e, d_Fac, Alpha, beta, gama, delta, lamda As Double
 Dim kb, kf, kg, kj, Ke, qp, kp, qm, km, r_f, r_p, r_t, Cr As Double
 Dim Fm, I_mom, J_p, Ar, Aa, Bb, G_ave, Cc, Ddg, Am1, Am2 As Double
 Dim ms_o, ms_g, Sh_g, Sh_o, Sr_o, Sr_g, St_o, St_g, SS_o, SS_g As Double

On Error GoTo ErreurCalcul

K_AB = a / b
 $T_{Fac} = 3 * K_{AB} * K_{AB} * (1 + 2 * (1 + uf) / (1 - uf) * \log(K_{AB})) - 3$
 $T_{Fac} = T_{Fac} / (\pi * (K_{AB} - 1) * (1 + (1 + uf) / (1 - uf) * K_{AB} * K_{AB}))$
 $U = 3 * K_{AB} * K_{AB} * (1 + 2 * (1 + uf) / (1 - uf) * \log(K_{AB})) - 3$
 $U = U / (\pi * (1 + uf) * (K_{AB} * K_{AB} - 1) * (K_{AB} - 1))$
 $Y = 3 * (1 - uf) + 6 * (1 + uf) * K_{AB} * K_{AB} * \log(K_{AB}) / (K_{AB} * K_{AB} - 1)$
 $Y = Y / \pi / (K_{AB} - 1)$
 $Z = (K_{AB} * K_{AB} + 1) / (K_{AB} * K_{AB} - 1)$
 $g1go = g1 / g0$
 $A_tap = g1go - 1$
 $ho = (b * g0) ^ 0.5$
 $h_ho = h / ho$
 $dd = Ef * g0 ^ 3 / (12 * (1 - uf ^ 2))$
 $rs = b / 2$
 $bta = ((3 * (1 - uf ^ 2)) / (rs * g0) ^ 2) ^ 0.25$

$C_{\text{hub}} = 48 * (1 - uf^2) * h_{\text{ho}}^4$
 $C1 = 1 / 3 + A_{\text{tap}} / 12$
 $C2 = 5 / 42 + 17 * A_{\text{tap}} / 336$
 $C3 = 1 / 210 + A_{\text{tap}} / 360$
 $C4 = 11 / 360 + 59 * A_{\text{tap}} / 5040 + (1 + 3 * A_{\text{tap}}) / C_{\text{hub}}$
 $C5 = 1 / 90 + 5 * A_{\text{tap}} / 1008 - (1 + A_{\text{tap}})^3 / C_{\text{hub}}$
 $C6 = 1 / 120 + 17 * A_{\text{tap}} / 5040 + 1 / C_{\text{hub}}$
 $C7 = 215 / 2772 + 51 * A_{\text{tap}} / 1232 + (60 / 7 + 225 * A_{\text{tap}} / 14 + 75 * A_{\text{tap}}^2 / 7 + 5 * A_{\text{tap}}^3 / 2) / C_{\text{hub}}$
 $C8 = 31 / 6930 + 128 * A_{\text{tap}} / 45045 + (6 / 7 + 15 * A_{\text{tap}} / 7 + 12 * A_{\text{tap}}^2 / 7 + 5 * A_{\text{tap}}^3 / 11) / C_{\text{hub}}$
 $C9 = 533 / 30240 + 653 * A_{\text{tap}} / 73920 + (1 / 2 + 33 * A_{\text{tap}} / 14 + 39 * A_{\text{tap}}^2 / 28 + 25 * A_{\text{tap}}^3 / 84) / C_{\text{hub}}$
 $C10 = 29 / 3780 + 3 * A_{\text{tap}} / 704 - (1 / 2 + 33 * A_{\text{tap}} / 14 + 81 * A_{\text{tap}}^2 / 28 + 13 * A_{\text{tap}}^3 / 12) / C_{\text{hub}}$
 $C11 = 31 / 6048 + 1763 * A_{\text{tap}} / 665280 + (1 / 2 + 6 * A_{\text{tap}} / 7 + 15 * A_{\text{tap}}^2 / 28 + 5 * A_{\text{tap}}^3 / 42) / C_{\text{hub}}$
 $C12 = 1 / 2925 + 71 * A_{\text{tap}} / 300300 + (8 / 35 + 18 * A_{\text{tap}} / 35 + 156 * A_{\text{tap}}^2 / 385 + 6 * A_{\text{tap}}^3 / 55) / C_{\text{hub}}$
 $C13 = 761 / 831600 + 937 * A_{\text{tap}} / 1663200 + (1 / 35 + 6 * A_{\text{tap}} / 35 + 11 * A_{\text{tap}}^2 / 70 + 3 * A_{\text{tap}}^3 / 70) / C_{\text{hub}}$
 $C14 = 197 / 415800 + 103 * A_{\text{tap}} / 332640 - (1 / 35 + 6 * A_{\text{tap}} / 35 + 17 * A_{\text{tap}}^2 / 70 + A_{\text{tap}}^3 / 10) / C_{\text{hub}}$
 $C15 = 233 / 831600 + 97 * A_{\text{tap}} / 554400 + (1 / 35 + 3 * A_{\text{tap}} / 35 + A_{\text{tap}}^2 / 14 + 2 * A_{\text{tap}}^3 / 105) / C_{\text{hub}}$
 $C16 = C1 * C7 * C12 + C2 * C8 * C3 + C3 * C8 * C2 - (C3 * C3 * C7 + C8 * C8 * C1 + C2 * C2 * C12)$
 $C17 = (C4 * C7 * C12 + C2 * C8 * C13 + C3 * C8 * C9 - (C13 * C7 * C3 + C8 * C8 * C4 + C12 * C2 * C9)) / C16$
 $C18 = (C5 * C7 * C12 + C2 * C8 * C14 + C3 * C8 * C10 - (C14 * C3 * C7 + C8 * C8 * C5 + C12 * C2 * C10)) / C16$
 $C19 = (C6 * C7 * C12 + C2 * C8 * C15 + C3 * C8 * C11 - (C15 * C3 * C7 + C8 * C8 * C6 + C12 * C2 * C11)) / C16$
 $C20 = (C1 * C9 * C12 + C4 * C8 * C3 + C3 * C13 * C12 - (C3 * C3 * C9 + C13 * C8 * C1 + C12 * C4 * C2)) / C16$
 $C21 = (C1 * C10 * C12 + C5 * C8 * C3 + C3 * C14 * C2 - (C3 * C3 * C10 + C14 * C8 * C1 + C12 * C5 * C2)) / C16$
 $C22 = (C1 * C11 * C12 + C6 * C8 * C3 + C3 * C15 * C2 - (C3 * C3 * C11 + C15 * C8 * C1 + C12 * C6 * C2)) / C16$
 $C23 = (C1 * C7 * C13 + C2 * C9 * C3 + C4 * C8 * C2 - (C3 * C7 * C4 + C8 * C9 * C1 + C2 * C2 * C13)) / C16$
 $C24 = (C1 * C7 * C14 + C2 * C10 * C3 + C5 * C8 * C2 - (C3 * C7 * C5 + C8 * C10 * C1 + C2 * C2 * C14)) / C16$

$$\begin{aligned}
 C25 &= (C1 * C7 * C15 + C2 * C11 * C3 + C6 * C8 * C2 - (C3 * C7 * C6 + C8 * C11 * \\
 &\quad C1 + C2 * C2 * C15)) / C16 \\
 C26 &= -(C_{\text{hub}} / 4)^{0.25} \\
 C27 &= C20 - C17 - 5 / 12 + C17 * C26 \\
 C28 &= C22 - C19 - 1 / 12 + C19 * C26 \\
 C29 &= -(C_{\text{hub}} / 4)^{0.5} \\
 C30 &= -(C_{\text{hub}} / 4)^{0.75} \\
 C31 &= 3 * A_{\text{tap}} / 2 - C17 * C30 \\
 C32 &= 1 / 2 - C19 * C30 \\
 C33 &= 0.5 * C26 * C32 + C28 * C31 * C29 - (0.5 * C30 * C28 + C32 * C27 * C29) \\
 C34 &= 1 / 12 + C18 - C21 - C18 * C26 \\
 C35 &= -C18 * (C_{\text{hub}} / 4)^{0.75} \\
 C36 &= (C28 * C35 * C29 - C32 * C34 * C29) / C33 \\
 C37 &= (0.5 * C26 * C35 + C34 * C31 * C29 - (0.5 * C30 * C34 + C35 * C27 * C29)) / \\
 &\quad C33 \\
 E1 &= C17 * C36 + C18 + C19 * C37 \\
 E2 &= C20 * C36 + C21 + C22 * C37 \\
 E3 &= C23 * C36 + C24 + C25 * C37 \\
 E4 &= 1 / 4 + C37 / 12 + C36 / 4 - E3 / 5 - 3 * E2 / 2 - E1 \\
 E5 &= E1 * (0.5 + A_{\text{tap}} / 6) + E2 * (0.25 + 11 * A_{\text{tap}} / 84) + E3 * (1 / 70 + A_{\text{tap}} / \\
 &\quad 105) \\
 E6 &= E5 - C36 * (7 / 120 + A_{\text{tap}} / 36 + 3 * A_{\text{tap}} / C_{\text{hub}}) - 1 / 40 - A_{\text{tap}} / 72 - C37 \\
 &\quad * (1 / 60 + A_{\text{tap}} / 120 + 1 / C_{\text{hub}})
 \end{aligned}$$

Calcul des caractéristiques géométriques de la bride

$$\begin{aligned}
 Af &= h / 2 * (g_0 + g_1) + (a - b) / 2 * t \quad \text{'aire de la bride} \\
 zh &= t + h / 3 * (2 * g_0 + g_1) / (g_0 + g_1) \quad \text{'composante axiale du centroïde de la bride} \\
 za &= ((a - b) * t^{2/4} + h / 2 * (g_1 + g_0) * zh) \\
 za &= za / ((a - b) * t / 2 + h / 2 * (g_1 + g_0)) \quad \text{'composante radiale du centroïde de la} \\
 &\quad \text{bride} \\
 Ih &= 1 / 12 * g_0 * h^3 + g_0 * h * (h / 2 + t - za)^2 + (g_1 - g_0) * h^3 / 36 \\
 Ih &= Ih + (g_1 - g_0) * h / 2 * (h / 3 + t - za)^2 \quad \text{'moment d'inertie du hub} \\
 Iff &= (a - b) / 2 * t * (t^{2/12} + (za - t / 2)^2) \quad \text{'moment d'inertie de l'anneau} \\
 Ia &= Ih + Iff \quad \text{'moment d'inertie de la bride} \\
 rh &= (t * g_0 * (b / 2 + g_0 / 2) + t / 2 * (g_1 - g_0) * (b / 2 + g_0 + (g_1 - g_0) / 3)) \\
 rh &= rh / (t * g_0 + t * (g_1 - g_0) / 2) \\
 ra &= ((a - b) / 2 * t * (a + b) / 4 + h * (g_1 + g_0) * rh / 2) \\
 ra &= ra / ((a - b) / 2 * t + h / 2 * (g_1 + g_0))
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 f &= -1 / (C_{\text{hub}} / (3 * (1 - u_f^2)))^{0.25} / ((1 + A_{\text{tap}})^3 / C_{\text{hub}}) \\
 V &= 1 / (3 * (1 - u_f^2) / C_{\text{hub}})^{0.25} / (1 + A_{\text{tap}})^3
 \end{aligned}$$

```

If Loose_Flange Then
  Fl = C18 * (0.5 + A_tap / 6) + C21 * (0.25 + 11 * A_tap / 84) + C24 * (1 / 70 + A_tap
  / 105) - (1 / 40 + A_tap / 72)
  f = Fl * f
  V1 = 0.25 - C24 / 5 - 1.5 * C21 - C18
  V = V1 * V
  fs = 1
Else
  f = E6 * f
  V = E4 * V
  fs = C36 / (1 + A_tap)
End If

If fs < 1 Then
  fs = 1
End If

e = f / ho
d_Fac = U * ho * g0 ^ 2 / V
Alpha = t * e + 1
beta = 4 / 3 * t * e + 1
gama = Alpha / T_Fac
delta = t ^ 3 / d_Fac
lamda = gama + delta

```

```

' Calculation of rigidity moment correction factor due to bending
Ar = (a - b) / 2
If Ar > t Then
  Aa = Ar
  Bb = t
Else
  Aa = t
  Bb = Ar
End If
G_ave = 0.5 * (g1 + g0)
If h > G_ave Then
  Cc = h
  Ddg = G_ave
Else
  Cc = G_ave
  Ddg = h
End If

```

```

If g0 = g1 Then
  J_p = Ar * t ^ 3 * (1 / 3 - 0.21 * t / Ar * (1 - 1 / 12 * (t / Ar) ^ 4))
  I_mom = 1 / 6 * b * t ^ 3 * Log(K_AB)
Else
  I_mom = 0.3498 * lamda * g0 ^ 2 * ho * b / V
  J_p = Aa * Bb ^ 3 * (1 / 3 - 0.21 * Bb / Aa * (1 - 1 / 12 * (Bb / Aa) ^ 4))
  J_p = J_p + Cc * Ddg ^ 3 * (1 / 3 - 0.21 * Ddg / Cc * (1 - 1 / 192 * (Ddg / Cc) ^ 4))
End If
Fm = 2 * (1 - uf) * I_mom / (J_p + 2 * (1 - uf) * I_mom)

```

'Détermine les variables intermédiaires

```

n0 = N
'nn = n0 si n0 < 1/2", nn = (n0/2) ^ 0.5
If n0 < 0.5 Then
  nn = n0
Else
  nn = (n0 / 2) ^ 0.5
End If
g = Go - nn
Ag = Pi * N * g
Ai = Pi * (g * g) / 4

```

```

R = 0.5 * (c - b) - g1
If Loose_Flange Then
  hd = 0.5 * (c - b)
  hg = 0.5 * (c - g)
  ht = 0.5 * (hd + hg)
Else
  hd = R + 0.5 * g1
  hg = 0.5 * (c - g)
  ht = 0.5 * (R + g1 + hg)
End If

```

' Calculation of rigidities

```

nt = 6
If d < 1.375 Then nt = 7
If d < 1.125 Then nt = 8
If d < 1 Then nt = 9
If d < 0.875 Then nt = 10
If d < 0.75 Then nt = 11

```

If $d < 0.625$ Then $nt = 12$
 If $d < 0.5625$ Then $nt = 13$
 If $d < 0.5$ Then $nt = 14$
 If $d < 0.4375$ Then $nt = 16$
 If $d < 0.375$ Then $nt = 18$
 If $d < 0.3125$ Then $nt = 20$

$$kb = nb * Eb * Pi * (d - 0.9743 / nt)^2 / 4$$

$$kb = kb / (0.5 * 1.125 * d + tg + 2 * t)$$

$$kg = Pi * N * (Go - N) * Eg$$

' rigidité de la bride selon la théorie de Hichem due à un moment
 If $h < t / 3$ Then

$$qm = Af * Ia * Ef^2 + 4 * ra^4 * bta^4 * dd^2$$

$$qm = qm + 4 * Ef * ra^2 * bta^3 * dd * Ia + 4 * Ef * Af * bta^2 * ra^2 * t * dd$$

$$qm = qm - 8 * Ef * bta^3 * dd * t * ra^2 * Af * za + 2 * Ef * Af * ra^2 * dd * bta$$

$$qm = qm + 8 * Ef * bta^3 * dd * t * ra^2 * Af * h + 4 * Ef * bta^3 * dd * h^2 * ra^2 * Af$$

$$qm = qm + 4 * Ef * bta^3 * dd * t^2 * ra^2 * Af - 8 * Ef * bta^3 * dd * za * ra^2 * Af * h$$

$$qm = qm - 4 * Ef * Af * bta^2 * ra^2 * za * dd + 4 * Ef * bta^3 * dd * za^2 * ra^2 * Af$$

$$qm = qm + 4 * Ef * Af * bta^2 * ra^2 * h * dd$$

$$qm = -1 / 2 * ra * (Ef * Af + 4 * ra^2 * bta^3 * dd) / qm / Pi$$

$$kf = hg * Abs(1 / qm)$$

Else

$$kf = (\lambda * Ef * g0^2 * ho) / (1 - uf^2) / V$$

End If

$$kj = 1 / (2 * hg^2 / kf + 1 / kb)$$

' Rigidité due à la pression

$$qp = 32 * bta^3 * ra^2 * h * dd * g0 * t + 16 * bta^3 * ra^2 * h^2 * dd * g0$$

$$qp = qp - 32 * bta^3 * ra^2 * za * dd * g0 * t - 32 * bta^3 * ra^2 * za * dd * g0 * h$$

$$qp = qp + 16 * bta^3 * ra^2 * t^2 * dd * g0 + 16 * Af * bta^2 * rs^2 * dd$$

$$qp = qp + 16 * Af * bta^3 * za * rs^2 * dd * uf - 4 * bta^3 * h^2 * dd * g0 * a * b$$

$$qp = qp - 8 * Af * bta^2 * rs^2 * dd * uf + 32 * Af * bta^3 * h * rs^2 * dd + 32 * Af * bta^3 * t * rs^2 * dd$$

$$\begin{aligned}
qp &= qp - 32 * Af * bta^3 * za * rs^2 * dd - 4 * bta^3 * h * dd * g0 * t * a^2 - 16 \\
&\quad * Af * bta^3 * t * rs^2 * dd * uf \\
qp &= qp + 4 * bta^3 * za * dd * g0 * t * a * b - 2 * bta^3 * h^2 * dd * g0 * a^2 + \\
&\quad 2 * bta^3 * za * dd * g0 * t * b^2 \\
qp &= qp + 2 * bta^3 * za * dd * g0 * h * b^2 - 16 * Af * bta^3 * h * rs^2 * dd * \\
&\quad uf + 4 * bta^3 * za * dd * g0 * h * a * b \\
qp &= qp + 2 * bta^3 * za * dd * g0 * t * a^2 - 2 * bta^3 * t^2 * dd * g0 * b^2 - 2 \\
&\quad * bta^3 * t^2 * dd * g0 * a^2 \\
qp &= qp + 2 * bta^3 * za * dd * g0 * h * a^2 - bta^2 * dd * g0 * h * b^2 - bta^2 \\
&\quad * dd * g0 * h * a^2 \\
qp &= qp - bta^2 * dd * g0 * t * b^2 - 4 * bta^3 * t^2 * dd * g0 * a * b - 8 * bta^3 \\
&\quad * h * dd * g0 * t * a * b \\
qp &= qp - bta^2 * dd * g0 * t * a^2 - 2 * bta^3 * h^2 * dd * g0 * b^2 - 4 * bta^3 \\
&\quad * h * dd * g0 * t * b^2 \\
qp &= qp - 2 * bta^2 * dd * g0 * h * a * b - 2 * bta^2 * dd * g0 * t * a * b + 4 * Ef * \\
&\quad Af * g0 * h^2 - 8 * Ef * Af * g0 * h * za \\
qp &= qp - 8 * Ef * Af * g0 * t * za + 4 * Ef * Af * g0 * t^2 + 8 * Ef * Af * g0 * h * t \\
qp &= qp * -1 / 8 * ra^2 \\
qp &= qp / g0 \\
qp &= qp / (-8 * Ef * bta^3 * ra^2 * za * dd * Af * h + 4 * ra^4 * bta^4 * dd^2 + \\
&\quad 8 * Ef * bta^3 * ra^2 * h * dd * Af * t + 4 * Ef * bta^3 * ra^2 * za^2 * dd * Af - 4 \\
&\quad * Ef * Af * bta^2 * ra^2 * za * dd + 4 * Ef * Af * bta^2 * ra^2 * h * dd - 8 * Ef * \\
&\quad bta^3 * ra^2 * za * dd * Af * t + Af * Ia * Ef^2 + 4 * Ef * bta^3 * ra^2 * t^2 * dd * \\
&\quad Af + 4 * Ef * bta^3 * ra^2 * h * dd * Af + 4 * Ef * ra^2 * bta^3 * dd * Ia + \\
&\quad 2 * Ef * Af * ra^2 * dd * bta + 4 * Ef * Af * bta^2 * ra^2 * t * dd) \\
kp &= hg * Abs(1 / qp)
\end{aligned}$$

' Reporter les déplacements de la bride due à la température obtenus par calculs (fichier Excel « Rot_3_10_16_24_44)

' Déplacement radiaux

$$\begin{aligned}
vst &= -0.001412 * 0.0254 \\
vft &= -0.0012647 * 0.0254
\end{aligned}$$

' Déplacement axiaux

$$\begin{aligned}
ubt &= 0.000226344 * 0.0254 \\
uft &= 0.000101932 * 0.0254 \\
uft &= 2 * uft \\
ugt &= 0.000140446 * 0.0254 \\
uts &= 2 * ubt - uft - ugt
\end{aligned}$$

' Rotation de la bride due à la température

$$\begin{aligned}
a1 &= 1 / (2 * bta^3 * dd) \\
a2 &= 1 / (2 * bta^2 * dd)
\end{aligned}$$

```

a3 = 1 / (bta * dd)
a4 = -ra ^ 2 / (Ef * Af)
a5 = -(h + t - za)
a6 = -ra ^ 2 / (Ef * Ia)
b1 = -(2 - uf) * ra ^ 2 / (2 * Ef * g0)
b2 = -(h + t) * (a + b) ^ 2 / (16 * Ef * Af)
b3 = ((h + t - za) ^ 2 - za ^ 2) * ra ^ 2 / (2 * Ef * Ia)

'teta = ((a2 * a6 ^ 2 + a3 * a5) * vst - (a3 * a5 + a2 * a6 ^ 2) * vft)
'teta = teta / (a2 ^ 2 * a6 + a5 * a2 - a3 * a5 ^ 2 - a4 * a6 ^ 2 + a1 * a6 ^ 2 + a3 * a4
* a6 - a1 * a3 * a6 - a2 * a5 * a6 ^ 2)
teta = (a2 - a3 * a5) * a6 * (vft - vst)
teta = teta / (-a1 * a3 + a4 * a3 + a3 * a5 ^ 2 * a6 + a6 * a1 - a6 * a4 + a2 ^ 2 - 2 *
a2 * a5 * a6)

'teta = 2 * Ef * Af * bta ^ 2 * ra ^ 2 * dd
'teta = teta * (2 * bta * za * vft - 2 * bta * t * vft - 2 * za * bta * vst - 2 * bta * h * vft -
vft + 2 * h * bta * vst + vst + 2 * t * bta * vst)
teta = teta / (4 * ra ^ 4 * bta ^ 4 * dd ^ 2 + 8 * Ef * bta ^ 3 * ra ^ 2 * t * dd * Af * h +
4 * Ef * bta ^ 3 * ra ^ 2 * t ^ 2 * dd * Af + 4 * Ef * bta ^ 3 * ra ^ 2 * za ^ 2 * dd * Af - 8
* Ef * bta ^ 3 * ra ^ 2 * t * dd * Af * za - 8 * Ef * bta ^ 3 * ra ^ 2 * h * dd * Af * za + 4
* Ef * bta ^ 3 * ra ^ 2 * h ^ 2 * dd * Af + 4 * Ef * ra ^ 2 * bta ^ 3 * dd * Ia + 2 * Ef * Af
* ra ^ 2 * dd * bta + 4 * Ef * Af * bta ^ 2 * ra ^ 2 * h * dd + Af * Ia * Ef ^ 2 - 4 * Ef *
Af * bta ^ 2 * ra ^ 2 * za * dd + 4 * Ef * Af * bta ^ 2 * ra ^ 2 * t * dd)

teta = -0.000757 ' conformément au programme Excel rot_temp_3_10_16_24_42.xls
(hichem)

'Déplacement de la bride due à la température

utf = 2 * hg * Abs(teta)

'Coefficient de fluage
sgt = 15179
kjt = 8000000
uct = 0.043501 - 0.042662
tgt = 648
tpg = 650
Cr = uct * kjt / (sgt * tgt) * tpg / Ag
Cr = 0.0404
Cr = 0

```

```

Su = 1.1 * S5
Tpu = (Su / Gb) ^ (1 / ac)
If Tps <= Tpu And Tps > 0 Then
    TpMax = Tps
Else
    TpMax = Tpu
End If
Ss = Gb * (Tps) ^ ac
Smax = Gb * (TpMax) ^ ac
SL = 0.9 * S1

```

```

' Qe = 4 * Mex / G
Qe = 4 * Mex / b
He = Qe + Fa
Ab = nb * Pi * (d - 1.3 / nt) ^ 2 / 4
Ast = nb * Pi * (d - 0.9743 / nt) ^ 2 / 4
Ab = Ast

```

W = Ab * 45000

```

H_d = Pi * b ^ 2 * P / 4
HH = P * Ai
H_t = HH - H_d
H_gs = W
' according to current ASME code
' H_go = W - HH
' H_go calculated with gasket load reduction factor by new theory

```

```

kb = Ast * Eb
kb = kb / (0.5 * 1.125 * d + tg + 2 * t)
kj = 1 / (2 * hg ^ 2 / kf + 1 / kb)
Ke = 1 / ((1 + Cr) / kj + 1 / kg + 2 * hg ^ 2 / kf)
Ke = 1 / (1 / kb + 1 / kg + 2 * hg ^ 2 / kf)

```

```

r_f = (H_d + H_t + He) / (kb / Ke) + 2 * hg * (H_d * hd + H_t * ht + He * hd) / (kf /
Ke) 'Hakim
r_p = 2 * hg * P / (kp / Ke)
r_t = (uts + utf) * Ke
r_t = 0
r_p = 0
r_f = 0
H_go = W * (1 - Cr / kj * Ke) - r_f - r_p - r_t

```

'Début de la procédure de calcul

'Step no1 : Calcul de Tp min en fonction de Lrmtc associé à une classe d'étanchéité

$$TpMin = 0.1243 * Tc * P$$

'Tech. de serrage ?

Cpt = 0 'Initialise le compteur

$$H_b = 0$$

Step2:

'Step no2 : Tpa correspond à Tp min majoré d'un facteur de sécurité _
appelé X dont la valeur est toujours supérieure à 1.5. En règle _
générale, on essaie d'avoir Sm1 = Sm2 en augmentant X. On en déduit Tpa.

$$Tpa = X * TpMin$$

'Step no3 : Calcul de la contrainte Sya associé à la valeur de Tpa

$$Sya = (Gb / Ae) * (Tpa ^ ac)$$

'Step no4 : Calcul de Sm1, la contrainte minimale à appliquer pour _
asseoir le joint, hors conditions de fonctionnement

$$Tr = \log(Tpa) / \log(TpMin)$$

$$Sm1 = Gs * (Ae * Sya / Gs) ^ (1 / Tr)$$

$$W = Ae * Sya * Ag$$

$$H_b = H_d + H_t + He + H_{go}$$

$$Am1 = W / Sa$$

$$Am2 = H_b / Sb$$

If Am1 <= Am2 Then

$$Ab = Am2$$

Else

$$Ab = Am1$$

End If

$$kb = Ab * Eb$$

$$kb = kb / (0.5 * 1.125 * d + tg + 2 * t)$$

$$kj = 1 / (2 * hg ^ 2 / kf + 1 / kb)$$

$$Ke = 1 / ((1 + Cr) / kj + 1 / kg + 2 * hg ^ 2 / kf)$$

$$r_f = (H_d + H_t + He) / (kb / Ke) + 2 * hg * (H_d * hd + H_t * ht + He * hd) / (kf / Ke) 'Hakim$$

$$r_p = 2 * hg * P / (kp / Ke)$$

$$r_t = (uts + utf) * Ke$$

$$H_{go} = W * (1 - Cr / kj * Ke) - r_f - r_p - r_t$$

'Step no5 : Contrainte sur le joint en fonctionnement

```

' Sm2 = ((Sya / 1.5) * (Sb / Sa)) - ((P * Ai + He) / (Ag + Ap))
' According to hakim
  Sm2 = H_go / Ag
  '(Sya * (1 - Cr * kj / Ke) - r_f / (Ag + Ap))

  If Sm2 > Sm1 And Sm2 > SL And Sm2 > 2 * P And Sm2 And Cpt > 1 Then
    GoTo Step6
  Else
    Cpt = Cpt + 1
    X = X + 0.1
    If X > 10000 Then
      MsgBox "X a atteint la valeur limite autorisée par " _
      & "le programme de calcul." & Chr(10) & "Les " _
      & "conditions '|Sm1-Sm2| converge' et 'Tpa < Tp max'" _
      & "ne permettent pas de sortir de la boucle.", vbInformation
      GoTo Step6
    Else
      GoTo Step2
    End If
  End If
Step6:
  'Step no 6 : Sm0 = maximum de Sm1, Sm2, 2P, SL
  Sm0 = MaxDe_Sm1_Sm2_SL_2P
  'Step no 7 : Wm0 = (Sm0 * (Ag + Ap)) + (P * Ai) + He
  Wm0 = Sm0 * (Ag + Ap) + P * Ai + He
  Wm0 = (Sm0 + r_f / Ag) / (1 - Cr * kj / Ke) * (Ag + Ap)
  'Step no 8 : Am = Wm0/Sb
  Am = Wm0 / Sb
  'Step no 9 & 10 : W = Ab*Sa . Ab > Am ?
  'Pour éviter des problèmes tels que Ab > Am dû à des approximations
  'on considère qu'il n'y a problèmes que lorsque (101 % de Ab) > Am
  If Ab > Am Then
    AbSupAm = True
  Else
    AbSupAm = False
  End If
  AfficherLesRésultats
  RésultatsAffichés = True

```

ANNEXE 2

Dimensions des brides étudiées

1. Bride standard NPS 3 pouces classe 300

A= 8.25 in	$g_0 = 0.215$ in
B= 3.07 in	$g_1 = 0.78$ in
C= 6.63 in	$t_f = 1.063$ in
h= 1.78 in	d= 8 x 7/8 in

2. Bride standard NPS 10 pouces classe 300

A= 17.5 in	$g_0 = 0.365$ in
B= 10.02 in	$g_1 = 1.305$ in
C= 15.25 in	$t_f = 1.813$ in
h= 2.382 in	d= 16 x 1.13 in

3. Bride standard NPS 16 pouces classe 300

A= 25.5 in	$g_0 = 0.375$ in
B= 15.25 in	$g_1 = 1.875$ in
C= 22.5 in	$t_f = 2.188$ in
h= 3.127 in	d= 20 x 1.38 in

4. Bride d'échangeur de chaleur 24 pouces

A= 29.5 in	$g_0 = 0.375$ in
B= 23.25 in	$g_1 = 0.625$ in
C= 27.4 in	$t_f = 1.875$ in
h= 1.25 in	d= 24 x 7/8in

5. Bride d'échangeur de chaleur C1

A= 30.75 in	$g_0 = 0.422$ in
B= 25 in	$g_1 = 0.625$ in
C= 28.75 in	$t_f = 2.484$ in
h= 0.812 in	d= 28 x 7/8 in

6. Bride d'échangeur de chaleur C2

A= 30.75 in	$g_0 = 0.422$ in
B= 24.25 in	$g_1 = 1$ in
C= 28.75 in	$t_f = 1.5$ in
h= 2.75 in	d= 28 x 7/8 in

7. Bride d'échangeur de chaleur 32 pouces

A= 39.125 in	$g_0 = 0.5$ in
B= 32 in	$g_1 = 1.125$ in
C= 37 in	$t_f = 2$ in
h= 2.750 in	d= 40 x 1 in

8. Bride d'échangeur de chaleur 52 pouces

A= 58.375 in	$g_0 = 0.625 \text{ in}$
B= 51 in	$g_1 = .75 \text{ in}$
C= 56.25 in	$t_f = 5.625 \text{ in}$
h= 1.25 in	$d = 76 \times 1 \text{ in}$

9. Bride d'échangeur de chaleur 127 pouces

A= 127 in	$g_0 = 0.625 \text{ in}$
B= 120.25 in	$g_1 = 1.125 \text{ in}$
C= 124.5 in	$t_f = 2.9375 \text{ in}$
h= 3.125 in	$d = 36 \times 1\frac{1}{2} \text{ in}$

ANNEXE 3**Calcul du terme β pour 2 cas de brides**

Les données géométriques de la bride se trouvent en annexe 2. Toutes les étapes subséquentes au calcul de β sont énumérées ci-après pour $h_o=0.4894$:

En suivant la procédure décrite dans le paragraphe 2.2.2.1.1 du calcul de β on obtient :

Calcul de β pour $r_e = 0.125$ m, car r_e actuel est inférieur à 0.25 m

Calcul de β pour $r_e = 0.25$ m selon la procédure décrite

Calcul du facteur de correction ρ

Calcul de la valeur actuel de β au moyen de l'équation (2.45)

Tous les graphes utilisés le sont pour une valeur constante de $h_o = \frac{h_a}{k_f} = 0.4984$.

Les résultats sont les suivants :

Pour $\beta_{0.125}$ la figure 17 fournit la valeur 60

Pour $r_f/r_e = 1.3875$ et $r_e = 0.25$, $\beta_{0.25} = 115$ (figure 11)

Pour $t_e/r_e = 0.53875$ et $r_f/r_e = 1.3875$, $\rho' = 0.72$ (figure 14)

À partir de l'équation (2.43), $\rho = 0.8563$

$\beta_{0.25}$ a alors pour valeur 98.48

Enfin, en appliquant l'équation (2.45) on obtient la valeur de $\beta_{0.16} = 61.35$.

En exécutant le programme dans l'environnement Matlab, la valeur de β obtenue pour une bride standard 10 pouces classe 300 est de 57.93.

En utilisant la méthode graphique, l'erreur commise dans ce cas-ci est de 3.59%.

La seconde bride choisie pour vérifier la précision de la méthode graphique est une bride d'échangeur de chaleur de diamètre 52 pouces. L'intérêt réside dans la possibilité de valider la méthode graphique en étudiant deux cas de brides ayant une différence de diamètres extérieurs conséquente.

S'agissant de la bride de diamètre 52 pouces, r_e est supérieur à 0.25 m donc la détermination du terme β est plus facile. Les étapes sont les suivantes :

Pour $r_f/r_e = 1.11$ et $r_e = 0.6667$, $\beta_{0.25} = 40$

Pour $t_e/r_e = 0.4167$ et $r_f/r_e = 1.11$, $\rho' = 1.075$

À partir de l'équation (2.43), $\rho = 0.7079$

On obtient alors $\beta_{0.6667} = 28.31$ en utilisant l'équation (2.44).

En exécutant le programme sur Matlab, la valeur obtenue pour une bride de 52 pouces est $\beta = 29.38$.

RÉFÉRENCES

- [1] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, S. V., Division 2. (2001). *Appendix 2 : Rules for Bolted Flange Connections with Ring Type Gaskets.*
- [2] WATERS, E., O. and TAYLOR, J.H. (1927). The Strength of Pipe Flanges. *Mechanical Engineering, Vol. 49*, pp. 531-542.
- [3] WATERS, E., O., ROSSHEIM, D.B., WESSTROM, D.B. and WILLIAMS, F.S.G. (1949). *Development of General Formulas for Bolted Flanges*. Chicago, Illinois.
- [4] DERENNE, M., PAYNE, J.R. (1997). *New PVRC Constants for Gasket Selection and New ASME Rules for Bolted Flanged Joints*: École Polytechnique de Montréal.
- [5] BACH, C. (1891). *Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten* (5th ed.). Springer Verlag, Berlin, Germany.
- [6] BACH, C. (1896). *Mashinelemente* (5th ed.). Verlag Cotta, Stuttgart, Germany.
- [7] WESPHALT, M. (1897). Berechung der Festigkeit loser und fester Flansche. *Ver. Dtsch. Ing. Z.*, 41(36), 1036-1042.
- [8] WATERS, E., O., ROSSHEIM, D.B., WESSTROM, D.B. and WILLIAMS, F.S.G. (1937). Formulas for Stresses in Bolted Flanged Connections. *transaction of the ASME, Vol. 59*, pp. 161-169.
- [9] WESSTROM, D. B. a. B., S.E., (1951). Effect of Internal Pressure on Stresses and Strains in Bolted Flanged Connections. *transaction of the ASME, Vol. 73(Nº 5)*, pp. 508-568.
- [10] WAHL A.N., L. G. (1930). Stresses and Deflections on Flat Circular Plates with Central Holes. *j. appl. mech., Vol.52(Nº 4)*, pp. 29-43.
- [11] WINTER, J. R., COPPARI, L.A. (1996). *Flange Thermal Parameter Study And Gasket Selection*. Paper presented at the International Conference on Pressure Vessel Technology.
- [12] A Parametric Study of Class 150 Flanges with Spiral Wound Gaskets, 235 (1992).

- [13] KRAUS, H. (1980). *Interpretive report on Gasket Leakage Testing*: Welding Council Bulletin N°262.
- [14] SAUTER, E. M. (1982). Current and Future Gasket Materials; Methods of Evaluating Some of their Functional Properties. U.S branch: Sidney, Ohio: Research laboratories for the Klinger group of companies, Switzerland.
- [15] ASME subworking group, b. f. j. s. d. (1999). *Nonmandatory Appendix BFJ Alternative Rules for Bolted Flange Joints with Ring Type Gaskets*.
- [16] NECHACHE, A. (2002). *L'Effet de l'Expansion Thermique sur la Redistribution des Charges dans les Assemblages à Brides Boulonnées*. Unpublished M.Ing, École de Technologie Supérieure, Montréal.
- [17] BROWN, W. (2001). *The Effect of Thermal Transient on Flange Sealing*. Unpublished PHD, École polytechnique, Montréal.
- [18] 1591-1, E. (2001). *Flanges and their Joints - Design Rules for Gasketed Circular Flange Connections - Part 1: Calculation Method*.
- [19] 1591-2, E. (2001). *Flanges and their Joints - Design Rules for Gasketed Circular Flange Connections - Part 2: Gasket Parameters*.
- [20] EN 1591-2 : *Flanges and their Joints - Design Rules for Gasketed Circular Flange Connections - Part 2: Gasket Parameters*. (2001).
- [21] EN 1591-1: *Flanges and their Joints - Design Rules for Gasketed Circular Flange Connections - Part 1: Calculation Method*. (2001).
- [22] prEN 13555: *Flanges and their Joints - Gasket parameters and test procedures relevant to the design rules for gasketed circular flange connections*. (2001). CEN.
- [23] BOUTILLON, J. P., LACHAT, J.C., PICOLLIER, G., (1970). Jonction par Brides : Détermination des Contraintes et des Déformations. *Mémoires Techniques*(N° 6), 7 pages, CETIM.
- [24] VAN DEN HOOGEN, B. A. D., H.J., (1970). A New Approach Predicting Tightness of Large Diameter Flanges. *De Ingénieur*, V. 82(N° 20), pp.19-24.
- [25] MURRAY, N. W., STUART, D.G. (1961). *Behaviour of Large Taper Hub Flanges*. Paper presented at the Proc. Symp. Pressure Vessel Research Towards Better Design, Inst. Mech. Eng.

- [26] BOUZID A., C., A. (1993). Flanged Joint Analysis: A Simplified Method Based on Elastic Interaction. *transaction of the ASME*, Vol. 59, pp. 161-169.
- [27] RUIZ. (1976). *Static and Dynamic Seals. Part I - Static Seals* -, ASME paper.
- [28] PAYNE, J. R. (1985). PVRC Flanged Joint User's Survey. *Bulletin n.306*, *Welding Research Council*.
- [29] SAWA, T., KOTANI, K., (1996). *Thermal Stress Analysis of Pipe Flange Connection with Raised Face Gasket Subjected to Heat conduction*. Paper presented at the Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping, Montréal, Canada.
- [30] BROWN W., D. M. a. B. A. (2000a). *Determination of the Steady State Operating Temperature of Pressure Vessel Flange Components : Part 1 - Analytical Methods*. Paper presented at the Analysis of Bolted Joints, Seattle.
- [31] BROWN W., D. M. a. B. A. (2000b). *Determination of the Steady State Operating Temperature of Pressure Vessel Flange Components : Part 2 - Simplified Methods*. Paper presented at the Analysis of Bolted Joints, Seattle.
- [32] BAILEY, R. W. (1937). Flanged Pipe Joints for High Pressures and High Temperatures. *Engineering*, Vol. 144, pp. 364-365, 419-421, 490-492, 538-539, 615-617, 674-676.
- [33] WATERS, E. O. (1938). Analysis of bolted Joints at High Temperatures. *transaction of the ASME*, Vol. 60, pp. 83-86.
- [34] THORN, F. C. (1942). Creep and Relaxation inCompressed Asbestos Gaskets. *ASME-bul.(Nº. 210)*, pp. 43-44.
- [35] SMOLEY, E. M., KESSLER, F.J., KOTTMEYER, R.E. and TWEED, R.G. (1963). *The Creep relaxation Properties of a Flat Faced Gasketed Joint Assembly*: SAE paper S361.
- [36] KRAUS, H., and ROSENKRANS, W.,, (1984). Creep of Bolted Flanged Connections. *Welding Research Bulletin(Nº. 294)*, pp. 2-8.
- [37] BAZERGUI, A. (1984). Short Term Creep Relaxation Behaviour of Gaskets. *Welding Research Council Bulletin(Nº 294)*, pp. 9-22.

- [38] BOUZID A., C., A., BAZERGUI, A. (1994). *Effect of Gasket Creep Relaxation on the Leakage Tightness of Bolted Flanged Joints*. Paper presented at the Pressure Vessels and Piping, Minneapolis, MN, USA.
- [39] BOUZID A., C., A. (1997). Accurate Method of Evaluating Relaxation in Bolted Flanged Connections. *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, Vol. 119, pp. 10-17.
- [40] MARCHAND, L., DERENNE, M., (1996). *Long Term Performance of Elastomeric Sheet Gasket Materials Subjected to Temperature Exposure*. Paper presented at the Proc. of the International Conference on Pressure Vessel Technology, ICPVT, Fatigue/Fracture, NDE, Materails and Manufacturing,
- [41] ZIENKIEWICZ, O. C. (1971). *The Finite Element in Engineering Science*: Mc Graw-Hill.
- [42] ZIENKIEWICZ, O. C. (1973). *Finite Element. The Background Story, The Mathematics of Finite Element and Applications*: Academic Press.
- [43] ODEN, J. T. (1972). *Finite Element of Nonlinear Continua*: N.Y., Mc Graw-Hill.
- [44] NISHIOKA, K., MORITA, Y., KAWASHIMA, T. (1979). Strength of Integral Pipe Flanges. *Bulletin of JSME*, Vol. 22(Nº 174), pp. 1705-1718.
- [45] CARTRAUD, P., WIELGOSZ, C., (1994). *Numerical Modeling of the Elastoplastic Behaviour of a Gasket Material*. Paper presented at the Proceedings of the 4th International Workshop onComputational modeling of the Mechanical Behaviour of Materials, Amsterdam, Netherlands, Vol. 5, Nº 13, pp. 75-81.
- [46] ZERRES, H., PEREZ, M., LEMAUVIEL, L., SCLIFFET, L., (1998). *Comparison Between the Analysis of the Mechanical Behaviour of Bolted Joints by Finite Elements Method and by the European Approach (prEN 1591)*. Paper presented at the Proceedings of the ASME/JSME Joint Pressure Vessel Conference, San Diego.
- [47] HWANG, D. Y., STALLINGS, J.M. (1994). Finite Element Analysis of Bolted Flange Connections. *Computer and Structures*, Vol. 51(Nº 5 Pergamon Press Inc.), pp. 521-533.
- [48] TOSHIMICHI, F., QUANTUO, X., (2002). Finite Element Simulation of the Tightening Process of Bolted Joint With a Bolt Heater. *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 124, pp. 457-464.

- [49] BOUZID, A. (1994). *Analysis of Bolted Flanged Gasketed Joints*. Unpublished PHD, École Polytechnique, Montréal.
- [50] Division, G. W. T.-B. (1978). *Modern Flange Design, Edition VII*. Southfield, Michigan.
- [51] TIMOSHENKO, S. (1962). *Strength of Materials*.
- [52] BOLEY, B. A., WEINER, J.H. (1960). *Theory of Thermal Stresses*, John Wilery & Sons.
- [53] KOVES, W. J. (1996). Analysis of Flange Joints Under External Loads. *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 118.
- [54] BOUZID A., D. M. (2002). Analytical Modeling of the Contact Stress with Nonlinear Gaskets. *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 124.
- [55] ANSYS. (2001). Ansys Inc. (Version 5.7 & 6.1).
- [56] ROSSHEIM, D. B., GEBHARDT, E.H. and OLIVER, H.G. (1938). *Test of Heat-Exchanger Flanges*, New-York.
- [57] PAYNE, J. R., SCHNEIDER, R.W., (1996). *Comparison of Proposed ASME Rules for Bolted Joints (Proposed Rules & Gasket Constants Compared with Appendix 2 Code Rules - with Comment)*. Paper presented at the 4ème Colloque International sur l'Étanchéité, Mandelieu La Napoule, France.
- [58] ASME. (2001). Appendix S, *Section VIII-1 FLange Rigidity (Non-Mandatory)*.
- [59] BEGHOUL H., a. B. A. (2003). *The Design of Flanges Based on Flexibility and Tightness*. Paper presented at the proceedings of the 2003 ASME-PVP conference, PVP2003-1870, Cleveland, Ohio.
- [60] BEGHOUL H., B. H. (2003). *A New Proposed Method for the Design of Bolted Joints Based on Flexibility and Tightness*. Paper presented at the Pressure Vessel Technology, proceedings ICPVT-10, Vienna, Austria.