

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  
MOHAMMED DIANY

DÉTERMINATION DE LA LARGEUR EFFECTIVE DES JOINTS D'ÉTANCHÉITÉ  
UTILISÉE DANS LE CODE ASME POUR LE CALCUL DES BRIDES

MONTRÉAL, LE 2 SEPTEMBRE 2005

CE PROJET A ÉTÉ ÉVALUÉ  
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Abdel-Hakim Bouzid, directeur de projet  
Département de génie électrique à l'École de technologie supérieure

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

M. Zhaoheng Liu, 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 9 AOÛT 2005

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

# **DÉTERMINATION DE LA LARGEUR EFFECTIVE DES JOINTS D'ÉTANCHÉITÉ UTILISÉE DANS LE CODE ASME POUR LE CALCUL DES BRIDES**

Mohammed Diany

## **RÉSUMÉ**

La conception et le calcul des assemblages à brides boulonnées munies de joints d'étanchéité sont gouvernés par des codes normalisés établis suite à des recherches ou par expériences des utilisateurs. Cependant ces codes sont susceptibles en permanence à des critiques et à des remarques suite à la découverte de leurs faiblesses.

Dans l'actuelle procédure du code ASME pour la conception des assemblages à brides boulonnées, le concept de la largeur effective est présenté pour tenir compte de l'effet de la non-uniformité de distribution radiale de la contrainte de contact due à la rotation des brides. Le code fixe une valeur seuil de la largeur du joint au-dessus de laquelle un ajustement de la largeur de contact du joint est nécessaire. L'origine de ce concept n'a jamais été révélée et la validité de ce seuil n'a jamais été vérifiée. Dans les conditions de fonctionnement normal des brides utilisées avec les joints plats, la définition de ce seuil est indépendante de la charge des boulons, de la contrainte moyenne sur le joint, de la pression interne et de la flexibilité de l'assemblage.

Dans ce travail, une nouvelle approche pour le calcul de cette largeur effective, basée sur les résultats d'une recherche expérimentale et entreprise en parallèle à une étude numérique par éléments finis, est présentée. Une étude sur les nouvelles limites du concept de la largeur effective du joint est entreprise. Cette approche tient compte de la distribution non uniforme de la contrainte du joint, de la flexibilité des brides et du comportement mécanique vis-à-vis les fuites de l'assemblage.

Finalement un modèle mathématique approché est proposé pour calculer la valeur de la largeur effective en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint, de la rotation des brides et de la largeur de contact du joint.

# **DÉTERMINATION DE LA LARGEUR EFFECTIVE DES JOINTS D'ÉTANCHÉITE UTILISÉE DANS LE CODE ASME POUR LE CALCUL DES BRIDES**

Mohammed Diany

## **SOMMAIRE**

La conception et le calcul des assemblages à brides boulonnées munies de joints d'étanchéité sont gouvernés par des codes normalisés établis suite à des recherches ou par expériences des utilisateurs. Cependant ces codes sont susceptibles en permanence à des critiques et à des remarques suite à la découverte de leurs faiblesses.

Dans l'actuelle procédure du code ASME pour la conception des assemblages à brides boulonnées, le concept de la largeur effective est présenté pour tenir compte de l'effet de la non-uniformité de distribution radiale de la contrainte de contact due à la rotation des brides. Le code fixe une valeur seuil de la largeur du joint au-dessus de laquelle un ajustement de la largeur de contact du joint est nécessaire. L'origine de ce concept n'a jamais été révélée et la validité de ce seuil n'a jamais été vérifiée. Dans les conditions de fonctionnement normal des brides utilisées avec les joints plats, la définition de ce seuil est indépendante de la charge des boulons, de la contrainte moyenne sur le joint, de la pression interne et de la flexibilité de l'assemblage.

Dans ce travail, une nouvelle approche pour le calcul de cette largeur effective, basée sur les résultats d'une recherche expérimentale et entreprise en parallèle à une étude numérique par éléments finis, est présentée. Une étude sur les nouvelles limites du concept de la largeur effective du joint est entreprise. Cette approche tient compte de la distribution non uniforme de la contrainte du joint, de la flexibilité des brides et du comportement mécanique vis-à-vis les fuites de l'assemblage.

Finalement un modèle mathématique approché est proposé pour calculer la valeur de la largeur effective en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint, de la rotation des brides et de la largeur de contact du joint.

# **DETERMINATION OF THE EFFECTIVE GASKET WIDTH USED IN THE ASME CODE DESIGN OF THE BOLTED FLANGE CONNECTIONS**

Mohammed Diany

## **ABSTRACT**

The concept of the effective gasket width is used in most flange designs including the ASME code to account for flange rotation. Its origin has never been revealed and it is suspected that only limited experimental testing was conducted for verification. In addition, with the new design rules based on the new gasket constants obtained from ROTT tests conducted on rigid platens, there is a need to revise the effective gasket width formulas.

The ASME code fixes a threshold value of the gasket width above which an adjustment of the gasket contact width is introduced. The validity of this threshold has never been verified. Under the normal operating conditions of flanges used with flat gaskets, the definition of this threshold is independent of the bolt load, the average gasket stress, the internal pressure and the flexibility of the joint.

In this work, conducted under the support of the PVRC, a study on the new limits of the concept of the effective gasket width is conducted. A new approach for the calculation of the effective gasket width, based on the results of an experimental investigation and undertaken in parallel to a numerical study, is presented. This approach takes into account the non-uniform distribution of the gasket stress, the flexibility of the flanges, the mechanical behaviour and the sealing performance of the assembly.

Finally an approximate mathematical model is proposed to calculate the value of the effective gasket width based on the average gasket stress, the flanges rotation and the contact gasket width.

## REMERCIEMENTS

J'adresse mes remerciements les plus profonds à mon directeur de recherche, Monsieur Hakim Bouzid, professeur au département de génie mécanique, pour son soutien précieux et permanent tout au long de la réalisation de ce travail.

Je remercie également tous les professeurs du département de génie mécanique et en particulier Messieurs Henri Champlaud et Zhaoheng Liu d'avoir accepté de participer au jury.

Je dédie ce travail à mon épouse pour son soutien inestimable, à ma fille Rime, sans oublier ma famille au Maroc.

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE .....	i
ABSTRACT .....	ii
REMERCIEMENTS .....	iii
TABLE DES MATIÈRES .....	iiv
LISTE DES TABLEAUX.....	vii
LISTE DES FIGURES .....	viii
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES.....	xii
CHAPITRE 1 INTRODUCTION .....	1
1.1 Généralité .....	1
1.2 Définitions générales des assemblages à brides boulonnées .....	2
1.3 But de l'étude.....	5
CHAPITRE 2 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE.....	7
2.1 Introduction.....	7
2.2 Vue générale sur les méthodes de calculs des assemblages à brides boulonnées.....	7
2.2.1 Méthode Taylor Forge – Code ASME.....	8
2.2.2 Procédure Alternative du Code ASME.....	8
2.2.3 Code Européen EN-1591-1 .....	10
2.3 Analyse par éléments finis .....	12
2.4 Distribution radiale de la contrainte sur le joint.....	14
2.5 La largeur effective du joint d'étanchéité .....	16
2.6 Conclusion .....	17
CHAPITRE 3 NOTION DE LA LARGEUR EFFECTIVE DANS LE CODE ASME.....	19
3.1 Introduction.....	19
3.2 Méthode actuelle du code ASME .....	19
3.3 Méthode alternative .....	22
3.4 Conclusion .....	25
CHAPITRE 4 ÉTUDE EXPÉRIMENTALE .....	27

4.1	Introduction.....	27
4.2	Description des bancs d'essai .....	27
4.2.1	Banc d'essai ROTT.....	27
4.2.2	Banc d'essai à brides flexibles.....	28
4.3	Programmes des essais.....	30
4.4	Présentation des résultats .....	30
4.5	Conclusion .....	34
<b>CHAPITRE 5 MODÉLISATION ANALYTIQUE ET NUMÉRIQUE .....</b>		<b>35</b>
5.1	Introduction.....	35
5.2	Modélisation Analytique.....	35
5.2.1	Principe de l'approche .....	35
5.2.2	Calcul de la rotation des brides.....	36
5.2.3	Calcul de la contrainte maximale.....	37
5.2.4	Détermination de la position de la réaction sur le joint .....	38
5.2.4.1	Distribution uniforme.....	40
5.2.4.2	Distribution linéaire .....	41
5.2.4.3	Distribution linéaire décalée .....	42
5.3	Modélisation numérique .....	44
5.3.1	Objectif de l'étude.....	44
5.3.2	Définition du modèle .....	44
5.3.3	Types d'éléments utilisés.....	45
5.3.3.1	Bride et boulon.....	45
5.3.3.2	Joint d'étanchéité .....	45
5.3.4	Chargement du modèle .....	46
5.3.5	Conditions aux frontières.....	46
5.3.6	Types de joint utilisés .....	47
<b>CHAPITRE 6 COMPARAISON DES RÉSULTATS DE LA MODÉLISATION ANALYTIQUE ET NUMÉRIQUE.....</b>		<b>49</b>
6.1	Introduction.....	49
6.2	Résultats de l'approche analytique .....	49
6.3	Résultats de l'étude pas éléments finis .....	52
6.3.1	Validation du modèle.....	52
6.3.2	Distribution radiale de la contrainte sur le joint.....	54
6.3.2.1	Effet de la contrainte moyenne .....	54
6.3.2.2	Effet du type de joint.....	58
6.3.2.3	Effet de l'épaisseur des brides .....	59
6.3.3	Rotation de la bride.....	61
6.3.4	Étude de l'effet de la valeur de la largeur du joint N sur le comportement de l'assemblage.....	63
6.3.4.1	Distribution radiale de la contrainte.....	64

6.3.4.2	Contraintes maximale et minimale .....	67
6.4	Comparaison des deux approche .....	72
6.5	Conclusion .....	75
<b>CHAPITRE 7 NOUVELLES APPROCHES DE CALCUL DE LA LARGEUR EFFECTIVE DU JOINT..... 77</b>		
7.1	Généralité .....	77
7.2	Première approche .....	78
7.2.1	Joint en Amiante .....	79
7.2.2	Joint en graphite .....	80
7.2.3	Extension de la première approche .....	81
7.3	Deuxième Approche .....	88
7.4	Comparaison des deux approches .....	92
7.5	Effet de la largeur d'assise du joint sur la largeur effective .....	94
7.6	Synthèse générale.....	98
7.6.1	Introduction.....	98
7.6.2	Modèle du code ASME.....	99
7.6.3	Modèle approché du rapport des largeurs du joint.....	99
<b>CONCLUSION.....</b>		<b>102</b>
<b>RECOMMANDATIONS .....</b>		<b>105</b>
<b>ANNEXES .....</b>		<b>102</b>
1.	Figures de l'effet du type de joint sur le rotation calculée par la MEF .....	106
2.	Figures supplémentaires de l'effet de la largeur du joint sur le distribution de la contrainte .....	109
3.	Programme 3D sur ANSYS .....	114
4.	Programme de la méthode analytique sur MATLAB .....	134
<b>BIBLIOGRAPHIE.....</b>		<b>139</b>

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau I Définition des classes d'étanchéité.....	10
Tableau II Définition de la largeur de base du joint dans l'actuelle procédure ASME.....	20
Tableau III Définition de la largeur de base du joint, nouvelle procédure (BFJ).....	23
Tableau IV Résultats de validation du modèle éléments finis.....	53
Tableau V Comparaison des modèles analytique et MEF, $S_{gm} = 103,4$ MPa.....	75
Tableau VI Les coefficients de l'équation (7.7).....	100

## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1	Exemples d'utilisation des assemblages à brides boulonnées.....1
Figure 2	Assemblage à brides boulonnées.....3
Figure 3	Type de montages de brides.....4
Figure 4	Surface de contact entre les brides et le joint.....16
Figure 5	Banc d'essai ROTT.....28
Figure 6	Schéma du montage des brides flexibles.....29
Figure 7	Comparaison des fuites pour un joint en graphite.....31
Figure 8	Comparaison des fuites pour un joint en amiante.....32
Figure 9	Effet de la pression interne pour un joint en graphite.....33
Figure 10	Effet de la pression interne pour un joint en amiante.....33
Figure 11	Modèle analytique de la déformation du joint.....36
Figure 12	Calcul de G.....40
Figure 13	Cas particuliers de la distribution radiale de la contrainte.....43
Figure 14	Modèle de l'assemblage (bride, boulon et joint).....45
Figure 15	Courbes de comportement des joints.....48
Figure 16	Variation de la contrainte maximale pour un joint CAF.....50
Figure 17	Variation de la contrainte maximale pour un joint FG.....51
Figure 18	Effet de l'épaisseur des brides sur la rotation.....52
Figure 19	Distribution radiale de la contrainte sur un joint CAF.....55
Figure 20	Distribution radiale de la contrainte sur un joint CMS.....56
Figure 21	Distribution radiale de la contrainte sur un joint SW.....56
Figure 22	Distribution radiale de la contrainte sur un joint FG.....57
Figure 23	Effet du type du joint sur la distribution de la contrainte, $S_{gm}=34,5$ MPa...57

Figure 24	Effet du type joint sur la distribution de la contrainte, $S_{gm}=68,9$ MPa.....	58
Figure 25	Effet de l'épaisseur des brides sur la distribution de la contrainte, FG.....	60
Figure 26	Effet de l'épaisseur des brides sur la distribution de la contrainte, SW.....	60
Figure 27	Variation de la rotation des brides en fonction de $S_{gm}$ .....	61
Figure 28	Effet du type de joint sur les valeurs de la rotation.....	62
Figure 29	Effet de la largeur du joint sur la distribution de la contrainte pour FG.....	64
Figure 30	Effet de la largeur du joint sur la distribution de la contrainte pour CAF...	65
Figure 31	Effet de la largeur du joint sur la distribution de la contrainte pour CMS..	66
Figure 32	Effet de la largeur du joint sur la distribution de la contrainte pour SW.....	66
Figure 33	Effet de l'épaisseur des brides sur $S_{gmax}$ et $S_{gmin}$ pour FG.....	67
Figure 34	Effet de l'épaisseur des brides sur $S_{gmax}$ et $S_{gmin}$ pour SW.....	68
Figure 35	Effet de l'épaisseur des brides sur $S_{gmax}$ et $S_{gmin}$ pour CAF.....	69
Figure 36	Effet de l'épaisseur des brides sur $S_{gmax}$ et $S_{gmin}$ pour CMS.....	69
Figure 37	Effet de $S_{gm}$ sur $S_{gmax}$ et $S_{gmin}$ pour un joint FG.....	70
Figure 38	Effet de $S_{gm}$ sur $S_{gmax}$ et $S_{gmin}$ pour un joint CAF.....	71
Figure 39	Effet de $S_{gm}$ sur $S_{gmax}$ et $S_{gmin}$ pour un joint CMS.....	71
Figure 40	Effet de $S_{gm}$ sur $S_{gmax}$ et $S_{gmin}$ pour un joint SW.....	72
Figure 41	Comparaison des deux modèles pour la rotation.....	73
Figure 42	Comparaison des deux modèles pour $S_{gmax}$ .....	74
Figure 43	Principe de la première approche.....	79
Figure 44	Définition de la largeur effective par la première approche.....	80
Figure 45	Effet de la flexibilité des brides sur la largeur effective.....	81
Figure 46	Définition de la largeur effective par la première approche.....	82
Figure 47	Effet de la flexibilité des brides sur la largeur effective.....	83
Figure 48	Comparaison entre $S_{gmax}$ et $S_{gROTT}$ pour CAF, $p=1,37$ MPa.....	84

Figure 49	Comparaison entre $S_{gmax}$ et $S_{gROTT}$ pour CAF, $p=5,5$ MPa.....	85
Figure 50	Comparaison entre $S_{gmax}$ et $S_{gROTT}$ pour FG, $p=5,5$ MPa.....	85
Figure 51	Comparaison entre $S_{gmax}$ et $S_{gROTT}$ pour FG, $p=1,37$ MPa.....	86
Figure 52	Correction de la contrainte équivalente $S_{gROTT}$ .....	86
Figure 53	Définition de la largeur effective en fonction de $S_{gmax}$ , FG.....	87
Figure 54	Définition de la largeur effective en fonction de $S_{gmax}$ , CAF.....	87
Figure 55	Définition de la largeur effective par la deuxième approche, FG.....	89
Figure 56	Définition de la largeur effective par la deuxième approche, CAF.....	89
Figure 57	Définition de la largeur effective par la deuxième approche, SW.....	90
Figure 58	Définition de la largeur effective par la deuxième approche, CMS.....	90
Figure 59	Comparaison entre les différents joints.....	91
Figure 60	Comparaison entre les deux approches pour le joint FG.....	92
Figure 61	Comparaison entre les deux approches pour le joint SW.....	93
Figure 62	Comparaison entre les deux approches pour le joint CAF.....	93
Figure 63	Comparaison entre les deux approches pour le joint CMS.....	94
Figure 64	Rapport des largeurs en fonction de N pour un joint FG.....	95
Figure 65	Rapport des largeurs en fonction de N pour un joint SW.....	96
Figure 66	Rapport des largeurs en fonction de N pour un joint CMS.....	97
Figure 67	Rapport des largeurs en fonction de N pour un joint CAF.....	97
Figure 68	Comparaison des quatre joint pour $S_{gm}=137,89$ MPa.....	98
Figure 69	Rotation de bride d'épaisseur 25,4 mm, MEF.....	106
Figure 70	Rotation de bride d'épaisseur 19,05 mm, MEF.....	106
Figure 71	Rotation de bride d'épaisseur 12,70 mm, MEF.....	107
Figure 72	Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint FG.....	108

Figure 73	Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint FG.....	109
Figure 74	Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint CAF.....	109
Figure 75	Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint CAF.....	110
Figure 76	Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint CMS.....	110
Figure 77	Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint CMS.....	111
Figure 78	Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint SW.....	111
Figure 79	Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint SW.....	112

## LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES

$\alpha, \beta$	Coefficients
$\nu_f$	Coefficient de poisson de la bride
$\theta_f$	Rotation des bride, en rad
$a$	La pente de la courbe de charge donnée par l'essai ROTT
$A_b$	Surface des boulons, en $m^2$
$A_g$	Surface réelle du joint, en $m^2$
$A_i$	Surface pressurisée limitée par le diamètre $G$ , en $m^2$
$A_m$	Surface totale requise des boulons, en $m^2$
$b$	Largeur effective du joint (méthode traditionnelle), en m
$b_0$	Largeur d'assise du joint (méthode traditionnelle), en m
$C$	Diamètre du cercle des boulons, en m
$E_f$	Module d'élasticité, en $N/m^2$
$F_A$	Force extérieur sur l'assemblage, en N
$F_b$	Force dans les boulons, en N
$F_g$	Force dans le joint, en N
$F_{tot}$	Force total dans l'assemblage, en N
$G$	Diamètre de la position de la réaction sur le joint, en m
$G_b$	Facteur du joint donné par l'essai ROTT (charge), en $N/m^2$
$G_i$	Diamètre intérieur du joint, en m
$g_o$	Epaisseur de la collerette au niveau de la base, en m
$G_o$	Diamètre extérieur du joint, en m
$G_s$	Facteur du joint donné par l'essai ROTT (décharge), en $N/m^2$
$h_o$	Facteur, $h_o = \sqrt{B g_o}$
$k$	Exposant de la courbe de décharge
$L$	Facteur (code ASME)
$L_{RM}$	Taux de fuite massique, en mg/s
$m$	Facteur du joint, obtenu de la table 2-5.1 du code ASME

M	Moment, en N.m
$M_E$	Moment dû aux charges externes, en N.m
$M_f$	Moment dans la bride, en N.m
n	Largeur effective du joint (nouvelle méthode), en m
N	Largeur réelle de contact du joint, en m
$n_o$	Largeur de base du joint (nouvelle méthode), en m
$N_s$	Seuil de la largeur réelle du joint au dessus duquel on ajuste la surface de contact du joint, en m
P	Pression de fonctionnement, en $N/m^2$
r	Rayon à une position donnée sur le joint, en m
$S_a$	Contrainte admissible dans les boulons à température ambiante, en $N/m^2$
$S_b$	Contrainte admissible dans les boulons à température de design, en $N/m^2$
$S_{boulon}$	Contrainte dans les boulons, $N/m^2$
$S_g$	Contrainte sur le joint, en $N/m^2$
$S_{gm}$	Contrainte moyenne sur le joint, en $N/m^2$
$S_{gmax}$	Contrainte maximale sur le joint, en $N/m^2$
$S_{gmin}$	Contrainte minimale sur le joint, en $N/m^2$
$S_{mo}$	Contrainte requise sur le joint (procédure alternative), en $N/m^2$
$S_{m1}$	Contrainte d'opération nécessaire pour maintenir le niveau de l'étanchéité désiré, en $N/m^2$
$S_{m2}$	Contrainte requise en opération sur le joint (procédure alternative), en $N/m^2$
$S_{ya}$	Contrainte d'assise du joint (procédure alternative), en $N/m^2$
$T_c$	Paramètre de serrage (égal à 10, 1 ou 0,1)
$T_p$	Classe d'étanchéité
$T_{pa}$	Serrage d'assemblage
$T_{pmin}$	Paramètre d'étanchéité minimum
V	Facteur pour les brides de type « intégral »
$u_g$	Déplacement axial du joint, m

$u_{gm}$	Déplacement axial moyen du joint, m
$u_x, u_y, u_z$	Déplacements relatifs dans les trois directions
$W_{m1}$	Charge minimale requise dans les boulons lors de la pressurisation, en N
$W_{m2}$	Charge minimale requise dans les boulons lors du serrage, en N
$W_{mo}$	Charge minimale des boulons (nouvelle méthode), en N
X	Rapport, supérieur à 1,5
y	Charge d'assise du joint unitaire (code ASME)
ASME	American Society of Mechanical Engineers
BFJ	Bolted Flange Joint
CAF	Compressed Asbestos Fibre
CMS	Corrugated Metal sheet
CODAP	COde français De construction des Appareils à Pression.
FG	Flexible Graphite
JIS	Code Japonais.
LVDT	Linear Voltage Differential Transformer
MEF	Méthode des Eléments Finis
NPS	Nominal Pipe Size
PVRC	Pressure Vessel Research Council
ROTT	ROom Tightness Test
SW	Spiral Wound gasket
TTRL	Tightness Testing and Research Laboratory

## CHAPITRE 1

### INTRODUCTION

#### 1.1 Généralité

Les assemblages à brides boulonnées occupent un rôle primordial dans les équipements industriels, relatifs aux activités pétrochimiques. En effet, ils sont utilisés, d'une part pour assurer la continuité des conduites avec une grande sécurité vis-à-vis des fuites qui sont probablement nocives à l'environnement et d'autre part, dans les réservoirs sous pression soit pour les raccorder au système de tuyauterie ou pour installer des couvercles mobile de contrôle et d'inspection.

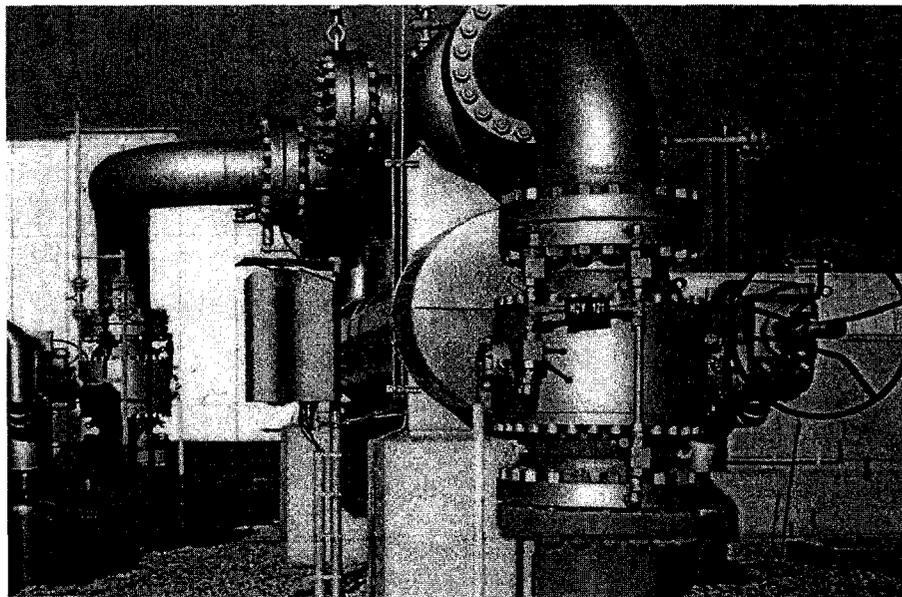


Figure 1 Exemples d'utilisation des assemblages à brides boulonnées

La fonction des assemblages à brides boulonnées est donc essentiellement d'assurer l'étanchéité et la stabilité des équipements mêmes sous des conditions sévères de travail de pression et de température. Pour garantir le bon fonctionnement de ces assemblages, on doit optimiser les dimensions et les conditions de charge des différentes composantes à savoir les brides, les boulons et le joint.

Parmi les facteurs influents la conception des assemblages à brides boulonnées avec joint, on distingue le taux de la fuite permis, la charge minimale de serrage des boulons, le comportement non linéaire du joint et la flexibilité des brides.

Pour uniformiser la conception de tel type d'assemblage, il existe des codes et des procédures qui régissent les méthodes de calculs et les limites à respecter. Parmi ces codes on cite, le code ASME section VIII, les standards Européens de calculs (BFC), BS 5500 du Royaume Uni et le CODAP de la France. La plupart de ces codes, dans la conception des assemblages boulonnés, ne prennent pas en considération tous les aspects du problème. Dans les méthodes de calculs proposées par l'ASME, l'actuelle procédure et la méthode alternative basée sur les fuites (PVRC), et par le code EN 1591-1, on introduit la notion de la largeur effective pour prendre en considération l'effet de la flexibilité de la bride et le comportement non linéaire du joint. Dans les procédures de l'ASME, on se base sur des relations empiriques, dont l'origine n'est jamais révélée, pour définir la largeur effective.

## **1.2 Définitions générales des assemblages à brides boulonnées**

Un assemblage à brides boulonnées est constitué de trois éléments interdépendants, figure 2, qui sont : deux brides, le joint d'étanchéité ou la garniture et les boulons. La bride est composée d'un anneau circulaire, de la collette et de l'enveloppe cylindrique.

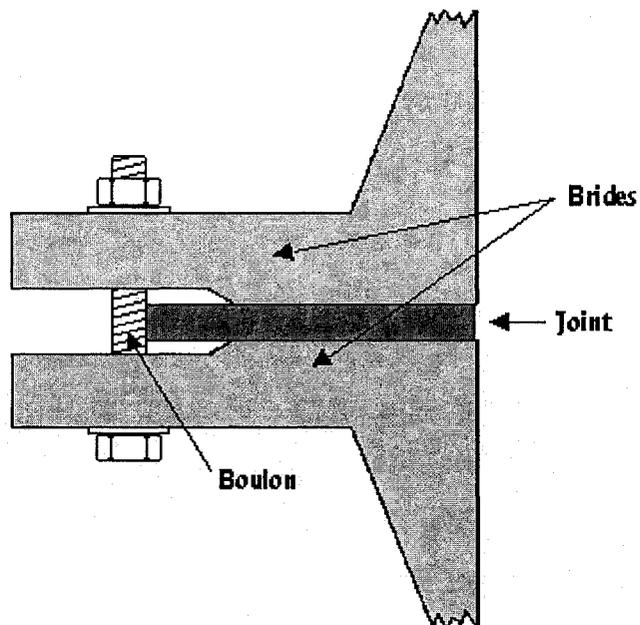


Figure 2 Assemblage à brides boulonnées

### Les boulons

Les boulons sont utilisés pour permettre le démontage et le remontage de l'assemblage et facilitent l'accès pour l'entretien et l'inspection. Ils sont également exigés, lors de la pressurisation, pour assurer l'assemblage de l'ensemble des composantes et pour maintenir une pression de serrage permanente sur le joint d'étanchéité.

### Le joint

Le joint est placé entre les deux brides pour empêcher le fluide contenu de sortir. Il est habituellement fait à partir d'un matériau plus doux et plus flexible que les brides et est de ce fait capable de s'adapter à la forme des surfaces des brides pour éviter les fuites. L'étanchéité peut être réalisée ainsi avec une contrainte de serrage inférieure et plus

économique que si on envisage d'utiliser des brides rassemblées sans joint. Les joints sont également commodes parce qu'ils sont relativement bon marché et faciles à remplacer.

### La bride

En général, les brides sont placées aux extrémités des enveloppes cylindriques afin d'adapter ces dernières à recevoir les boulons. Il y a normalement une réduction progressive du diamètre de l'extrémité épaisse de la collerette à la paroi principale de l'enveloppe cylindrique. La collerette fournit le renfort au fond de la bride et agit pour supporter le moment de flexion produit par les boulons sur l'anneau de la bride.

Les assemblages les plus utilisés sont : (figure 3)

a. Bride à face surélevée;

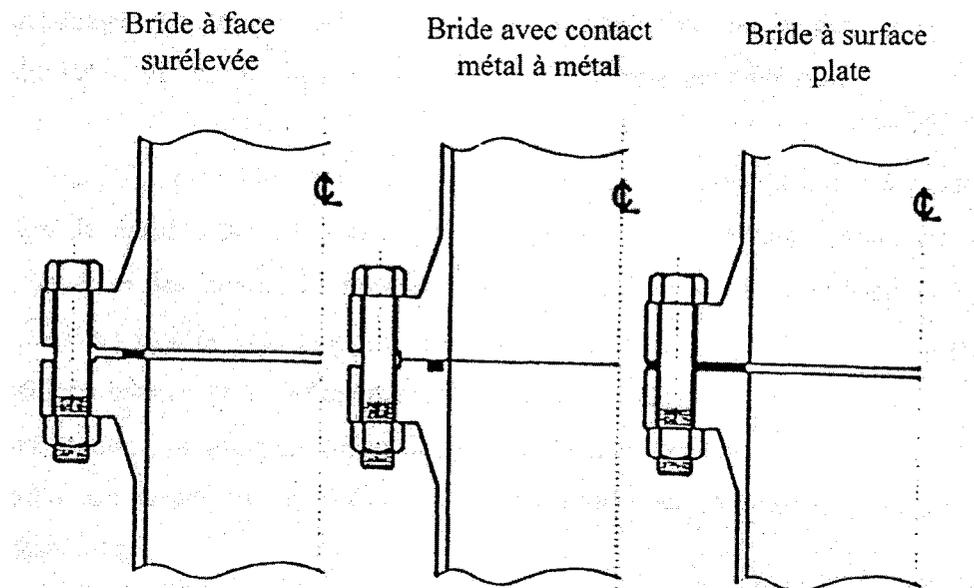


Figure 3

Type de montages de brides  
(Bouziid 1994)

- b. Bride contact métal à métal;
- c. Bride à face plate.

### **1.3 But de l'étude**

Les travaux de recherche sur les assemblages à brides boulonnées ont montrés que la valeur de l'aire de la surface de contact entre les brides et le joint est affectée par la distribution radiale non-uniforme de la contrainte de contact, due à la rotation des brides. Cet effet est pris en considération par le code ASME par l'introduction de la notion de la largeur effective.

La largeur effective est définie avec des équations empiriques, sans support théorique ni expérimental, en fonction seulement de la largeur de contact des brides avec le joint. Donc une définition plus rigoureuse de la largeur effective est nécessaire pour réformer la procédure de conception des assemblages à brides boulonnées.

Le présent travail consiste à inspecter et à définir l'effet des différents paramètres régissant le comportement des assemblages à brides boulonnées avec joint, sur la largeur effective. Il propose par la suite, pour le code ASME, une nouvelle approche pour calculer la largeur effective en fonction, d'une part de la géométrie des différentes composantes de l'assemblage et d'autre part des conditions de fonctionnement de ce dernier. Pour ce faire des études numériques et analytiques sont menées en parallèle avec une étude expérimentale sur un assemblage de brides réelles.

Dans ce mémoire on présentera tout d'abord les études ultérieures qui ont traité l'effet de la géométrie et du comportement des assemblages sur la distribution radiale de la contrainte sur le joint et sur la largeur effective. Par la suite, les différentes méthodes de calculs et d'analyse suivies pour étudier l'effet de tous les paramètres sur les valeurs des contraintes moyennes et maximales du joint. Les résultats obtenus seront ensuite détaillés. Enfin, on présente les différentes approches proposées pour calculer la largeur

effective. On doit noter que l'étude proposée ne s'intéresse qu'à la phase de serrage initial des boulons.

Ce travail entre dans le cadre d'une étude demandée et financée par le PVRC (Pressure Vessel Recherche Council)<sup>1</sup>. Ce projet (04-BFC-01)<sup>2</sup> est la suite des travaux conduits dans le cadre des projets subventionnés par le PVRC : 95-19, 97-06G et 98-05. Les deux premiers projets ont étudié l'effet de la largeur du joint sur le comportement vis-à-vis les fuites et les nouveaux facteurs des joints proposés par le PVRC. Le troisième projet était dédié à l'étude de l'effet de la rotation de la bride et de la rigidité des assemblages sur les fuites. La présente étude permet de valider les résultats des précédentes études et propose une nouvelle approche pour calculer la valeur de la largeur effective à partir des paramètres qui conditionne le bon fonctionnement des assemblages à brides boulonnées munies de joint d'étanchéité.

---

<sup>1</sup> C'est un organisme américain qui supporte la recherche dans le domaine des réservoirs sous pression.

<sup>2</sup> Désignation du projet.

## CHAPITRE 2

### REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

#### 2.1 Introduction

Dans ce chapitre on passe en revue les méthodes de calculs des assemblages à brides boulonnées dans l'ordre chronologique de leurs apparitions. Après, on présentera les plus importantes études qui ont traité des problèmes des assemblages à brides boulonnées munies d'un joint d'étanchéité en insistant sur celles qui ont utilisé la méthode des éléments finis pour déterminer et caractériser la distribution radiale de la contrainte sur le joint et finalement celles qui ont essayé de discuter et de critiquer la notion de la largeur effective du joint.

#### 2.2 Vue générale sur les méthodes de calculs des assemblages à brides Boulonnées

La première méthode de calcul dédiée aux assemblages à brides boulonnées avec joint a été développée, en 1930, par la compagnie Taylor Forge installée à Chicago. Cette méthode, appelée méthode Taylor Forge, est rapidement introduite dans le code ASME des réservoirs sous pression dans les années 40 [1], et après dans les autres codes de calcul des réservoirs sous pression comme le BS 5500 au Royaume Uni et le CODAP en France.

Dans la suite de ce paragraphe, on présente les trois méthodes de calcul des assemblages à brides boulonnées : La procédure actuelle du Code ASME, la procédure alternative du Code ASME et le Code Européen EN-1591-1, en mettant l'accent sur les points communs et les divergences.

### 2.2.1 Méthode Taylor Forge – Code ASME

Cette méthode est basée sur l'équilibre axial entre d'une part la force de serrage dans les boulons et d'autre part la force résultante de l'effet de fond dû à la pression interne et la force de réaction sur le joint. Dans les conditions d'assemblage (le serrage des boulons), la pression de contact sur le joint doit être plus grande que la pression de serrage minimale, appelée  $y$  dans le code ASME. La contrainte  $y$  est la valeur minimale nécessaire pour que le joint épouse les cavités des faces des brides.

Dans les conditions de fonctionnement, avec la pression interne, cette contrainte de contact doit être plus grande  $m$  fois cette pression. La méthode de Taylor Forge est basée aussi sur la supposition fondamentale que la contrainte sur le joint est soit  $y$  ou  $m \cdot p$ . La force dans les boulons est calculée pour maintenir cette valeur constante. Ensuite, la section totale des boulons requise est déduite et comparée à la section actuelle réelle des boulons. La résistance des brides est vérifiée en calculant les contraintes critiques, qui sont : la contrainte longitudinale dans la collette et les contraintes radiale et tangentielle dans la bride. On remarque que dans cette méthode l'équilibre total est vérifié mais l'évolution des forces internes n'est pas connue. En effet, pour une charge de serrage initiale connue, la méthode ASME ne prend pas en considération l'évolution de la force dans les boulons ni la réaction sur le joint lors du fonctionnement. Les paramètres  $m$  et  $y$  sont utilisés depuis plus que 50 ans et pourtant il n'existe aucune méthode pour les vérifier ou de les déterminer pour les nouveaux matériaux. De plus les valeurs de  $m$  et  $y$  ne prennent pas en considération l'effet de la fuite et donc on ne peut pas vérifier l'étanchéité de l'assemblage.

### 2.2.2 Procédure Alternative du Code ASME [2]

Afin d'augmenter la sécurité et la fiabilité des équipements et pour limiter les émissions fugitives, un programme de test a été élaboré par le PVRC (the Pressure Vessel Research Committee) dans les années 80. Ces études ont permis de développer des méthodes de

test et de définir des nouvelles constantes du joint  $G_b$ ,  $a$  et  $G_s$  qui caractérisent son comportement vis à vis des fuites. Ces constantes sont déterminées par le test ROTT (ROom Temperature Tightness), qui caractérise le chargement et le déchargement, dans une chambre à température ambiante, d'un joint de dimensions données. La nouvelle méthode de calcul est proposée pour remplacer la méthode traditionnelle basée sur la philosophie de Taylor Forge. Cette nouvelle méthode introduit les constantes du joint  $G_b$ ,  $a$  et  $G_s$  au lieu de  $m$  et  $y$ . Trois classes d'étanchéité sont définies qui correspondent aux trois valeurs du taux de fuite massique (Tableau I). On définit aussi un facteur d'étanchéité  $T_p$ , qui est proportionnel à la pression de service  $p$  et inversement proportionnel à la racine carrée de la fuite massique  $L_{RM}$ .

$$T_p = \frac{p}{p^*} \cdot \left[ \frac{L_{RM}^*}{L_{RM}} \right]^{0.5} \quad (2.1)$$

$p$  : pression du gaz contenu (ksi, psi);

$p^*$  : pression atmosphérique de référence (101,3 kPa ou 14,7 psi);

$L_{RM}$  : taux de fuite massique unitaire (mg/sec.mm ou Lb/hr.in);

$L_{RM}^*$  : taux de fuite de référence (1mg/sec.mm ou 0.008 Lb/hr.in), pour un joint de 150mm (5.875 in.) de diamètre extérieur et 12.7mm (0.5 in.) de largeur).

La valeur minimale  $T_{pmin}$  nécessaire pour ne pas dépasser un taux de fuite est définie en fonction de la classe d'étanchéité choisie. La contrainte minimale sur le joint est déterminée pour maintenir  $T_{pmin}$  en considérant l'effet de la pression interne, des efforts et des moments de flexions externes et des conditions d'assemblage (introduit par un coefficient d'efficacité  $\eta$ ). Ces étapes sont des améliorations, en comparaison avec la méthode de Taylor Forge qui ne considère pas les forces externes ni les conditions de serrage de l'assemblage. Cependant, cette méthode reste basée sur la supposition que la charge dans les boulons ne varie pas en opération.

Dans la nouvelle méthode, la contrainte de contact joint bride, qui est recherchée dans toutes les conditions de calculs, n'est plus calculée à partir de  $m$  et  $y$ , mais en fonction des constantes  $G_b$ ,  $a$  et  $G_s$ .

En utilisant ces approches, la force nécessaire dans les boulons est déterminée pour chaque étape de calcul. La section minimale des boulons est ensuite calculée et comparée à l'actuelle section totale des boulons. À la fin on calcule les contraintes des régions les plus critiques et on vérifie la rigidité des brides.

L'intégrité des brides boulonnées est vérifiée en tenant compte plus des conditions de charges que dans la méthode de Taylor Forge. La valeur de la section minimale des boulons est calculée cette fois en fonction des nouvelles constantes  $G_b$ ,  $a$  et  $G_s$  plutôt que  $m$  et  $y$  de la méthode de Taylor Forge. Cependant l'évolution des forces internes (forces dans les boulons et la réaction sur le joint), pour un serrage initial donné, ne peut être déterminée. Par conséquent, le taux des fuites, qui dépend de la pression de contact restante sur la surface du joint à l'état considéré de calcul, ne peut pas être déterminé.

Tableau I

## Définition des classes d'étanchéité

Classes d'étanchéité	Classification	Taux de fuite massique $L_{RM}$ , mg/sec.mm
Économique	T1	1/5
Standard	T2	1/500
Étanche	T3	1/5000

### 2.2.3 Code Européen EN-1591-1 [3]

En Europe, le comité de normalisation a adopté en 2001 une nouvelle procédure de calcul des assemblages à brides boulonnées avec joint, notée EN 1591-1. Le but de cette

méthode de calcul est d'analyser le comportement des brides boulonnées avec joint pour des conditions de charge données et d'examiner l'admissibilité de ces assemblages à toutes les conditions pour une charge initiale donnée de serrage des boulons.

Cette méthode de calcul est basée sur un modèle mécanique axialement symétrique, tenant compte du comportement entier du système (joint, boulons et brides). Elle est non seulement basée sur l'équilibre des forces axiales mais, elle considère également des lois de la rhéologie et la compatibilité des déformations des composantes de l'assemblage.

Les charges traitées par le modèle mécanique de EN 1591-1 sont non seulement la charge des boulons, l'effet de fond dû à la pression interne et la réaction sur le joint, mais aussi l'effet radial de la pression interne, les forces externes et les moments de flexion qui peuvent être appliqués aux brides et la dilatation thermique axiale différentielle entre les boulons et les brides.

Les brides sont considérées comme des anneaux dont la section transversale est rectangulaire et qui demeure indéformable. Les composantes reliées aux anneaux des brides peuvent être cylindriques, coniques ou sphériques. Ces éléments sont traités comme des cylindres équivalents. Le comportement des boulons est caractérisé par leurs élongations correspondant à la force de traction. Le joint est traité en compression. La compression non uniforme du joint est traitée comme une compression uniforme appliquée sur une surface effective calculée. Le module élastique du joint est linéairement dépendant de la contrainte de contact sur le joint. Le phénomène de fatigue et de relaxation est aussi pris en compte en introduisant un coefficient de fatigue dans la définition du module d'élasticité du joint. De plus cette méthode prend en considération l'effet de l'expansion axiale thermique.

La première étape de calcul dans le EN 1591-1 est la détermination de la charge de serrage initial des boulons exigé pour maintenir une contrainte de contact suffisante sur

le joint à toutes les conditions de charge. À la différence de la méthode de calcul PVRC, la force appliquée sur le joint à toutes les conditions de charge peut être déterminée avec EN1591-1, grâce à l'équation de la compatibilité géométrique de la déformation des différentes composantes de l'assemblage. Puisque le taux de fuite dépend de la contrainte sur le joint il est nécessaire de connaître cette contrainte pour toutes les conditions de charge pour s'assurer que le critère du taux de fuite choisi est satisfait. La deuxième étape de EN 1591-1 est le calcul du rapport de charge pour vérifier l'intégrité mécanique de l'assemblage à toutes les conditions de charge.

Enfin, le EN 1591-1 considère la dispersion de la charge de serrage sur les boulons due au dispositif de serrage. Elle permet de vérifier que d'une part, le serrage maximum des boulons dû à la dispersion est inférieur à la limite supérieure, et d'autre part que le serrage minimum dû à la dispersion est plus haut que la limite inférieure. Grâce à EN1591-1, il est possible d'analyser le comportement des brides boulonnées avec joint pour toutes les conditions de fonctionnement. Comme conséquence, il est possible de déterminer la charge de serrage des boulons qui satisfait en même temps les critères de l'étanchéité et de la résistance mécanique.

### **2.3 Analyse par éléments finis**

La méthode des éléments finis (MEF) est la procédure numérique la plus répandue pour résoudre différentes classes de problèmes complexes en ingénierie relatives aux calculs des contraintes, au transfert de chaleur, à l'électromagnétisme ou à la mécanique des fluides. Le développement de cette méthode est directement relié avec le développement de l'informatique et le degré de complexité des modèles dépend de la puissance des machines utilisées. Presque la totalité des chercheurs dans le domaine des assemblages à brides boulonnées utilisent la MEF pour appuyer leurs résultats analytiques et expérimentaux.

Mackerle J. présente dans deux articles [4, 5] une revue bibliographique sur l'utilisation de la MEF dans l'analyse des structures et les composantes des réservoirs sous pression. Il y a inclus plus que 2000 références qui les a subdivisé en plusieurs sous groupes.

Les assemblages à brides boulonnées sont modélisés soit en 2D ou 3D avec des joints de comportement linéaire ou non linéaire. Nishioka et al. [6, 7] ont utilisé un modèle en 2D pour les brides standard. Ils ont calculé la largeur effective du joint en déterminant la position de la réaction sur le joint et ont comparé par la suite les valeurs trouvées à celles données par les codes ASME et JIS. Ils ont examiné aussi l'effet du nombre des boulons sur les contraintes dans les brides. Ils ont trouvé que leurs valeurs de la largeur effective sont plus petites que celles proposées par les codes ASME et JIS. Cartrand et al. [8] ont proposé un modèle élasto-plastique du matériau du joint en incluant la non linéarité et l'isotropie de l'élasticité transversale. Baogang et al [9] ont construit un modèle 3D en considérant la non linéarité du comportement du joint. Ils ont comparé les résultats de plusieurs joints et de plusieurs épaisseurs de brides. Ils ont montré que la performance en étanchéité d'un joint est affectée par la non linéarité de courbe contrainte-déformation du joint et du facteur  $m$ . Zerres et al. [10] ont comparé le comportement mécanique des assemblages boulonnés de l'analyse par MEF et celui proposé par l'approche du code européen prEN-1591. Ils ont passé en revue les modèles utilisés et les simplifications introduites par le code européen.

Sawa et al. [11] ont utilisé un modèle élasto-plastique en tenant compte de l'effet hystérésis et la non linéarité du comportement d'un joint spiralé. Ils ont étudié l'effet du diamètre nominal des brides sur la distribution de la contrainte de contact. Ils ont trouvé que la variation de la distribution de la contrainte de contact pour les assemblages avec de larges diamètres est plus grande que pour ceux avec de plus petit diamètre. Ceci peut être expliqué par la différence en nombre de boulons. Quand la pression interne est appliquée à l'assemblage, ils ont trouvé que la surface effective du joint d'étanchéité diminue. Alghamdi et al. [12] ont utilisé un modèle 2D d'un assemblage à brides de

grand diamètre pour étudier l'effet de pression de serrage, de la pression interne, de l'effet de fond, de la température et du matériau du joint sur la contrainte de contact joint bride. Ils ont confirmé que l'augmentation de la pression de serrage donne une meilleure pression de contact sur le joint mais en augmentant d'avantage les contraintes dans les brides. Ils ont trouvé aussi que la pression interne et la température ont une faible influence sur l'assemblage à brides boulonnées. Takaki et al. [13] ont adopté pour la bride un modèle axisymétrique simple et un ensemble d'élément 1D non linéaire pour le joint. L'objectif était d'étudier l'effet de la rotation des brides et la largeur du joint. Ils ont conclu que la largeur du joint affecte la valeur de la rotation des brides et que l'étanchéité de l'assemblage est largement dépendante de la valeur de la contrainte maximale sur le joint.

#### **2.4 Distribution radiale de la contrainte sur le joint**

La contrainte de contact sur le joint, paramètre principal du contrôle de la fuite, ne peut pas être mesurée expérimentalement avec des précisions acceptables. Plusieurs tentatives ont été menées pour mesurer cette contrainte mais sans succès, y compris l'utilisation de capteurs électriques [14, 15].

Dans les deux procédures de calcul (l'actuelle et l'alternative) du code ASME, on utilise une contrainte moyenne sur le joint, égale à  $y$  ou  $m \cdot p$  dans l'actuelle procédure et à  $S_{m1}$  ou  $S_{m2}$  dans la procédure alternative.

De nos jours, il est possible, avec les méthodes numériques et analytiques, de déterminer la distribution radiale de la contrainte sur le joint en fonction des dimensions du joint et de son comportement mécanique non linéaire (courbe écrasement/contrainte). En effet, avec le développement des moyens informatiques, des programmes de la méthode des éléments finis permettent de simuler le comportement de l'assemblage et en particulier de l'élément le plus sensible : le joint d'étanchéité.

Plusieurs travaux de recherche se sont intéressés à la contrainte de contact sur le joint, en considérant un comportement linéaire ou non linéaire du joint. Sawa et al. [16] ont analysé la contrainte de contact sur le joint en utilisant la théorie de l'élasticité tridimensionnelle. Avec le comportement mécanique linéaire du joint, leur analyse a été encore simplifiée en traitant les deux parties de la bride et le joint comme des cylindres creux. Cette étude a conclu que la distribution de la contrainte sur le joint tend à être uniforme lorsque le joint est moins rigide que les brides ou lorsque l'épaisseur du joint est faible.

Vers la fin des années 70, Singh [17, 18] a simulé la déformation du joint par plusieurs ressorts avec une rigidité linéaire de compression mise en série. En 1980, Soler [19] a conduit une analyse numérique non linéaire d'un joint plat à pleine face. Cette étude a donné des résultats qui concordent bien avec les prévisions. Plus tard, Boneh et autres. [20] ont développé un code machine, semblable au programme de Soler, avec l'option non linéaire pour les propriétés du matériau du joint. Nagy A. [21] a introduit un modèle non linéaire du joint produit par des ressorts du modèle élémentaire de Maxwell, connectés en parallèle. Les résultats donnés par leur modèle concordent bien avec ceux des investigations, pour les faibles valeurs de la contrainte.

Toutes ces méthodes modélisent le joint par plusieurs ressorts et impliquent un grand nombre de variables, ce qui augmente le temps de calcul.

Au lieu de modéliser le joint avec plusieurs ressorts placés en parallèle, Bouzid A. et Derenne M. [22, 23] ont présenté une approche analytique simple pour évaluer la distribution radiale de la contrainte de contact sur le joint dont le comportement est non linéaire. La méthode est basée sur la flexibilité en rotation de la bride et l'écrasement du joint. Le modèle proposé suppose que la contrainte de contact à une position radiale donnée sur le joint est en fonction de la rotation des brides et de l'écrasement moyen du joint.

## 2.5 La largeur effective du joint d'étanchéité

Dans les assemblages à brides boulonnées, l'élément le plus sensible est le joint d'étanchéité. Avant le serrage des boulons, la surface de contact entre la bride et le joint est la surface totale d'assise du joint, figure 4-a. Lors du presserrage des boulons, le joint est écrasé entre les deux brides pour assurer l'étanchéité de l'assemblage et les brides ne restent pas parfaitement horizontales : apparition d'une rotation dont la valeur dépend de

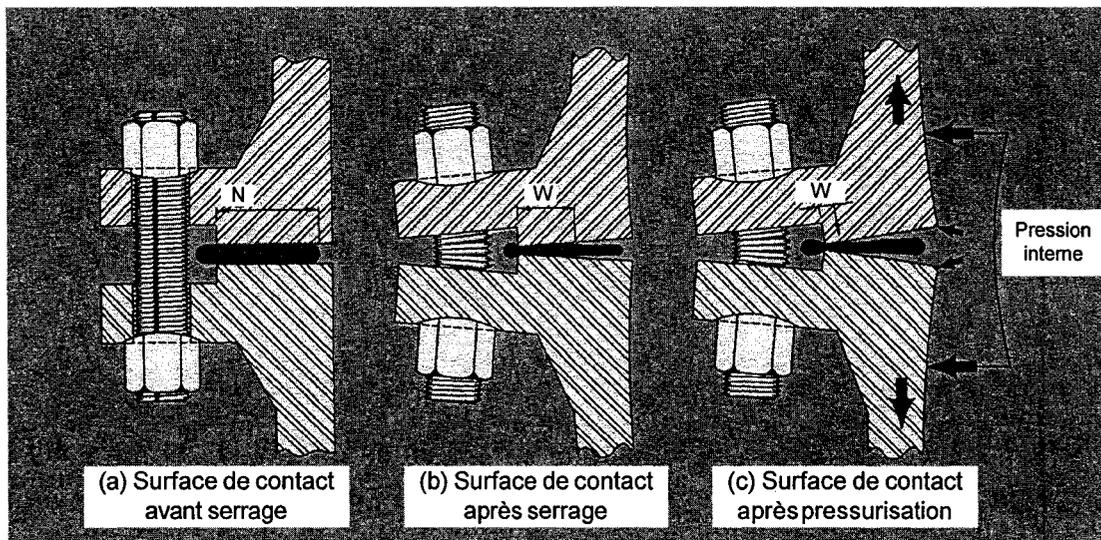


Figure 4 Surface de contact entre les brides et le joint

la force de serrage et des dimensions des brides, figure 4-b. Dans cette étape la surface de contact entre la bride et le joint diminue et est définie par la largeur effective  $W$ . Dans la phase de pressurisation, la rotation des brides est plus grande et par conséquent la surface de contact est plus petite, figure 4-c.

La définition et le calcul de la variation de la surface de contact entre les brides et le joint d'une étape à une autre, ou proprement dite la définition de la largeur effective, n'a pas sollicité beaucoup de chercheurs depuis son implantation dans le code ASME.

Nishioka et al. [6, 7] ont calculé, à l'aide d'un modèle axisymétrique, la largeur effective du joint en déterminant la position de la réaction sur le joint. Ils ont comparé par la suite les valeurs trouvées à celles données par les codes ASME et JIS. Ils ont trouvé que leurs valeurs sont plus petites que celles proposées par les codes ASME et JIS.

Sawa et al. [16] ont défini la largeur effective comme la différence entre le rayon extérieur du joint et le rayon où la contrainte de contact sur le joint est nulle. Cette définition suppose que lors de l'application de la force de serrage, une partie du joint se serait plus sollicitée. Ceci est vrai lorsque la largeur du joint est assez grande et que le diamètre intérieur du joint est égal à celui de la bride. Ils ont remarqué que la largeur effective, tel qu'ils l'ont définie, dépend de l'épaisseur du joint et des caractéristiques mécanique des brides et du joint.

El-Riche et al. [24] ont initié la discussion sur la validité des équations empiriques définissant la largeur effective dans le code ASME. Ils ont proposé une estimation de la largeur effective du joint en fonction des résultats des essais expérimentaux utilisant un assemblage à brides rigides (ROTT) et autres à brides réelles. Ils ont étudié l'effet de la valeur de la contrainte moyenne de contact et l'effet de la largeur des brides en gardant toujours la même largeur du joint. Ils ont démontré aussi que la largeur effective dépend du type de joint et que la contrainte maximale est un facteur très déterminant pour le contrôle des fuites.

## **2.6 Conclusion**

Suite à cette revue bibliographique, on peut conclure qu'il reste beaucoup de travail à faire pour améliorer le code ASME et pour traiter tous les cas de figures. En particulier pour définir la largeur effective du joint d'étanchéité d'une manière générale en introduisant tous les paramètres qui influent le comportement des assemblages à brides boulonnées munies de joint d'étanchéité.

Dans le chapitre suivant, l'état actuel du code ASME pour la définition de la largeur effective serait exposé et aussi la définition proposée dans la procédure alternative qui est en adoption.

## CHAPITRE 3

### NOTION DE LA LARGEUR EFFECTIVE DANS LE CODE ASME

#### 3.1 Introduction

La notion de la largeur effective est introduite dans l'actuel code ASME, pour prendre en considération l'effet de la rotation des brides ou plus exactement l'effet de la contrainte non-uniforme sur le joint d'étanchéité.

Les bases expérimentales ou théoriques de cette notion ne sont jamais publiées. Rosshein et Markl [25], supposés les inventeurs, ont déclaré que des tests assez limités ont été conduits, dans le cas des joints larges, pour évaluer et valider les expressions de la largeur effective du joint qui sont introduites dans l'actuelle procédure de conception des assemblages à brides boulonnées.

#### 3.2 Méthode actuelle du code ASME

La largeur effective du joint d'étanchéité est utilisée dans l'actuelle procédure du code ASME pour le calcul de la force de serrage initial et la localisation de la réaction sur le joint.

Elle est donnée par les relations empiriques suivantes :

$$b = b_0 \quad \text{pour} \quad b_0 \leq 6,35 \text{ mm (0,25 } po) \quad (3.1)$$

Et

$$b = 2,52\sqrt{b_0} \quad \text{pour} \quad b_0 > 6,35 \text{ mm (0,25 } po) \quad (3.2)$$

$b_0$  (en mm) est la largeur d'assise de base du joint, elle est égale à la moitié de la largeur de contact  $N$  pour les joints plats, tableau II.

$$b_0 = \frac{N}{2} \tag{3.3}$$

Tableau II

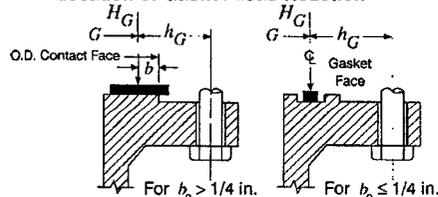
Définition de la largeur de base du joint dans l'actuelle procédure ASME

	Facing Sketch (Exaggerated)	Basic Gasket Seating Width, $b_0$	
		Column I	Column II
(1a)		$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
(1b)		$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
See Note (1)			
(1c)		$\frac{w + T}{2}; \left(\frac{w + N}{4}\right) \text{ max.}$	$\frac{w + T}{2}; \left(\frac{w + N}{4}\right) \text{ max.}$
(1d)			
See Note (1)			
(2)		$\frac{w + N}{4}$	$\frac{w + 3N}{8}$
1/64 in. Nubbin		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(3)			
1/64 in. Nubbin		$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
(4)			
See Note (1)		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(5)			
See Note (1)		$\frac{w}{8}$	...
(6)			

**Effective Gasket Seating Width,  $b_0$**

$$b = b_0, \text{ when } b_0 \leq 1/4 \text{ in.}; b = 0.5\sqrt{b_0}, \text{ } b_0 > 1/4 \text{ in.}$$

**Location of Gasket Load Reaction**



**NOTES:**

- (1) Where serrations do not exceed 1/64 in. depth and 1/32 in. width spacing sketches (1b) and (1d) shall be used.
- (2) The gasket factors listed only apply to flanged joints in which the gasket is contained entirely within the inner edges of the bolt holes

La charge initiale des boulons  $W_{m2}$  est en fonction de l'aire du joint qui a une largeur égale à la largeur effective  $b$ , tandis que le calcul de la charge d'opération  $W_{m1}$  est basée sur le double de cette aire, comme le représente les équations suivantes :

$$W_{m2} = \pi b G y \quad (3.4)$$

Et

$$W_{m1} = \frac{\pi}{4} G^2 P + 2b \pi G m P \quad (3.5)$$

En regardant ces différentes équations, le joint doit supporter des charges supérieures à la résistance  $y$  sur une épaisseur fixe  $b$  largement inférieur ou égale à la moitié de la largeur de contact  $N$ .

À partir des deux charges  $W_{m1}$  et  $W_{m2}$ , on détermine l'aire de la surface minimale des boulons  $A_m$ , avec l'équation suivante :

$$A_m = \max \left\{ \frac{W_{m1}}{S_b}, \frac{W_{m2}}{S_a} \right\}$$

$S_a$  et  $S_b$  sont les contraintes admissibles des boulons, respectivement à température ambiante et à température de service.

La largeur effective du joint est aussi utilisée pour déterminer la position de la réaction sur le joint :  $G$ . Pour les différents joints, cette position est donnée, dans le code ASME, par :

$$G = G_0 - N \quad \text{pour} \quad b_0 \leq 6,35 \text{ mm } (0,25 \text{ po}) \quad (3.6)$$

$$G = G_0 - 2b \quad \text{pour} \quad b_0 > 6,35 \text{ mm } (0,25 \text{ po}) \quad (3.7)$$

### 3.3 Méthode alternative

Dans la méthode alternative du code ASME, la largeur effective est utilisée seulement pour déterminer la position de la réaction sur le joint. Ce concept de la largeur effective est semblable à celui utilisé dans la méthode traditionnelle. Il n'est fondé sur aucune étude expérimentale ou théorique et nécessite aussi des vérifications et essentiellement pour les nouveaux types de joints utilisés de nos jours.

Des relations semblables aux équations (3.1) et (3.2) sont utilisées dans cette procédure alternative :

$$n = n_0 \quad \text{pour} \quad n_0 \leq 12,7 \text{ mm (0,5 po)} \quad (3.8)$$

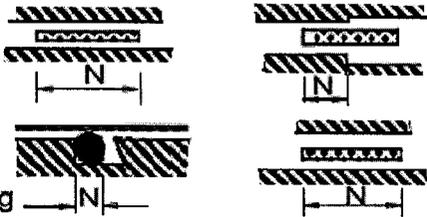
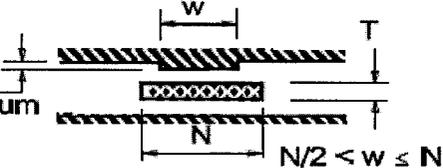
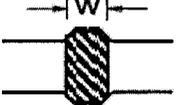
Et

$$n = 3,65\sqrt{n_0} \quad \text{pour} \quad n_0 > 12,7 \text{ mm (0,5 po)} \quad (3.9)$$

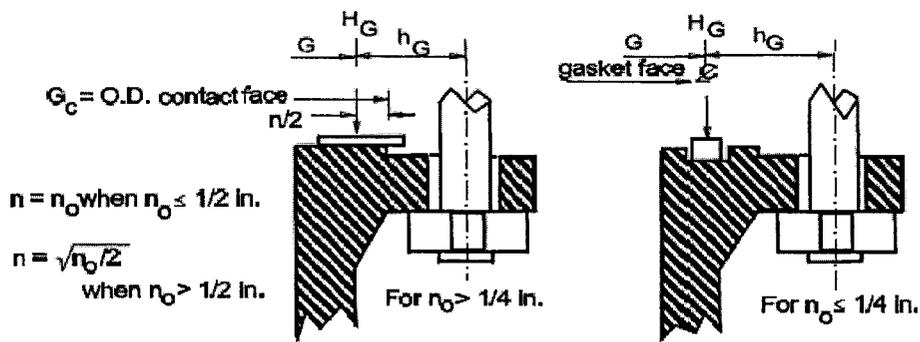
Avec  $n_0$  en mm et égale à la largeur de contact N pour les joints plats, tableau III.

Tableau III

Définition de la largeur de base du joint, nouvelle procédure (BFJ)

Facing Sketch (exaggerated)	Basic Gasket Width <sup>1</sup> $n_0$
<p>(1)</p>  <p>Diameter Ring</p>	<p>N</p>
<p>(2)</p>  <p>1/16 in. minimum nubbin</p> <p><math>N/2 &lt; w \leq N</math></p>	<p><math>(w + T) \leq N</math></p>
<p>(3)</p> 	<p><math>w/4</math></p>

Location of Gasket Load Reaction



NOTE

(1) The gasket constants listed apply to the flanged joint in which the gasket is entirely within the inner edges of the bolt holes.

Dans la méthode alternative, la charge minimale dans les boulons  $W_{m0}$  est calculée en fonction des contraintes appliquée sur le joint  $S_{m1}$  et  $S_{m2}$ . Ces contraintes sont calculées par la procédure décrite ci-dessous.

Pour une classe d'étanchéité donnée  $T_p$ , le paramètre d'étanchéité minimum  $T_{pmin}$  est calculé par :

$$T_{pmin} = 0.1243T_c P \quad (3.10)$$

$$T_{pa} = XT_{pmin} \quad (3.11)$$

X est un coefficient calculé par itération, il est supérieur à 1,5.

La contrainte d'assise du joint est donnée par l'équation suivante :

$$S_{ya} = \frac{G_b}{\eta} (T_{pa})^a \quad (3.12)$$

La contrainte d'opération nécessaire pour maintenir le niveau de l'étanchéité désiré est :

$$S_{m1} = G_s [T_{pmin}]^k \quad (3.13)$$

Avec

$$k = a \frac{\text{Log}\left(\frac{\eta S_{ya}}{G_s}\right)}{\text{Log}\left(\frac{\eta S_{ya}}{G_b}\right)}$$

Lors de l'application de la pression interne et des charges externes, la contrainte appliquée sur le joint est :

$$S_{m2} = \frac{\eta S_{ya} S_b}{1.5 S_a} - \frac{P A_i + F_A}{A_g + A_p} - \frac{4 Q M_E}{G A_g} \quad (3.14)$$

Où le facteur Q est égal à 0 si l'effet du moment  $M_E$  est inférieur à 25% sur la valeur de  $S_{m2}$ .

La charge minimale des boulons en fonctionnement est :

$$W_{mo} = P A_i + S_{mo} (A_g + A_p) + F_A + \frac{4 M_E}{G} \quad (3.15)$$

Avec 
$$S_{mo} = \max\{S_{m1}; S_{m2}; 2P; S_L\}$$

La position G de la réaction sur le joint est donnée par la relation 3.16 :

$$G = G_0 - n \quad (3.16)$$

### 3.4 Conclusion

La procédure de calcul des assemblages à brides boulonnées du code ASME, présente plusieurs faiblesses du côté du modèle mécanique et du comportement des différents éléments de l'assemblage.

Parmi les faiblesses du code ASME la manière avec laquelle il a fait intervenir l'effet de la rotation des brides. En effet, Le code a utilisé la notion de la largeur effective pour prendre en considération l'effet de la rotation. Alors que la largeur effective est définie en fonction seulement de la largeur d'assise du joint indépendamment de la valeur de la rotation. D'autre part, le code suppose que la surface de contact lors du serrage initial des boulons, qui est en fonction de la moitié de la largeur d'assise du joint b (équation 3.4), est plus grande que celle lors de la pressurisation, calculée en fonction de 2b (équation 3.5). Mais normalement lorsque la pression est appliquée, la surface de contact a tendance à diminuer comme démontré au paragraphe 2.5.

Dans la procédure alternative, la largeur effective ne fait pas intervenir l'effet de la rotation. Alors que même si les facteurs du joint, introduits par cette méthode, sont déterminés par l'essai ROTT pour lequel la rotation est supposé nulle, l'utilisation ultérieure du banc d'essai ROTT a révélé que les brides utilisée ne sont pas parfaitement rigides.

De ce fait, la manière avec laquelle le code définit la largeur effective n'est pas complète. Pour cela il est proposé d'examiner tous les paramètres qui peuvent aider à calculer correctement la largeur effective. On commence, dans le chapitre 4, par la présentation des résultats d'une étude expérimentale réalisée dans le laboratoire TTRL de l'École polytechnique. Puis on présente l'influence des différents paramètres sur le comportement du joint d'étanchéité : c'est l'objet des chapitres 5 et 6. Finalement, dans le chapitre 7, une nouvelle approche est proposée pour calculer la largeur effective du joint d'étanchéité.

## CHAPITRE 4

### ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

#### 4.1 Introduction

Dans ce chapitre, on présente l'étude expérimentale réalisée par EL-Rich [26] dans le cadre de sa maîtrise ès sciences appliquée au département génie mécanique de l'école Polytechnique de Montréal. On va décrire brièvement les bancs d'essai utilisés et passer en revue par la suite les résultats que nous allons exploiter ultérieurement dans notre étude.

L'objectif de cette étude était de caractériser l'effet de la rotation des brides sur les fuites des assemblages à brides boulonnées munies de joints d'étanchéité. Pour atteindre cet objectif, deux types de banc d'essai ont été utilisés. Le premier banc d'essai est celui de l'essai ROTT du laboratoire d'étanchéité TTRL de l'École Polytechnique de Montréal. Le deuxième banc d'essai est constitué de deux brides réelles flexibles.

#### 4.2 Description des bancs d'essai

##### 4.2.1 Banc d'essai ROTT

Le banc d'essai ROTT, figure 5, est composé de deux plateaux rigides qui ne permettent aucune rotation lors de l'application de la charge de serrage ou de la pression interne de pressurisation. Il permet de caractériser les joints d'étanchéité à la température ambiante.

Le contrôle des différentes composantes est automatique à l'aide d'un programme réalisé avec LABVIEW. Ce programme permet de définir initialement les différentes étapes de l'essai. Les résultats des essais sont enregistrés dans des fichiers. L'interface graphique du programme permet de suivre en temps réel l'évolution des différents paramètres.

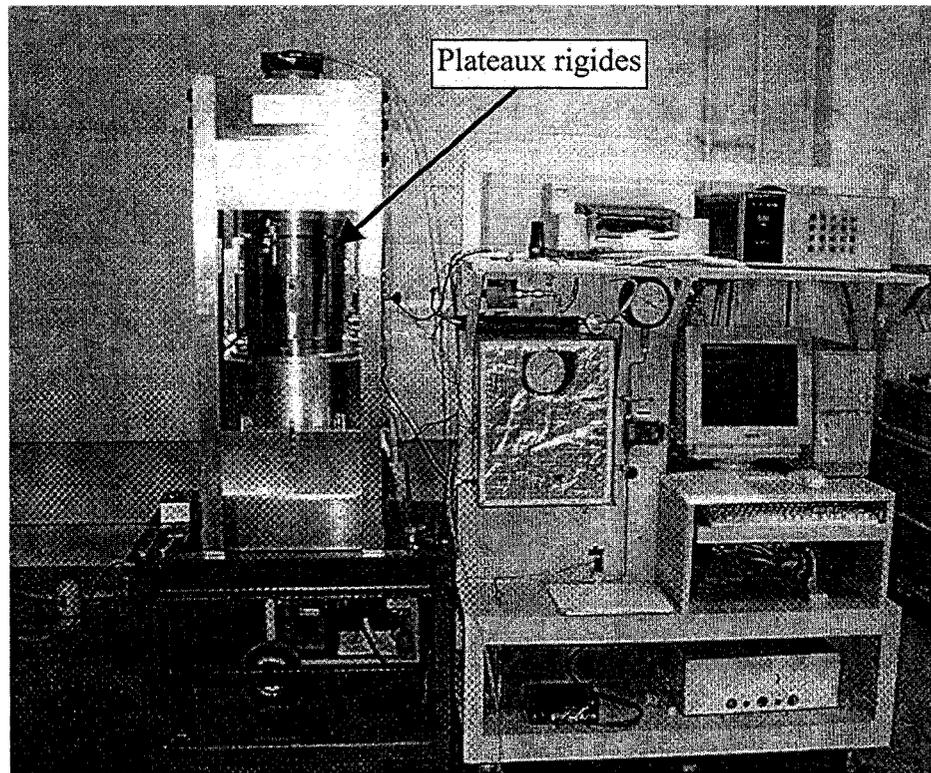


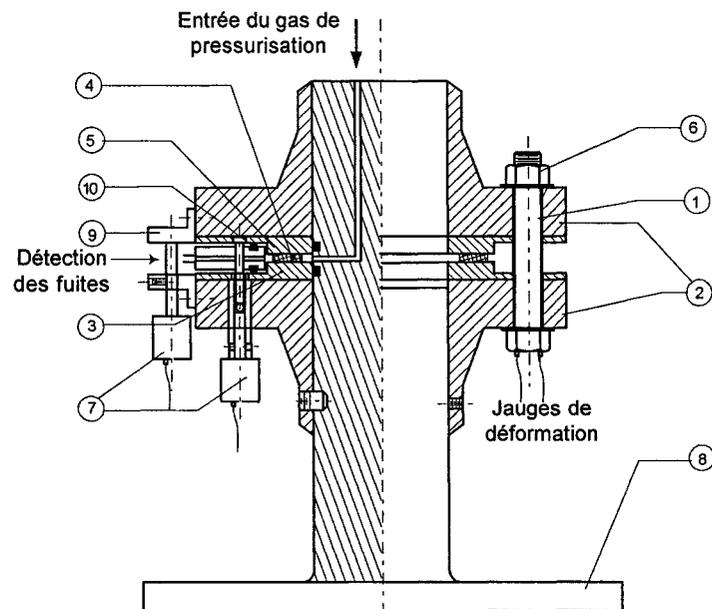
Figure 5 Banc d'essai ROTT

Le joint, placé entre les deux plateaux, est comprimé à l'aide d'un vérin hydraulique actionné par une pompe. La charge est mesurée à l'aide d'un capteur de pression relié au piston hydraulique.

La mesure de fuite est faite par trois techniques différentes : le débitmètre lorsque la fuite est supérieure à 0,8 mg/s, la chute de pression pour des fuites entre 0,018 mg/s et 0,8 mg/s et le spectromètre de masse pour les très petites fuites (<0,018 mg/s).

#### 4.2.2 Banc d'essai à brides flexibles (figure 6)

L'assemblage de ce banc d'essai est constitué d'une paire de brides normalisées ANSI NPS 4 classe 600 lb. Ces deux brides sont montées sur un arbre central solidaire au



- |                          |                                     |
|--------------------------|-------------------------------------|
| 1. boulon                | 6. écrou                            |
| 2. brides                | 7. capteur de déplacement           |
| 3. plateau de chargement | 8. support de l'assemblage          |
| 4. joint                 | 9. support des LVDT                 |
| 5. plateau de chargement | 10. chambre d'accumulation de fuite |

Figure 6 Schéma du montage des brides flexibles

châssis fixe. Le serrage des boulons est effectué manuellement à l'aide d'une clé dynamométrique.

La fuite est collectée dans une enceinte étanche réalisée par les deux brides et un anneau complémentaire muni de joints toriques. La mesure de fuite est effectuée par la méthode de montée de pression.

L'allongement des boulons est mesuré à l'aide de jauges de déformations. Deux jauges sont placées de chaque côté du boulon. L'écrasement du joint est détecté par deux LVDT, placés sur le même diamètre des brides. La rotation des brides est déterminée par

la comparaison du déplacement vertical d'un premier LVDT, mesurant l'écrasement du joint, et un autre LVDT placé sur le même diamètre que le premier mais à un rayon plus grand.

### **4.3 Programmes des essais**

L'influence de la rotation des brides est étudiée pour trois types de joint : joint en feuille d'amiante, en feuille de graphite et un joint métalloplastique. Dans la suite, on va se contenter de présenter seulement les résultats des deux premiers joints.

La rotation a été variée en usinant les faces surélevées des brides. Les épaisseurs utilisées sont : 38,1 mm (1,50 po), 31,75 mm (1,25 po), 25,4 mm (1,00 po) et 19,05 mm (0,25 po). Cinq niveaux de contraintes moyennes ont été appliqués sur le joint. Les pressions internes qui ont été utilisés sont : 1,4 MPa (200 psi), 2,8 MPa (400 psi) et 5,5 MPa (800 psi).

Chaque joint d'étanchéité est testé sur les deux bancs d'essai pour permettre d'établir la relation entre la rotation et les fuites et de comparer les performances d'étanchéité de chaque type de joint.

### **4.4 Présentation des résultats**

Dans ce paragraphe, on compare les résultats des différents tests pour déterminer les paramètres clés qui affectent les fuites. On présente uniquement les résultats relatifs aux joints en graphite et en amiante.

Les figures 7 et 8 présentent, successivement pour les joints en graphite et en amiante, le taux de fuite en fonction de la contrainte moyenne appliquée au joint, à une pression interne de 5,5 MPa (800 psi). Dans ces figures, en échelle semi logarithme, une courbe décrit le comportement de l'assemblage à plateaux rigides et le reste pour des brides flexibles avec différentes épaisseurs.

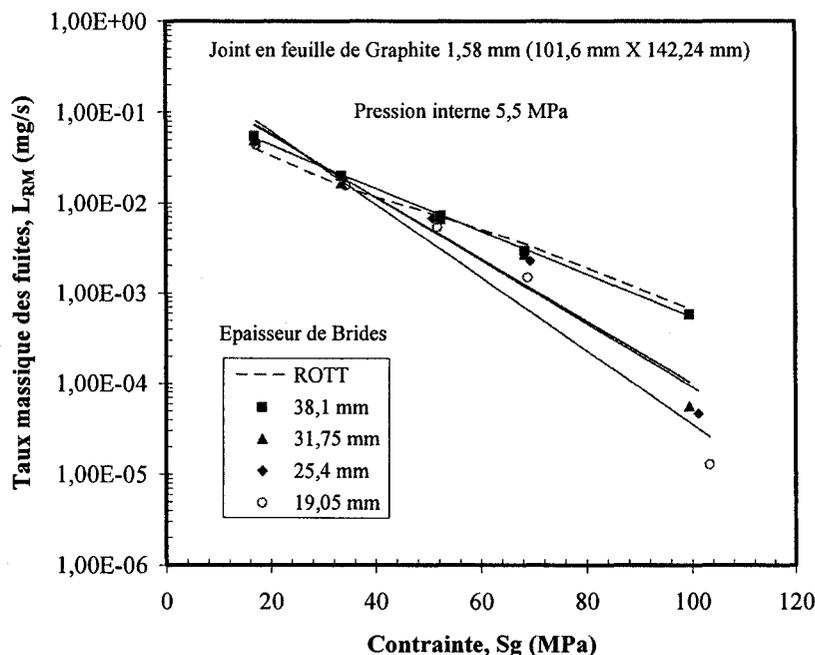


Figure 7 Comparaison des fuites pour un joint en graphite

Il est clair que les fuites mesurées varient linéairement en fonction de la contrainte moyenne et convergent vers les mêmes valeurs pour les faibles contraintes moyennes et s'éloignent pour les grandes contraintes. Donc on peut dire que, pour les faibles contraintes, la flexibilité en rotation des brides n'affecte pas la valeur des fuites. De plus, on constate que la courbe des fuites de l'assemblage à plateaux rigides est toujours située au-dessus des autres courbes. Cela signifie que la fuite dans un assemblage rigide est plus grande que celle produite dans un assemblage à brides flexibles, sous l'effet de la même contrainte moyenne. En d'autres termes, pour avoir dans un assemblage à plateaux rigide la même fuite, produite dans un assemblage à brides flexibles subissant une contrainte moyenne donnée, il faut appliquer une contrainte plus grande que la première. Cette contrainte est appelée « contrainte équivalente ».

Les figures 9 et 10 montrent l'effet du niveau de la pression interne sur la variation du taux massique des fuites, pour un assemblage à brides de 38,1 mm (1,5 po) d'épaisseur

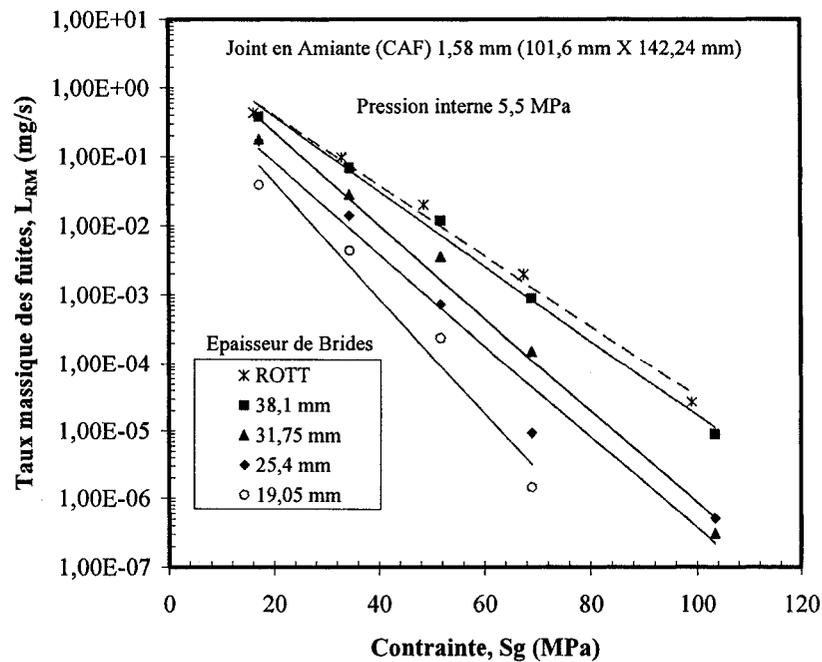


Figure 8 Comparaison des fuites pour un joint en amiante

et pour un autre à plateaux rigides. On constate, pour les deux joints (graphite et amiante) et pour la même contrainte moyenne, que le taux de fuite augmente avec le niveau de la pression interne appliquée.

L'étude par éléments finis du travail d'EL-Rich a conclu que la contrainte équivalente est très proche de la contrainte maximale située au diamètre extérieur du joint. On vérifiera ce résultat après l'étude par éléments finis.

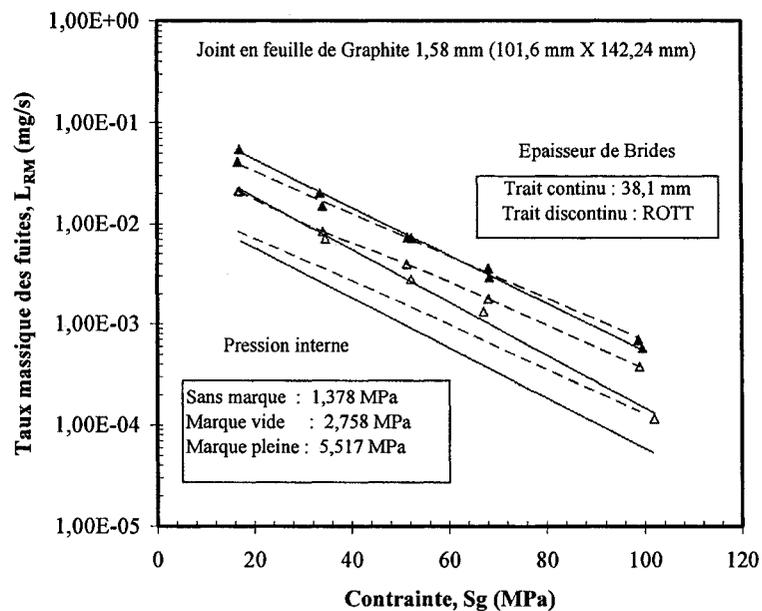


Figure 9 Effet de la pression interne pour un joint en graphite

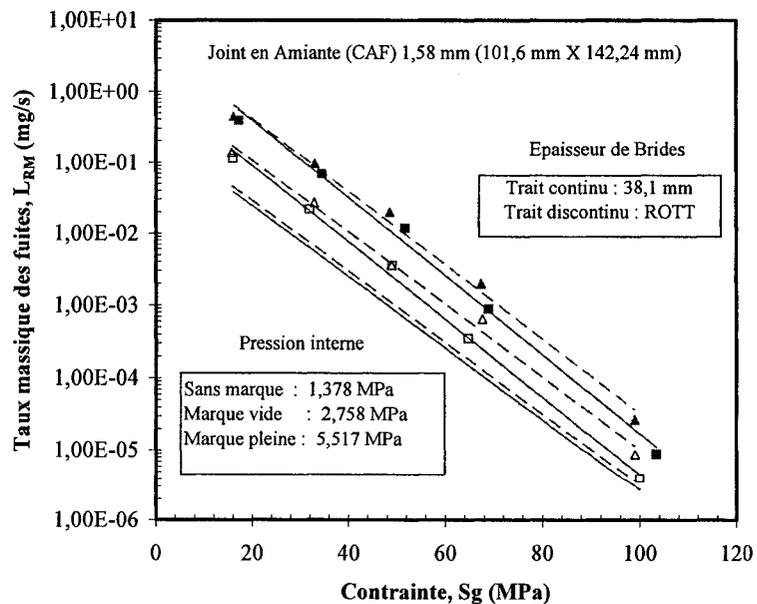


Figure 10 Effet de la pression interne pour un joint en amiante

#### 4.5 Conclusion

À partir des résultats précédents, on peut conclure que c'est la valeur de la contrainte maximale, qui conditionne l'efficacité en étanchéité des assemblages à brides boulonnées.

La valeur de la fuite est plus importante lorsque l'assemblage est moins rigide ou la contrainte moyenne sur le joint est plus faible ou lorsque le niveau de la pression de fonctionnement est plus élevé.

Dans le chapitre suivant, on propose deux méthodes pour calculer la contrainte maximale, située au diamètre extérieur du joint : analytique et numérique (MEF).

## CHAPITRE 5

### MODÉLISATION ANALYTIQUE ET NUMÉRIQUE

#### 5.1 Introduction

Dans ce chapitre on présente les modèles analytique et numérique utilisés pour calculer la contrainte maximale qui nous permettra de définir ultérieurement la largeur effective du joint d'étanchéité.

Dans l'approche analytique on propose un modèle simplifié pour calculer la rotation des brides puis la valeur de la contrainte maximale située au diamètre extérieur du joint. L'étude numérique (méthode des éléments finis) permet d'avoir plus de détails sur la distribution radiale de la contrainte sur le joint et en particulier la valeur de la contrainte maximale et sa variation en fonction de la contrainte moyenne et la rotation des brides.

#### 5.2 Modélisation Analytique

##### 5.2.1 Principe de l'approche

Pour calculer la contrainte maximale sur le joint, on propose une approche analytique simplifiée. Les résultats de cette méthode seront utilisés éventuellement pour le calcul de la largeur effective en fonction de la largeur réelle d'assise du joint et aussi pour valider les résultats de la méthode numérique.

Le calcul analytique repose sur deux hypothèses simplificatrices. La première hypothèse consiste à négliger l'effet de fond et donc ne considérer que la phase de chargement du joint. Dans la deuxième hypothèse, on suppose que l'écrasement du joint est linéaire en fonction de la position radiale, figure 11.

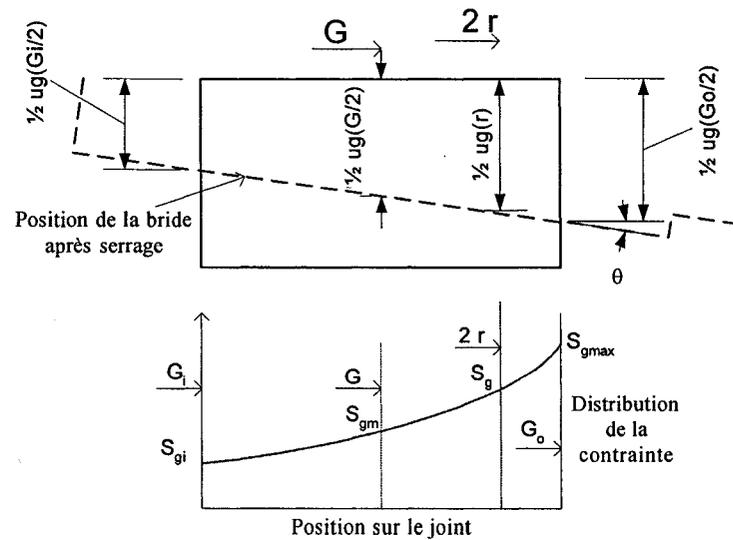


Figure 11 Modèle analytique de la déformation du joint

Pour calculer la contrainte maximale, on doit calculer tout d'abord la rotation des brides en fonction des charges extérieures appliquées sur l'assemblage.

### 5.2.2 Calcul de la rotation des brides

La rotation  $\theta_f$  de la bride, considérée comme une plaque avec un trou au centre, sous l'effet du moment externe équivalent  $M_f$ , est donnée par la relation suivante :

$$\theta_f = \frac{(1 - \nu_f^2) V}{E_f g_o^2 h_o L} M_f \quad (5.1)$$

Où V et L sont deux facteurs dépendant de la géométrie de la bride.

Dans l'étape de serrage des boulons, le moment équivalent, généré par l'effet des deux forces appliquées sur le joint et sur les boulons, est donné par :

$$M_f = F_g \frac{(D - G)}{2} + F_b \frac{(C - D)}{2} \quad (5.2)$$

Avec  $F_b$  et  $F_g$  les forces totales appliquées, respectivement, sur les boulons et sur le joint.

Les forces  $F_b$  et  $F_g$  sont données par :

$$F_b = F_g = \frac{\pi (G_o^2 - G_i^2)}{4} S_{gm} = A_b S_{boulon} \quad (5.3)$$

Où  $S_{gm}$  est la contrainte moyenne sur le joint.

La relation (5.1) devient :

$$\theta_f = \frac{(1 - \nu_f^2) V}{E_f g_o^2 h_o L} \frac{\pi}{8} [(G_o^2 - G_i^2)(C - G)] S_{gm} \quad (5.4)$$

### 5.2.3 Calcul de la contrainte maximale

L'écrasement du joint, à la position radiale  $r$ , pour un assemblage formé de deux brides identiques, est donné par la relation linéaire suivante :

$$u_g(r) = u_{gm} + 2 \left( \frac{G}{2} - r \right) \theta_f \quad (5.5)$$

Avec  $\theta_f$  la rotation de la bride et  $u_{gm}$  le déplacement du joint au diamètre  $G$ , représentant la position de la réaction résultante sur le joint.  $G$  est donné, selon le code ASME et pour les joints plats dont la largeur est plus grande que 12,70 mm (0,5 po), par la relation 5.6.

$$G = G_o - \sqrt{\frac{(G_o - G_i)}{4}} \quad (5.6)$$

Finalement, connaissant la courbe de la contrainte en fonction de la déformation du joint, soit la fonction  $f$ , on calcule l'écrasement du joint au rayon  $G/2$  par la relation suivante :

$$u_{gm} = u_g\left(\frac{G}{2}\right) = f^{-1}(S_{gm}) \quad (5.7)$$

Ensuite, on calcule l'écrasement en tout point :

$$u_g(r) = f^{-1}(S_{gm}) + 2\left(\frac{G}{2} - r\right) \left[ \frac{(1 - \nu_f^2) V}{E_f g_o^2 h_o L} \frac{\pi}{8} [(G_o^2 - G_i^2)(C - G)] S_{gm} \right] \quad (5.8)$$

Finalement

$$S_g(r) = f(u_g(r)) \quad (5.9)$$

La contrainte maximale sur le joint est calculée au rayon extérieur par la relation :

$$S_{g_{\max}} = S_g\left(r = \frac{G_o}{2}\right) = f\left(u_g\left(r = \frac{G_o}{2}\right)\right) \quad (5.10)$$

#### 5.2.4 Détermination de la position de la réaction sur le joint

La distribution radiale de la contrainte sur le joint dépend de la flexibilité en rotation des brides et des caractéristiques géométriques du joint. En effet, si la largeur du joint est

suffisamment faible devant les autres dimensions, on peut considérer que la contrainte sur ce joint est uniformément répartie vue que la différence de l'écrasement entre les deux extrémités du joint est presque nulle.

D'autre part, cette distribution est caractérisée par trois informations : les contraintes maximale et minimale, la contrainte moyenne et la position de la réaction résultante sur le joint.

Le code définit la position de la réaction sur le joint par la relation suivante :

$$G = G_0 - 2b \quad (5.11)$$

Avec  $b$  la largeur effective

Donc la largeur effective est donné par :

$$b = \frac{G_0 - G}{2} \quad (5.12)$$

Analytiquement, la position de la réaction sur le joint  $G$  peut être déterminée par la procédure ci-dessous.

En équilibre le moment créé par la réaction sur le joint  $F_g$ , calculé par rapport au point  $O$  de la figure 12, est égal au moment créé par la distribution radiale de la contrainte  $S_g$ . Ceci est traduit par les formules suivantes :

$$M = F_g \cdot \frac{G}{2} = M(S_g)_{/o}$$

Et

$$M(S_g)_{/o} = \int_{\frac{G_i}{2}}^{\frac{G_o}{2}} 2\pi r^2 S_g dr$$

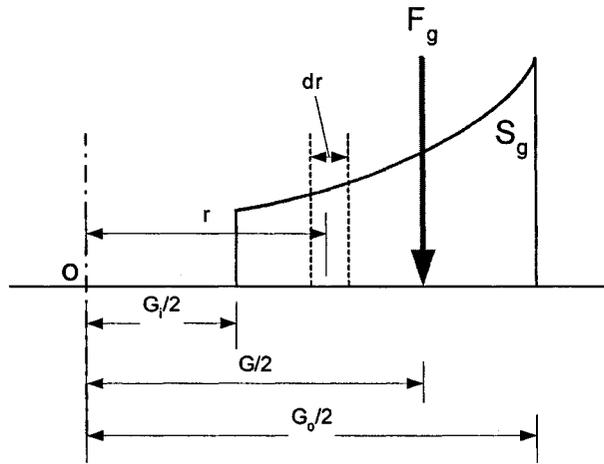


Figure 12 Calcul de la position de la réaction du joint G

D'autre part

$$F_g = \int_{\frac{G_i}{2}}^{\frac{G_o}{2}} 2\pi r S_g dr$$

Finalement on aura :

$$\frac{G}{2} = \frac{\int_{\frac{G_i}{2}}^{\frac{G_o}{2}} 2\pi r^2 S_g(r) dr}{\int_{\frac{G_i}{2}}^{\frac{G_o}{2}} 2\pi r S_g(r) dr} = \frac{\int_{\frac{G_i}{2}}^{\frac{G_o}{2}} r^2 S_g(r) dr}{\int_{\frac{G_i}{2}}^{\frac{G_o}{2}} r S_g(r) dr} \quad (5.13)$$

Si la distribution radiale de la contrainte  $S_g$  est connue, on peut déterminer alors analytiquement la position  $G$  de la réaction sur le joint. Calculons la position  $G$  pour des distributions simplifiées.

#### 5.2.4.1 Distribution uniforme

Si on considère que la distribution radiale de la contrainte sur le joint est uniforme de valeur  $S_g(r) = S_{gm}$ , figure 13-a, la position de la réaction résultante  $G$  est donnée par :

$$G = \frac{2}{3} \left[ \frac{G_i^2 + G_0^2 + G_i G_0}{G_i + G_0} \right] \quad (5.14)$$

$$b = \frac{G_0 - G}{2} = \frac{G_0^2}{6(N - G_0)} + \frac{2}{3}N + \frac{G_0}{6} \quad (5.15)$$

Lorsque N est trop petite devant  $G_0$ , on néglige N devant  $G_0$ , on aura :

$$b \cong \frac{1}{2} N \quad (5.16)$$

#### 5.2.4.2 Distribution linéaire

Considérons une distribution radiale linéaire de la contrainte sur le joint qui prend la valeur  $\alpha S_{gm}$  au rayon intérieur du joint et  $\beta S_{gm}$  au rayon extérieur, figure 13-c, la position de la réaction résultante G est donnée par :

$$G = \frac{1}{2} \left[ \frac{(\alpha + 3\beta)G_o^2 + (3\alpha + \beta)G_i^2 + 2(\alpha + \beta)G_i G_o}{(\alpha + 2\beta)G_o + (2\alpha + \beta)G_i} \right] \quad (5.17)$$

Et la largeur effective est donnée par :

$$b = \frac{G_0 - G}{2} = \frac{(\alpha + 2\beta)G_o - (3\alpha + \beta)N}{3(\alpha + \beta)G_o - 2(2\alpha + \beta)N} N \quad (5.18)$$

Si  $\alpha=0$  et  $\beta=2$ , on aura le cas de la figure 13-b et les valeurs de G et b seront données par :

$$G = \frac{1}{2} \left[ \frac{G_i^2 + 3G_0^2 + 2G_i G_0}{G_i + 2G_0} \right] \quad (5.19)$$

$$b = \frac{G_0 - G}{2} = \frac{G_0^2}{6(N - G_0)} + \frac{1}{3}N + \frac{G_0}{6} \quad (5.20)$$

Et lorsque N est trop petit devant  $G_0$ , la largeur effective serait :

$$b \cong \frac{1}{3}N \quad (5.21)$$

#### 5.2.4.3 Distribution linéaire décalée

La figure 13-d représente une distribution particulière. C'est une distribution linéaire décalée. Dans ce cas la position de résultante sur le joint est donnée par :

$$G = \frac{1}{2} \left[ \frac{G_i^2 + 3G_0^2 + 2G_i G_0 + 4a^2 + 4a(G_i - G_0)}{G_i + 2G_0 + 2a} \right] \quad (5.22)$$

$$b = \frac{G_0 - G}{2} = \frac{(N - a)G_0 - N^2 + 2aN - a^2}{2a - 2N + 3G_0} \quad (5.23)$$

Lorsque N est trop petite devant  $G_0$ , la largeur effective serait :

$$b \cong \frac{N}{3} - \frac{a}{3} \quad (5.24)$$

Si  $a=0,5$  alors :

$$b \cong \frac{N}{3} - 0,166 \quad (5.25)$$

Il est important de noter que la position de la réaction sur le joint dépend directement la valeur moyenne de la contrainte  $S_{gm}$  et des dimensions du joint ( $G_0$  et  $G_i$ ).

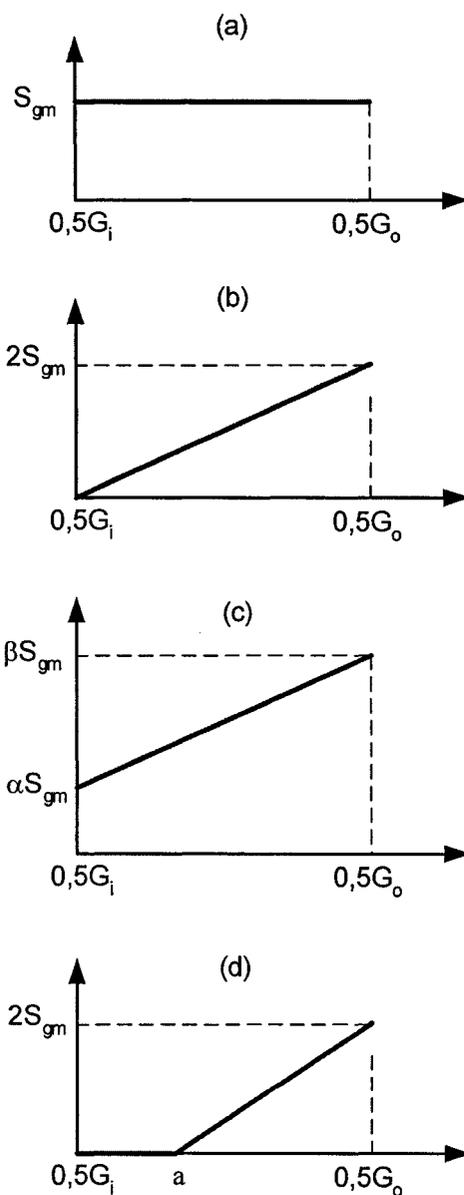


Figure 13 Cas particuliers de la distribution radiale de la contrainte sur le joint

## **5.3 Modélisation numérique**

### **5.3.1 Objectif de l'étude**

Cette étude est réalisée à l'aide du logiciel ANSYS [27]. Elle consiste à simuler le comportement d'un assemblage à brides boulonnées avec joint soumis à une force de serrage et à une pression interne de fonctionnement et étudier l'effet d'une part de la flexibilité de la bride sur la distribution radiale de la contrainte sur le joint et d'autre part l'influence de la valeur de la largeur du joint sur la non uniformité de la distribution radiale de cette contrainte. On présente, dans ce chapitre seulement le modèle.

### **5.3.2 Définition du modèle**

Dans cette étude par éléments finis, les mêmes brides utilisées dans le banc d'essais sont modélisées et qui sont de type NPS 4 class 600 lb.

Étant donné que l'assemblage et le chargement ne sont ni dans un plan ni axisymétriques, il est essentiel de réaliser un modèle d'éléments finis en trois dimensions (3D). Cependant, on peut subdiviser l'assemblage en plusieurs secteurs qui ont la même géométrie et qui supportent les mêmes charges et donc ont le même comportement. Dans les coordonnées cylindriques, l'assemblage est divisé en huit secteurs identiques limités par un angle de  $360/n_{\text{boulons}} = 45^\circ$  et contenant un boulon. De plus, l'assemblage admet un plan de symétrie horizontal passant par le plan médian du joint d'étanchéité. Donc l'assemblage est modélisé par un secteur de 1/8 d'une bride, munie de la moitié d'un joint et d'un boulon. Les conditions aux frontières reflètent les plans de symétrie et reproduit le plus fidèlement possible le comportement réel de l'assemblage en sa totalité.

Le modèle réalisé est constitué en trois éléments distincts : la bride, le boulon et le joint d'étanchéité (figure 14).

### 5.3.3 Types d'éléments utilisés

#### 5.3.3.1 Bride et boulon

La bride et le boulon sont modélisés à l'aide d'éléments 3D solide possédant 8 nœuds (Ansys type SOLID45) et trois degrés de liberté de déplacement. Le matériau est un acier ( $E= 30 \times 10^6$  psi,  $\nu= 0,3$ ).

#### 5.3.3.2 Joint d'étanchéité

Le joint d'étanchéité est modélisé par un élément spécial d'interface 3D avec 8 nœuds (Ansys type 192). Cet élément est défini par la courbe de comportement réel du joint

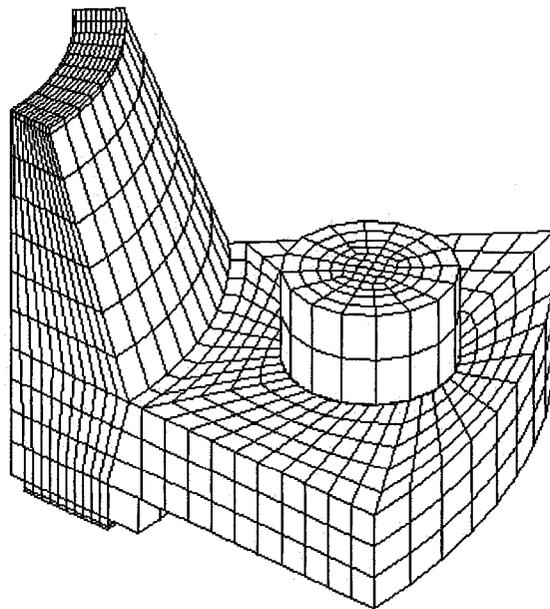


Figure 14      Modèle de l'assemblage (bride, boulon et joint)

(l'écrasement en fonction de la pression de contact appliquée). Cette courbe définit le comportement non linéaire du joint. La partie de décharge de cette courbe n'est pas utilisée puisque la force hydrostatique, générée par l'effet de fond, est négligée. Étant donné que le modèle ne comporte que la moitié du joint, lors de la définition de la courbe du comportement physique du joint, les valeurs de l'écrasement du joint sont divisées par deux.

Il faut noter que le logiciel ne fait aucun lissage de la courbe de comportement, mais interpole linéairement entre les points. Donc il est important de définir suffisamment de points pour mieux se rapprocher du comportement réel du joint.

#### **5.3.4 Chargement du modèle**

L'assemblage à brides boulonnées est soumis à deux types de chargement : un chargement initial, le serrage des boulons, et la pression interne de fonctionnement. La force de serrage est appliquée sous forme de pression sur la section inférieure du boulon.

L'application de la pression interne induit normalement une force longitudinale, appelée effet de fond. Dans le montage réel, cette force est négligeable. Par conséquent, dans l'étude par éléments finis, on s'intéresse seulement à l'étape de serrage des boulons et on suppose que l'état de contrainte sur le joint est constant.

#### **5.3.5 Conditions aux frontières**

Les conditions aux frontières sont définies au niveau des plans limitant notre modèle. Ils limitent le déplacement des nœuds des plans de symétries dans une ou plusieurs directions. Pour notre modèle, on a défini deux plans de symétrie longitudinaux (perpendiculaire au plan défini par le joint) et un plan horizontal de symétrie

(perpendiculaire à l'axe longitudinal de la bride et passant par la mi-épaisseur du joint). Suivant ces trois plans, tous les degrés de libertés des nœuds sont bloqués ( $u_x$ ,  $u_y$  = rotation et  $u_z$ ).

Lors du serrage des boulons, la surface inférieure des boulons doit rester horizontale et donc tous les nœuds doivent avoir le même déplacement vertical. Ceci est réalisé par un couplage, en direction verticale, de ces nœuds.

Après le chargement initial, la charge dans les boulons ne restera pas la même. Elle variera en fonction de la pression de fonctionnement. Donc, lors de la simulation numérique, on doit prendre en considération cet effet. La solution est de maintenir le déplacement vertical des nœuds de la surface inférieure du boulon, généré dans l'étape de serrage, lors de l'application de la pression.

### **5.3.6 Types de joint utilisés**

Au cours de cette étude, on utilise quatre types de joint : joint en feuille de graphite expansé de marque G2 (noté FG), joint en fibres d'amiante compressées de marque Garlock 8748 (noté CAF), joint métallique de type spiralé de marque Flexicarb (noté SW) et joint en feuille métallique ondulé recouvert de graphite de marque Graphonic (noté CMS).

Ces joints sont caractérisés par leurs courbes de comportement non linéaire. Dans la figure 15, on présente la partie de chargement de ces courbes. On remarque que le joint en amiante est le plus rigide des quatre joints, suivi par le CMS, puis le FG et à la fin le SW.

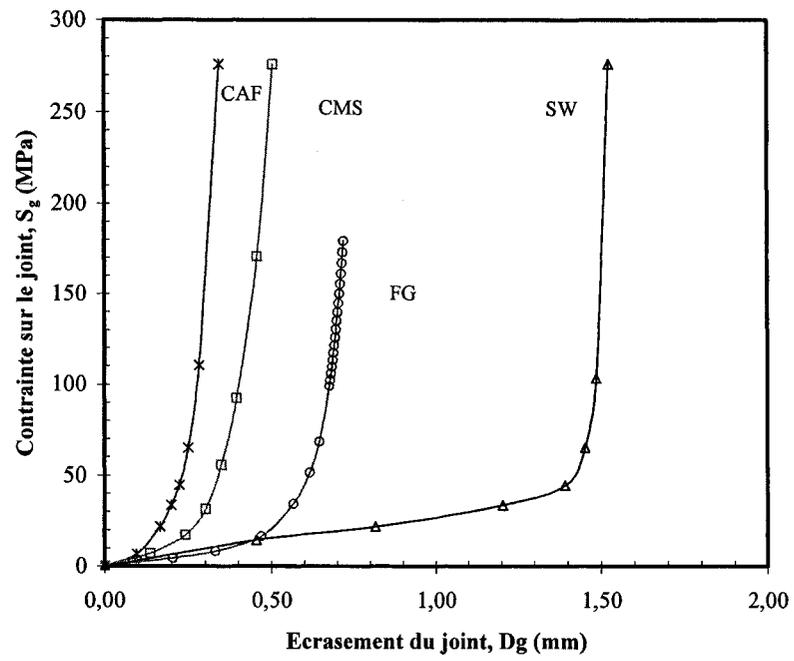


Figure 15 Courbes de comportement des joints (serrage initial)

## CHAPITRE 6

### COMPARAISON DES RÉSULTATS DE LA MODÉLISATION ANALYTIQUE ET NUMÉRIQUE

#### 6.1 Introduction

Dans ce chapitre, les résultats des études analytique et numérique sont présentés. Il faut noter que dans l'étude analytique, seulement la contrainte maximale et la rotation des brides sont calculées. Par contre, dans l'étude numérique, en plus du calcul de la rotation et de la contrainte maximale, les effets de rotation des brides et de la valeur de la largeur réelle du joint sur la distribution radiale de la contrainte sur le joint sont examinés.

#### 6.2 Résultats de l'approche analytique

Dans ce paragraphe, on présente les résultats de l'approche analytique pour des brides dont l'épaisseur varie entre 38,1 31,75 25,4 et 19,05 mm (1,5 1,25 1 et 0,75 po) et avec des joints soit en graphite (FG) ou en amiante (CAF).

Les figures 16 et 17 présentent la variation de la contrainte maximale en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint, pour plusieurs épaisseurs de brides. Pour les contraintes moyennes inférieures à 34,5 MPa (5000 psi), la contrainte maximale est très proche de la contrainte moyenne, quelque soit l'épaisseur des brides. Par contre lorsque la contrainte moyenne est importante ou lorsque l'épaisseur des brides diminue, la contrainte maximale augmente.

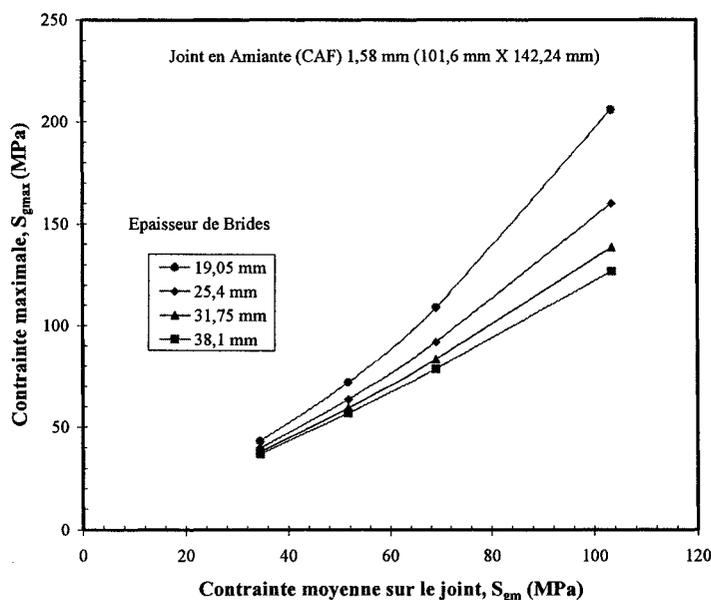


Figure 16 Variation de la contrainte maximale pour un joint CAF

En effet, pour le joint FG, lorsque la contrainte moyenne passe de 68,9 MPa à 103,4 MPa, la contrainte maximale passe de 82 MPa à 141 MPa pour une épaisseur des brides de 31,75 mm et lorsque l'épaisseur des brides est de 19,05 mm, ces valeurs sont 107,4 MPa et 219,2 MPa. De même, pour le joint CAF, lorsque la contrainte moyenne passe de 68,9 MPa à 103,4 MPa, la contrainte maximale passe de 83,5 MPa à 138,4 MPa pour une épaisseur des brides de 31,75 mm et lorsque l'épaisseur des brides est de 19,05 mm, ces valeurs sont 109 MPa et 205,7 MPa.

On constate que, pour les faibles contraintes moyennes, la contrainte maximale est égale à la contrainte moyenne. Donc la distribution de la contrainte est uniforme. La différence constatée pour les brides moins rigides entre la contrainte maximale et la contrainte moyenne est due aux hypothèses avancées lors de la présentation de la méthode analytique. En effet, l'écrasement du joint n'est pas une fonction linéaire en fonction du rayon, à cause de la flexion de la bride appelée « mise en parapluie » et aussi de la déformation locale du joint.

Dans notre modèle analytique la rotation des brides est calculée en fonction des caractéristiques géométrique et mécanique de la bride sans faire intervenir la caractéristique du joint d'étanchéité. Donc la rotation est la même quelque soit le joint utilisé. Dans la figure 18 la variation de la rotation des brides est présentée en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint, pour plusieurs épaisseurs des brides. Cette variation est linéaire. La rotation est plus importante lorsque l'épaisseur des brides est plus petite ou la contrainte moyenne est plus grande.

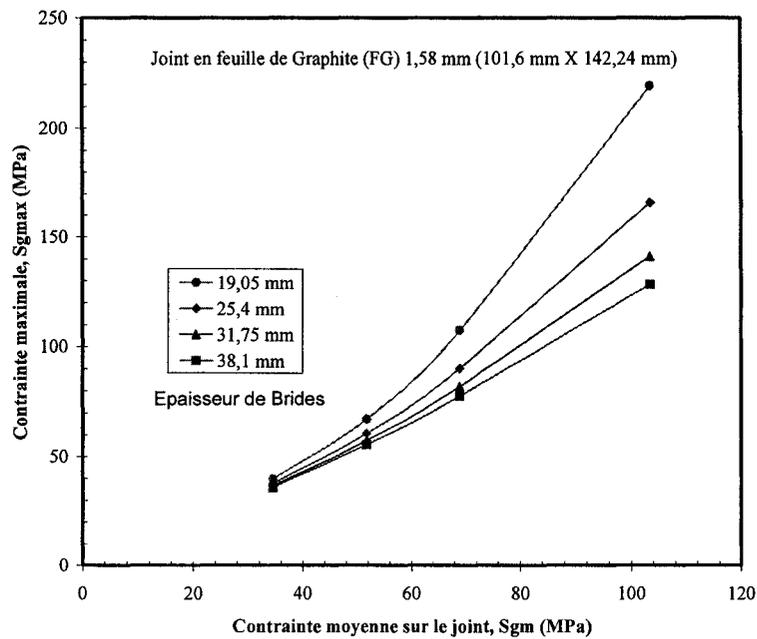


Figure 17 Variation de la contrainte maximale pour un joint FG

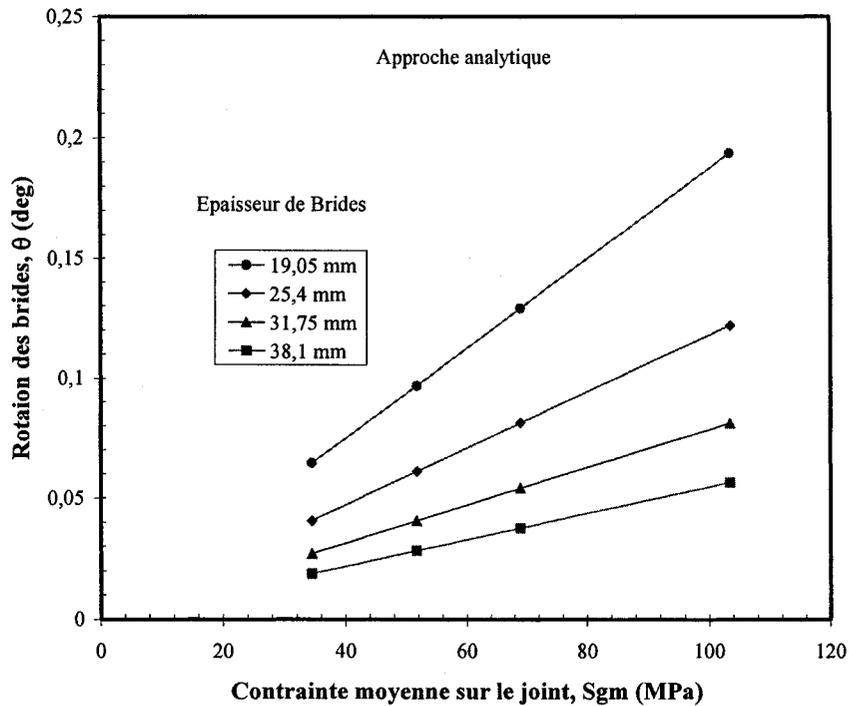


Figure 18 Effet de l'épaisseur des brides sur la rotation

### 6.3 Résultats de l'étude pas éléments finis

#### 6.3.1 Validation du modèle

Avant d'exploiter le modèle éléments finis construit, on doit s'assurer de la validité des résultats qu'on peut obtenir. La vérification de l'équilibre axial des forces appliquées au modèle est la procédure la plus simple pour valider le modèle. Dans notre cas puisqu'on ne s'intéresse qu'à l'étape de serrage initial, la seule force appliquée au modèle est la force de serrage des boulons. Cette force est axiale et doit être récupérée en totalité par le joint d'étanchéité.

On propose de comparer en même temps trois maillages différents en fonction des valeurs des contraintes maximale et minimale sur un joint FG et du temps d'exécution du programme. La bride modélisée est la NPS 4 class 600 lb standard de 38,1 mm d'épaisseur. La vérification du modèle consiste donc à appliquer une charge  $F$  dans les boulons, sous forme de pression uniforme et de calculer par la suite la somme des forces élémentaires  $F_g$  générées aux nœuds de la surface du joint. Cette somme doit être égale à la charge appliquée initialement dans les boulons. La confirmation de cette égalité nous permet de dire que notre modèle est acceptable.

Tableau IV

## Résultats de validation du modèle éléments finis

	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3
Nbre de nœuds	2 761	4 401	10 081
Nbre d'éléments	1 944	3 338	8 328
Force calculée (N)	783 945	783 931	783 933
Erreur force 1/1000	26,40	26,41	26,41
$S_{gmax}$ (MPa)	131,64	131	130,13
$S_{gmin}$ (MPa)	75,61	76	77,12
Temps relatif	1	2	12

Le tableau IV récapitule les résultats de la vérification en appliquant une charge totale de  $F_{tot}=805\,204$  N sur les huit boulons pour avoir une pression moyenne de  $S_g=103,4$  MPa sur le joint d'étanchéité. On note que, pour les trois maillages, l'erreur entre la charge appliquée dans les boulons et la réaction sur le joint est de l'ordre de 2,6%, ce qui est largement acceptable. Donc notre modèle est acceptable.

D'autre part, le maillage 2 permet d'avoir un temps d'exécution raisonnable (largement inférieur à celui du maillage 3) sans avoir d'erreur de distorsion des éléments comme c'est le cas pour le maillage 1.

De plus les valeurs des contraintes maximale et minimale sont presque identiques pour les trois maillages. En effet, pour les valeurs de la contrainte maximale, la différence est de l'ordre de 0,5 % par rapport à leur valeur moyenne, alors que pour la contrainte minimale cette différence est de l'ordre de 0,8 %.

Finalement, le maillage 2 a été adopté puisqu'il donne de meilleurs résultats tout en s'exécutant rapidement sans générer d'erreurs de maillage.

### **6.3.2 Distribution radiale de la contrainte sur le joint**

Dans ce paragraphe nous allons présenter et analyser les résultats de l'étude par éléments finis. Une fois que le modèle est validé, on peut appliquer la charge de serrage et extraire ensuite les résultats et les traiter. On va mettre l'accent sur l'influence de la valeur de la contrainte moyenne appliquée sur le joint, de la nature du matériau du joint et de la valeur de l'épaisseur des brides sur la forme de la distribution de la contrainte du joint et sur les valeurs des contraintes maximale et minimale.

#### **6.3.2.1 Effet de la contrainte moyenne**

Dans ce sous paragraphe on étudie l'influence de la variation de la contrainte moyenne appliquée sur le joint sur la distribution radiale de la contrainte, pour une bride et un joint donnés. Pour illustrer cet effet, on considère un assemblage avec des brides de 25,4 mm (1,0 po) d'épaisseur de la bride munie d'un joint de 20,3 mm (0,8 po) de largeur.

Les figures 19, 20, 21 et 22 représentent la distribution radiale de la contrainte sur les joints, respectivement CAF, CMS, SW et FG, en fonction de la position radiale, 0 correspond au rayon intérieur du joint et 1 au rayon extérieur.

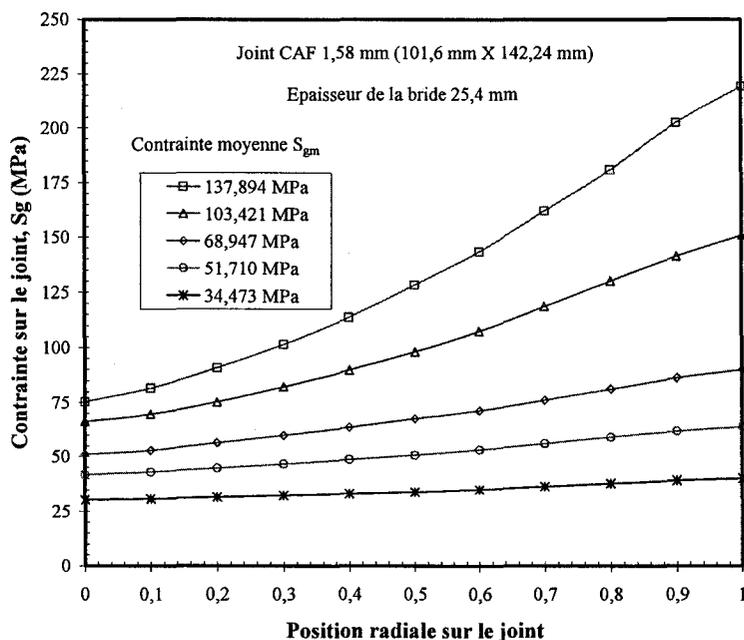


Figure 19 Distribution radiale de la contrainte sur un joint CAF

En général, ces distributions ne sont pas uniformes. Cette non-uniformité est plus significative pour les grandes contraintes moyennes. En effet pour une contrainte moyenne de 34,5 MPa (5000 psi), la distribution est presque linéaire par contre pour une contrainte moyenne de 137,9 MPa (20000 psi), la variation entre les valeurs de la contrainte aux diamètres intérieur et extérieur du joint est très grande. Elle est de l'ordre de 119 MPa pour le joint CMS et de 212 MPa pour le joint SW. Donc, pour le même joint, lorsque la contrainte moyenne est grande, la non-uniformité de la distribution radiale de la contrainte sur le joint est plus accentuée.

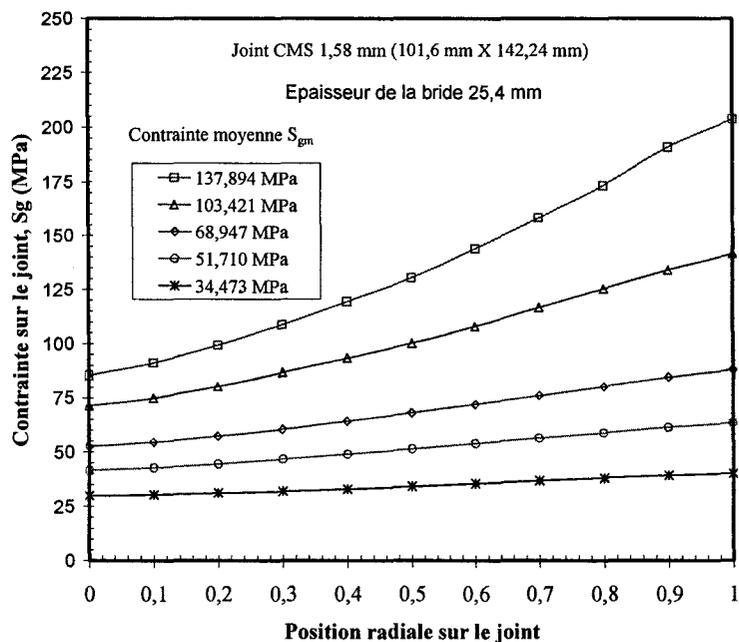


Figure 20 Distribution radiale de la contrainte sur un joint CMS

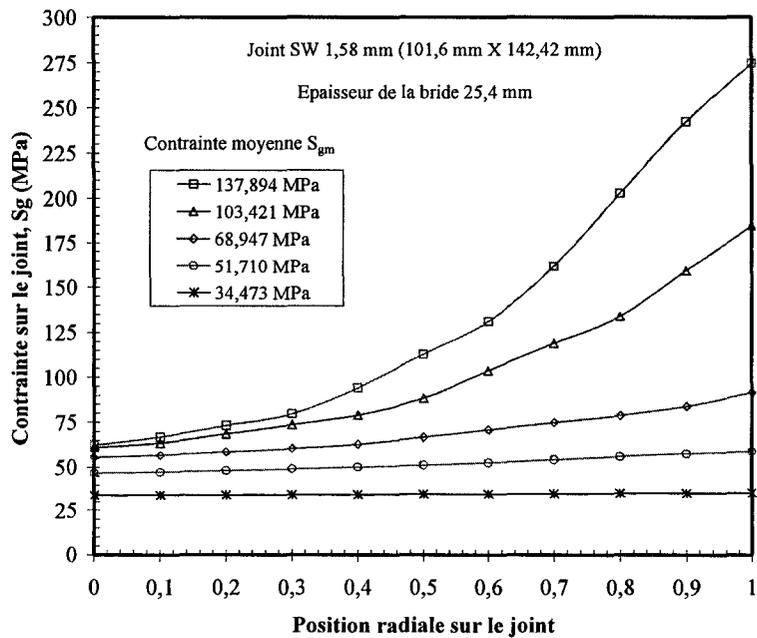


Figure 21 Distribution radiale de la contrainte sur un joint SW

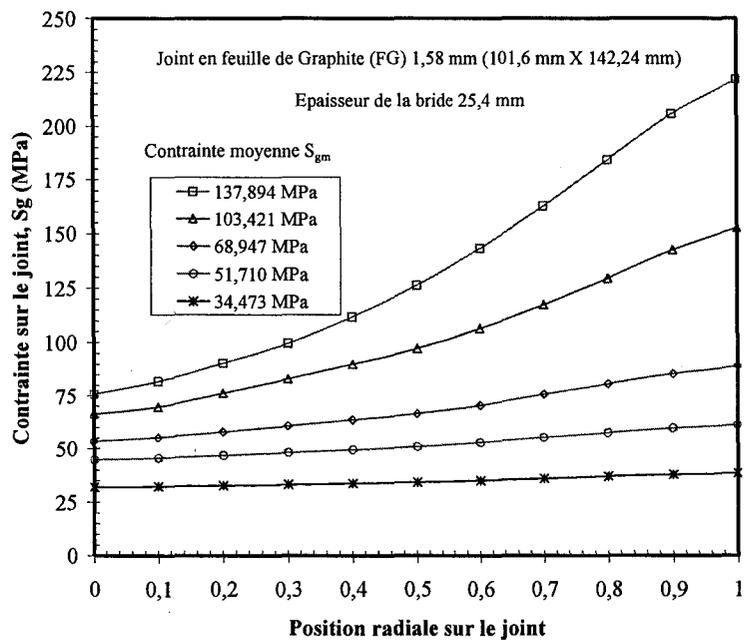
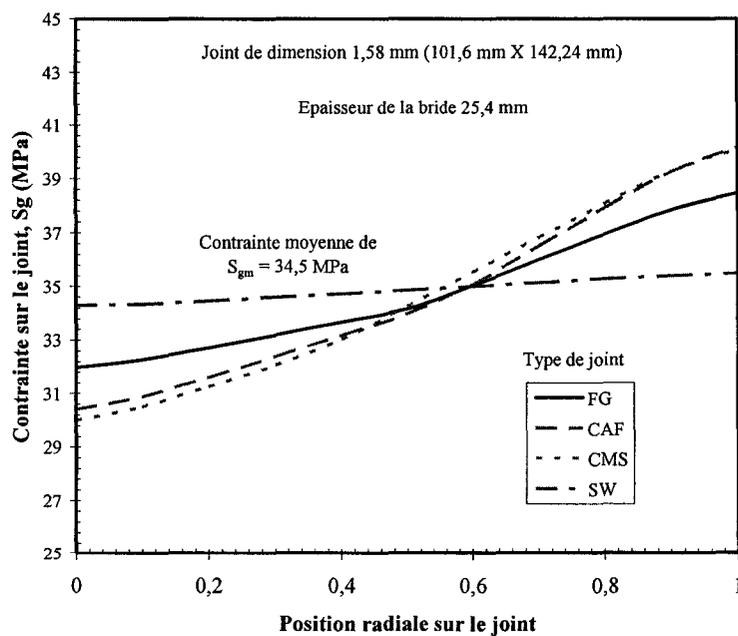


Figure 22 Distribution radiale de la contrainte sur un joint FG

Figure 23 Effet du type joint sur la distribution de la contrainte,  $S_{gm}=34,5$  MPa

### 6.3.2.2 Effet du type de joint

Dans ce sous paragraphe, on étudie l'influence du type du joint utilisé sur la distribution de la contrainte, pour une bride donnée et des contraintes moyenne fixes. Pour illustrer cet effet, on considère une bride d'épaisseur de 25,4 mm (1,0 po), avec un joint de 20,3 mm (0,8 po) de largeur, chargée par deux contraintes moyennes : 34,5 MPa (5000 psi) et 68,6 MPa (10000 psi).

Les figures 23 et 24 présentent les distributions de la contrainte sur les joints pour les deux contraintes moyennes indiquées. La réaction de chaque joint vis-à-vis la même contrainte moyenne est particulière et on ne remarque aucune tendance spéciale pour classer les joints. En effet, pour la contrainte moyenne de 68,9 MPa (10000 psi), la différence entre les courbes des joints ne dépasse pas  $\pm 10\%$ , par contre pour la

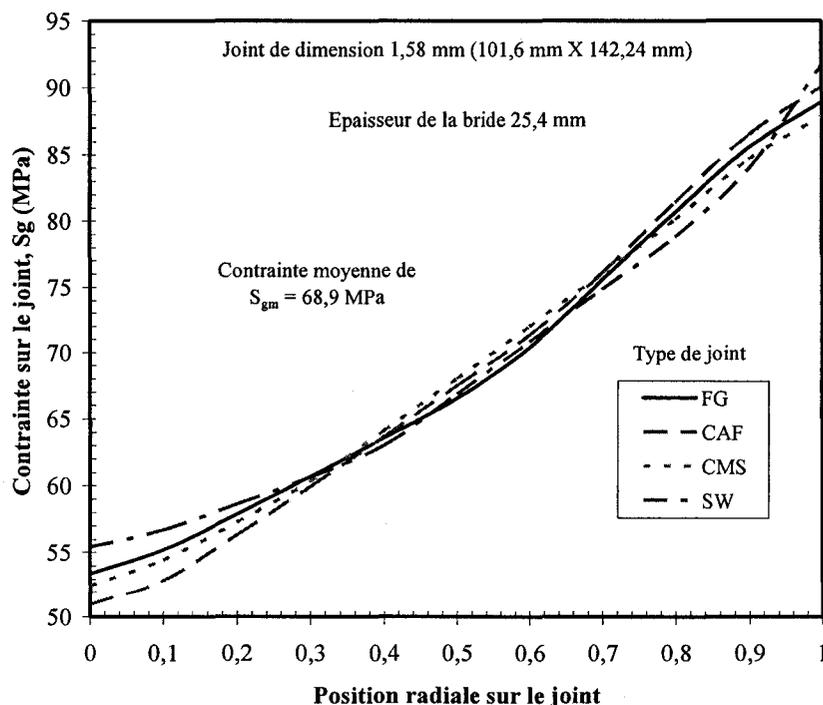


Figure 24 Effet du type joint sur la distribution de la contrainte,  $S_{gm}=68,9$  MPa

contrainte de 34,5 MPa (5000 psi), elle est plus grande. L'influence de la nature du matériau du joint sur la forme et sur les valeurs de distribution de la contrainte est conditionnée par la courbe de comportement du joint.

### **6.3.2.3 Effet de l'épaisseur des brides**

Dans ce sous paragraphe, avec un joint de largeur 20,3 mm (0,8 po), on étudie l'effet de la variation de l'épaisseur des brides sur la distribution radiale de la contrainte en appliquant la même contrainte moyenne. Les figures 25 et 26 présentent ces distributions pour les joints FG et SW.

Pour la même contrainte moyenne, la flexibilité de la bride a une grande influence sur la distribution de la contrainte et sur les valeurs des contraintes maximale et minimale. En effet, lorsque la bride est moins rigide la non uniformité de la distribution de la contrainte est plus prononcée quelque soit le type de joint utilisé. Par exemple, pour le joint FG avec une contrainte moyenne de 103,4 MPa (15000 psi), la contrainte maximale, pour une épaisseur de bride de 38,1 mm (1,5 po), est 137,7 MPa alors que pour la bride de 19,05 mm (0,75 po) elle est de 162,9 MPa. Pour le joint SW, avec une contrainte moyenne de 103,4 MPa (15000 psi), la contrainte maximale, pour une épaisseur de bride de 38,1 mm (1,5 po), est 158,5 MPa alors que pour la bride de 19,05 mm (0,75 po) elle est de 199,7 MPa.

Donc l'épaisseur des brides, qui conditionne la rotation, est un facteur influant qui conditionne non seulement la distribution radiale de la contrainte mais aussi les valeurs maximale et minimale de la contrainte sur le joint.

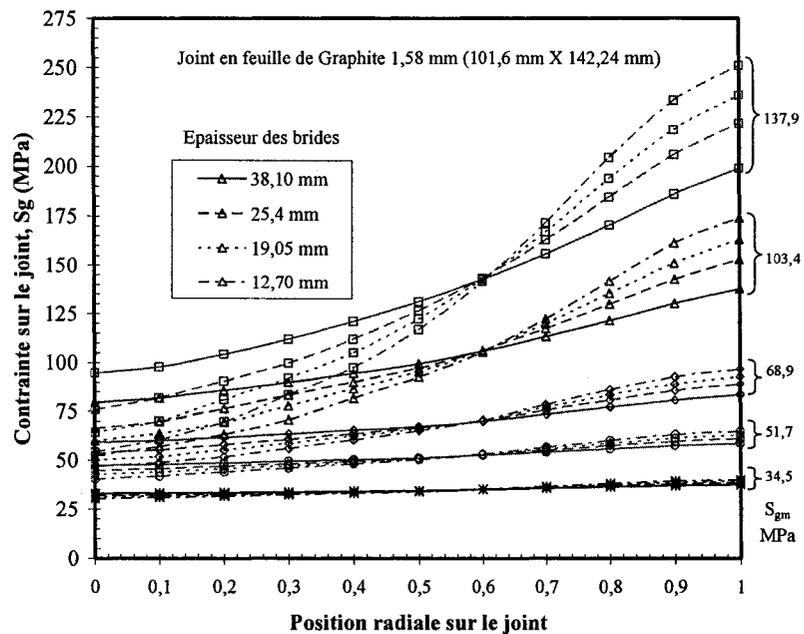


Figure 25 Effet de l'épaisseur des brides sur la distribution de la contrainte, FG

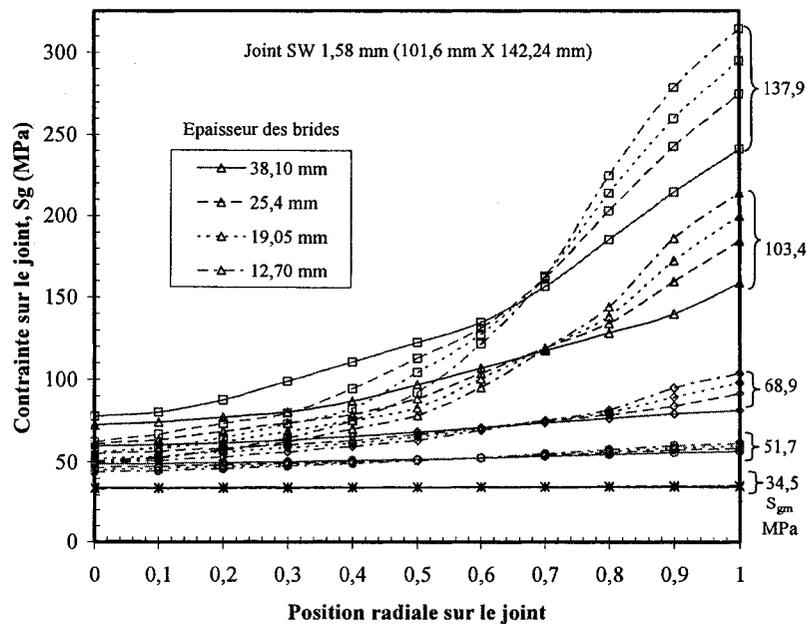


Figure 26 Effet de l'épaisseur des brides sur la distribution de la contrainte, SW

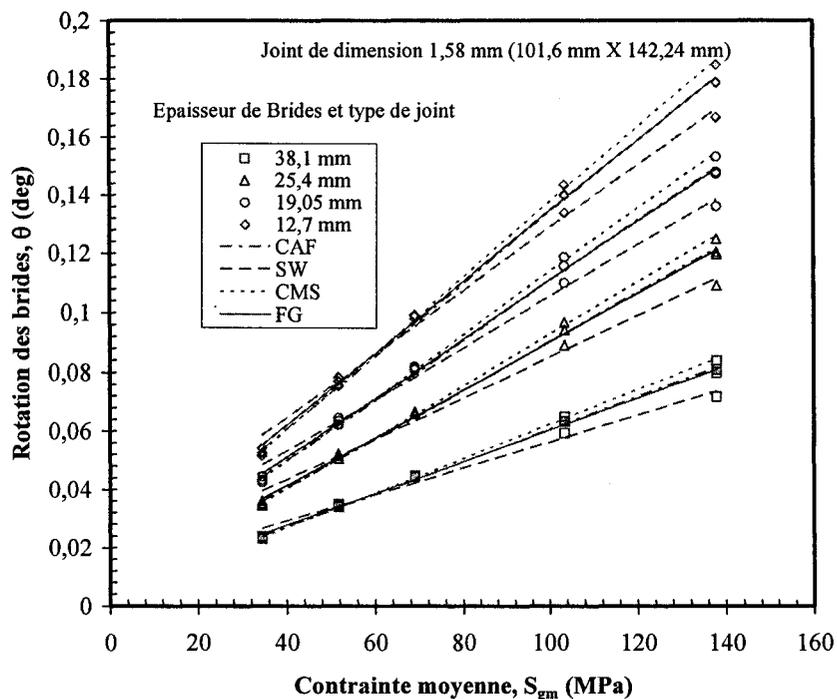


Figure 27 Variation de la rotation des brides en fonction de  $S_{gm}$

### 6.3.3 Rotation de la bride

La rotation des brides est calculée à partir du déplacement axial de la face surélevée des brides. Elle est déterminée à partir de la pente de la courbe des déplacements axiaux en fonction de la position radiale. Dans les sous paragraphes suivants, on étudie l'effet successivement de la contrainte moyenne appliquée sur le joint, l'effet du type de joint et l'effet de l'épaisseur des brides sur la valeur de la rotation des brides.

La figure 27 présente la variation de l'angle de rotation en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint, dans l'étape de serrage, pour les quatre joints (FG, CAF, SW et CMS). A partir des courbes de cette figure, il est clair que la variation de la rotation en fonction de la contrainte moyenne est linéaire et que pour les grandes contraintes moyennes la rotation est plus importante. Par exemple pour le joint FG dans

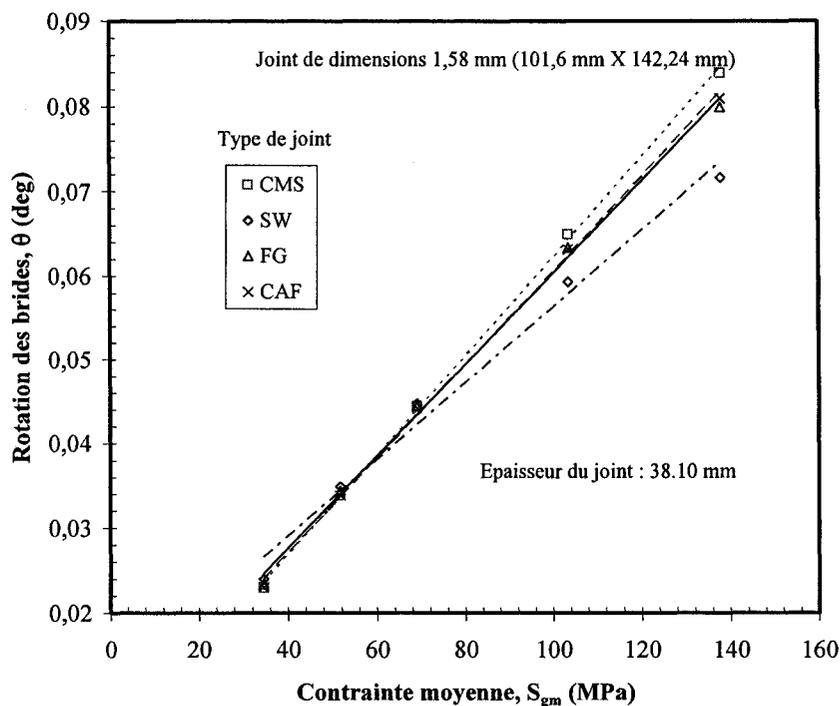


Figure 28 Effet du type de joint sur les valeurs de la rotation

un assemblage de brides de 38,10 mm (1,5 po) d'épaisseur, si la contrainte moyenne est de 51,7 MPa (7500 psi), la rotation est de  $3,43 \times 10^{-2}$  degré par contre si la contrainte moyenne est de 103,4 MPa (15000 psi), la rotation est de  $6,33 \times 10^{-2}$  degré.

On peut voir aussi que les valeurs de la rotation, pour le même joint, sont plus grandes lorsque l'épaisseur des brides est plus petite. En effet, lorsque la bride est plus flexible la rotation est plus grande. Par exemple pour le joint SW sous la charge de 68,9 MPa (10000 psi), si l'épaisseur des brides est 25,4 mm (1,0 po) la rotation est de  $6,66 \times 10^{-2}$  degré et si l'épaisseur des brides est 12,70 mm (0,5 po), elle est de  $9,92 \times 10^{-2}$  degré.

La figure 28 permet de déterminer l'effet du type de joint sur les valeurs de la rotation des brides, pour un assemblage avec des brides de 38,10 mm d'épaisseur. On peut voir que, pour les faibles contraintes moyennes, l'assemblage avec un joint CMS est le plus

flexible suivi successivement des joints FG, CAF et SW. Ce classement est inversé pour les grandes contraintes. Donc les joints n'ont pas la même réaction vis-à-vis la même contrainte moyenne et dans le même assemblage. Cette différence de réaction, manifesté par la différence des rotations, est due au fait que la rigidité des joints n'est pas la même. Les autres courbes relatives aux autres valeurs de l'épaisseur des brides sont regroupées dans l'annexe 1.

#### **6.3.4 Étude de l'effet de la valeur de la largeur du joint N sur le comportement de l'assemblage**

Jusqu'à maintenant on a examiné les effets de la valeur de la force de serrage, de l'épaisseur de la bride et du type de matériau du joint sur la distribution radiale de la contrainte appliquée sur le joint d'étanchéité et sur la rotation des brides.

Ce paragraphe porte sur l'étude de l'effet de la valeur de la largeur d'assise du joint N sur la distribution radiale de la contrainte du joint et sur les valeurs maximale et minimale de la contrainte de contact en fonction de la flexibilité de la bride et des contraintes moyennes appliquées sur le joint.

En 2000, EL Rich [27] a étudié l'influence de la largeur du joint sur la distribution radiale de la contrainte du joint. Il a comparé deux largeurs (12,7 et 20,3 mm) (0,5 et 0,8 po) et il a conclu que plus le joint est large plus la non uniformité de la distribution de la contrainte est plus significative et celle-ci est plus prononcée avec les contraintes élevées.

Dans notre étude, on se propose de déterminer les limites de cette influence en se basant sur un modèle approximatif. Pour atteindre cet objectif, on utilise la même bride, soit la NPS 4 600 lb dont l'épaisseur prend les valeurs de 38,1 25,4 19,0 et 1,27 mm (1,5 1,0 0,75 et 0,5 po) avec les quatre types de joint (FG, CAF, CMS et SW).

Vu les dimensions de la face surélevée des brides, on utilise les valeurs suivantes de la largeur du joint : 25,4 20,3 19,0 15,2 12,7 10,2 8,9 et 6,4 mm (1 0,8 0,75 0,6 0,5 0,4 0,35 et 0,25 po) tel que le diamètre moyen des joints est 121,92 mm (4,8 po). La contrainte moyenne sur le joint prend les valeurs suivantes : 34,47 51,71 68,94 103,42 et 137,89 MPa (5000 7500 10000 15000 et 20000 psi).

#### 6.3.4.1 Distribution radiale de la contrainte

Les figures 29, 30, 31 et 32 représentent la distribution radiale de la contrainte sur les quatre joints, en fonction de la position radiale, pour une bride de 25,4 mm (1,0 po) d'épaisseur et pour une contrainte moyenne de 68,9 MPa (10 ksi). On constate globalement que l'effet de la variation de la largeur du joint est identique à celui de la flexibilité de la bride sur la distribution radiale de la contrainte. En effet, si la largeur du

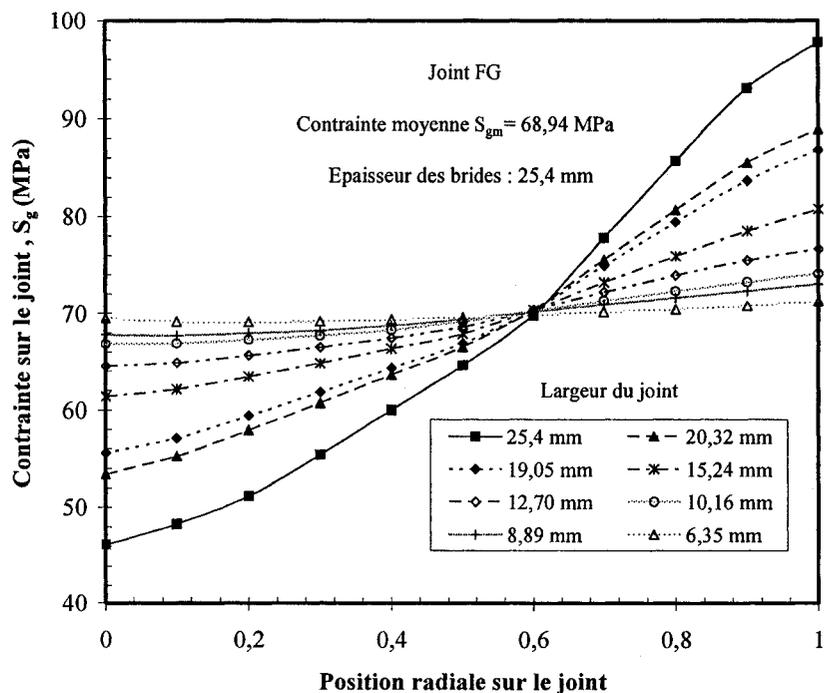


Figure 29 Effet de la largeur du joint sur la distribution de la contrainte pour FG

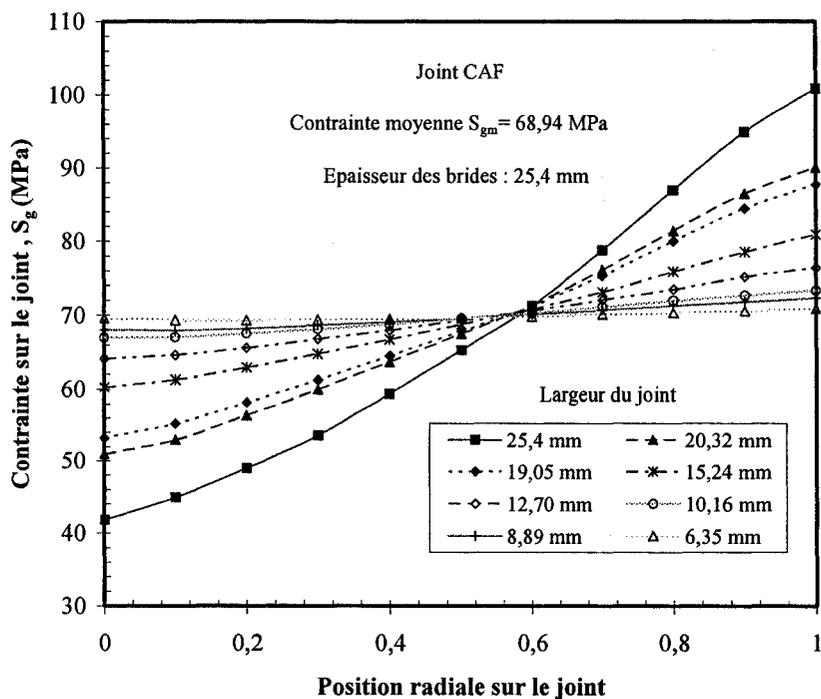


Figure 30 Effet de la largeur du joint sur la distribution de la contrainte pour CAF

joint est plus petite, la non uniformité de la distribution de contrainte est moins forte. Donc pour les petites valeurs de la largeur du joint (au dessous d'un seuil  $N_s$ ), la distribution est considérée comme uniforme. Ces remarques sont valables pour toutes les brides et quelque soit la contrainte moyenne appliquée sur le joint.

Pour le même joint, toutes les courbes ont un point d'inflexion commun, qui est proche de 0,6 de la largeur du joint à partir du rayon intérieur. Quelques autres cas sont regroupés dans l'annexe 2.

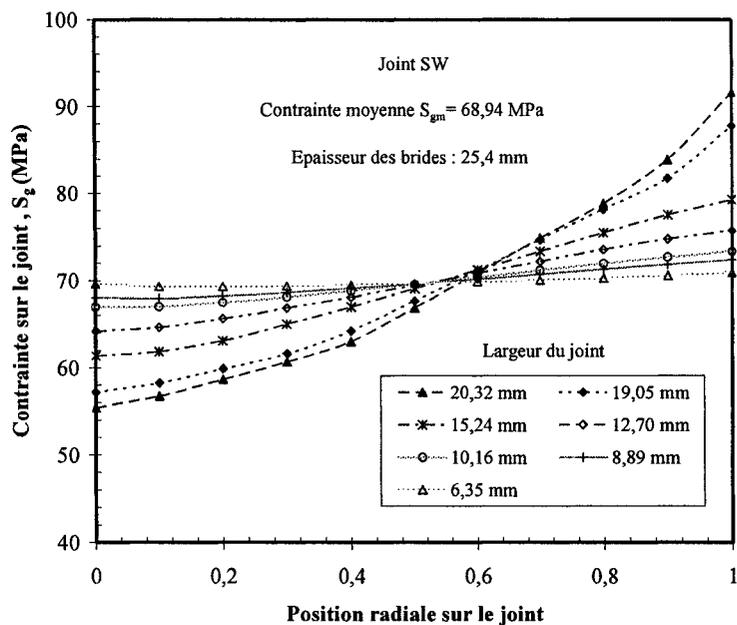


Figure 32 Effet de la largeur du joint sur la distribution de la contrainte pour SW

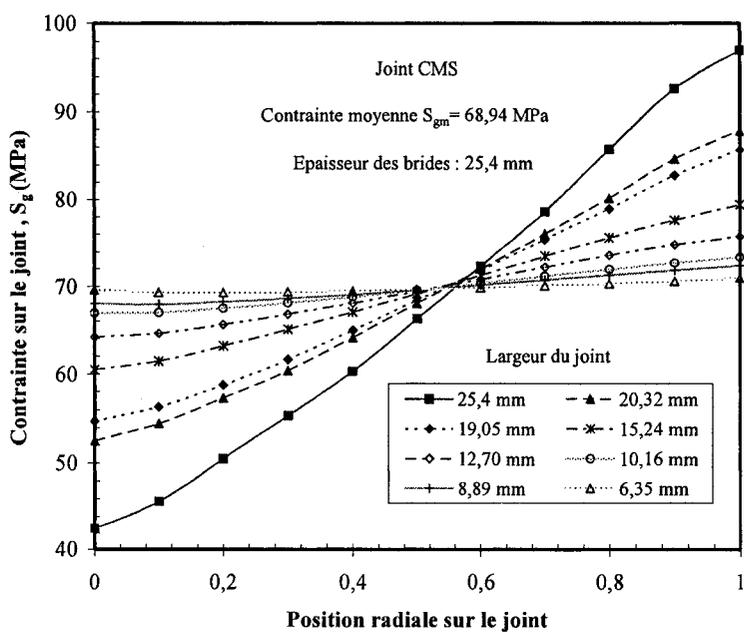


Figure 31 Effet de la largeur du joint sur la distribution de la contrainte pour CMS

### 6.3.4.2 Contraintes maximale et minimale

La distribution radiale de la contrainte sur le joint est caractérisée par sa forme et par les valeurs des extremums. Pour une contrainte moyenne de 68,9 MPa (10 ksi), Les figures 33, 34, 35 et 36 représentent, pour les quatre joints, la variation de ces valeurs, calculées au diamètre intérieur et au diamètre extérieur, en fonction de la largeur du joint  $N$ , pour plusieurs épaisseurs de la bride.

L'allure de ces courbes est la même pour tout les joints. On constate que la contrainte maximale augmente et la contrainte minimale diminue lorsque la largeur du joint  $N$  augmente et que ces deux contraintes convergent vers la valeur de la contrainte moyenne appliquée sur le joint lorsque la largeur  $N$  atteint un seuil critique  $N_s$ .

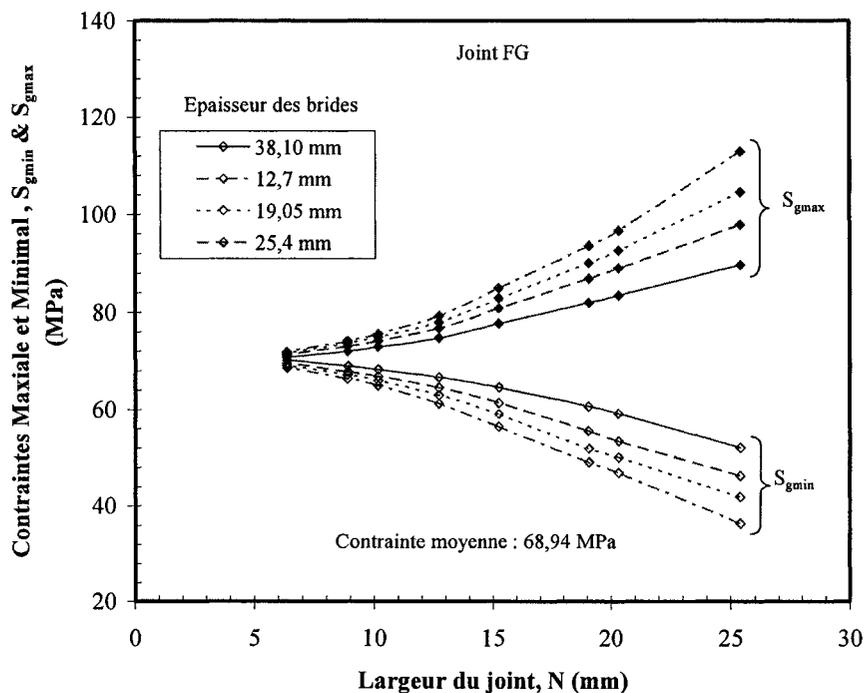


Figure 33 Effet de l'épaisseur des brides sur  $S_{gmax}$  et  $S_{gmin}$  pour un joint FG

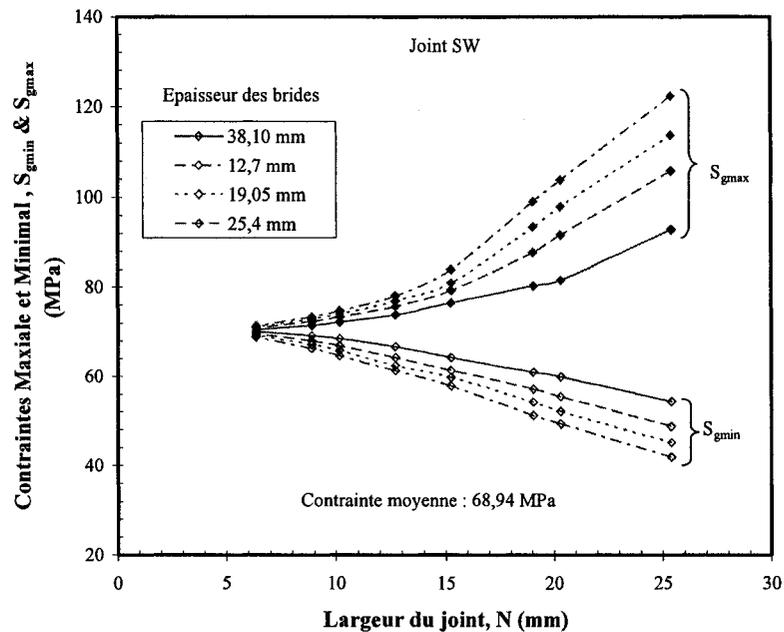


Figure 34 Effet de l'épaisseur des brides sur  $S_{gmax}$  et  $S_{gmin}$  pour un joint SW

Il est clair que, pour le même joint, lorsque les brides sont plus flexibles (d'épaisseur plus petite) la contrainte maximale est plus grande et la contrainte minimale est plus petite. En effet, par exemple, pour un assemblage avec un joint en amiante (CAF), subissant une contrainte moyenne de 68,9 MPa, lorsque l'épaisseur des brides est de 38,10 25,4 19,05 et 12,7 mm, la contrainte maximale prend respectivement les valeurs de 90,8 100,8 108 et 117 MPa pour une largeur du joint de 25,4 mm. Par contre, pour une largeur de 6,35 mm, ces valeurs diminuent pour devenir 70,7 71 71,2 et 71,4 MPa, figure 35.

Il est à constater aussi que les courbes des contraintes maximale et minimale, pour les mêmes brides, convergent vers le même point lorsque la largeur du joint s'approche d'un seuil. Ceci confirme l'existence, pour toutes les brides, d'une largeur seuil  $N_s$  autour de 6,4 mm au dessous de laquelle la distribution radiale de la contrainte est uniforme ( $S_{gmin} \approx S_{gmax} \approx S_{gm}$ ).

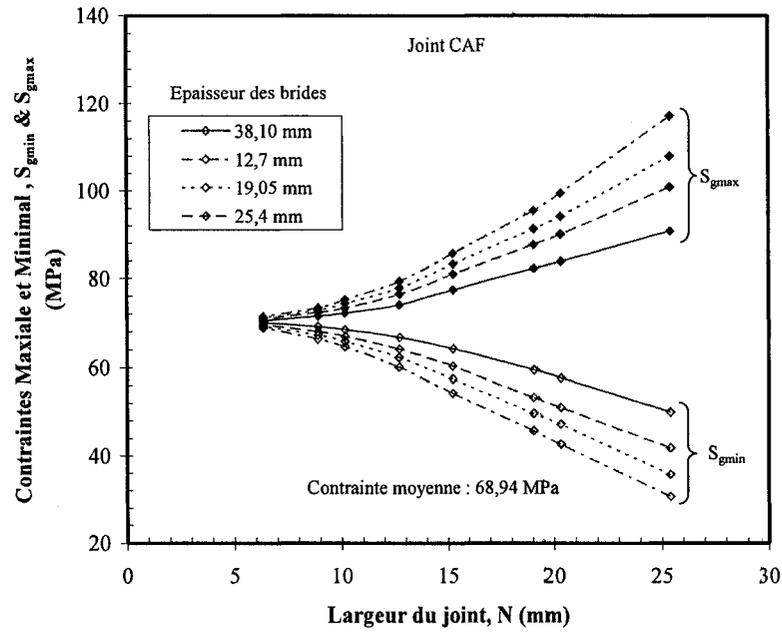


Figure 35 Effet de l'épaisseur des brides sur  $S_{gmax}$  et  $S_{gmin}$  pour un joint CAF

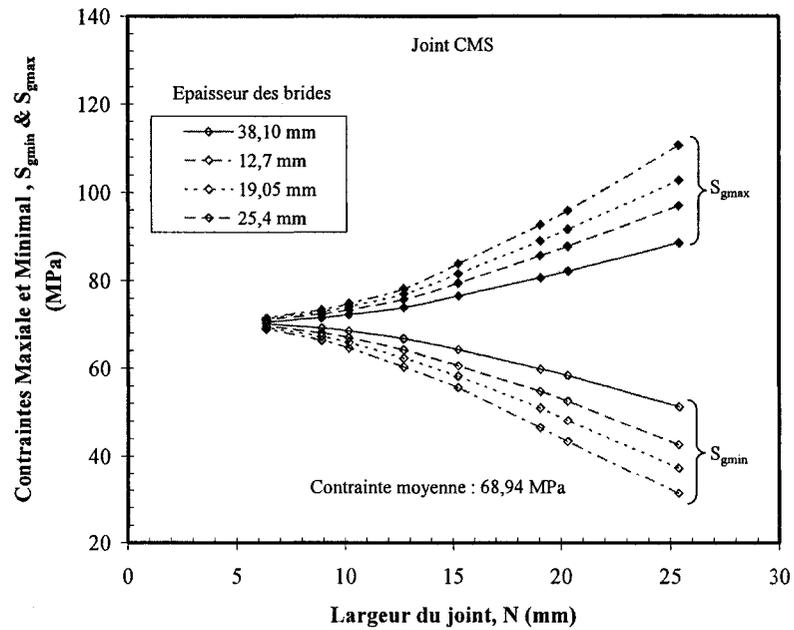


Figure 36 Effet de l'épaisseur des brides sur  $S_{gmax}$  et  $S_{gmin}$  pour un joint CMS

D'autre part, Les figures 37, 38, 39 et 40 représentent, pour un assemblage avec des brides d'épaisseur de 38,10 mm, les contraintes maximale et minimale sur successivement les joints FG, CAF, CMS et SW, en fonction de la largeur réelle du joint  $N$ , pour plusieurs contraintes moyenne  $S_{gm}$ . Il est évident que, pour les quatre types de joint, lorsque la contrainte moyenne est assez faible, la distribution de la contrainte sur le joint peut être considérée comme uniforme. La différence entre la contrainte maximale et la contrainte minimale, pour la même bride est plus grande lorsque la contrainte moyenne sur le joint est plus grande. Celle-ci est presque nulle lorsque la largeur du joint tend vers des valeurs plus petites que 6,4 mm (0,25 po).

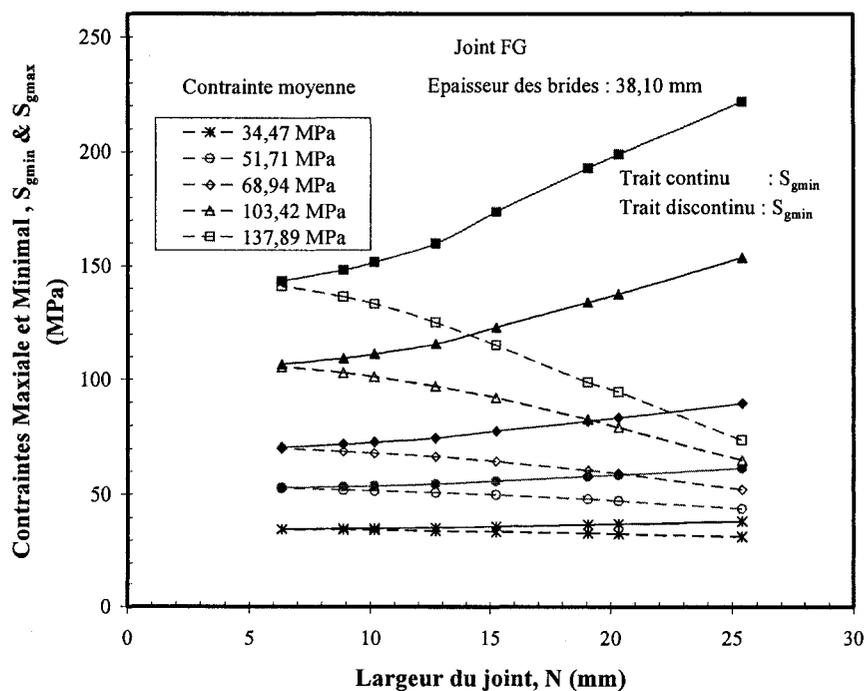


Figure 37 Effet de  $S_{gm}$  sur  $S_{gmax}$  et  $S_{gmin}$  pour un joint FG

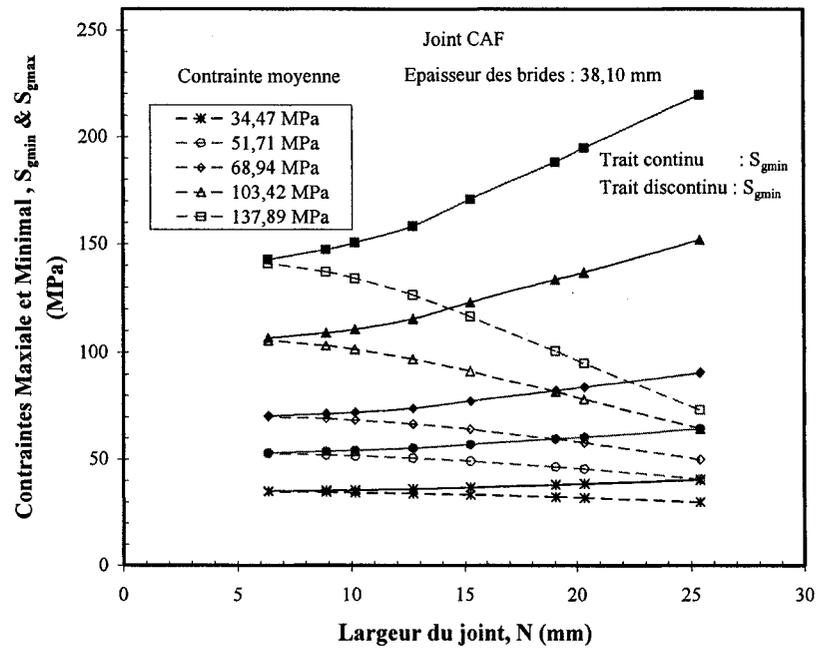


Figure 38 Effet de  $S_{gm}$  sur  $S_{gmax}$  et  $S_{gmin}$  pour un joint CAF

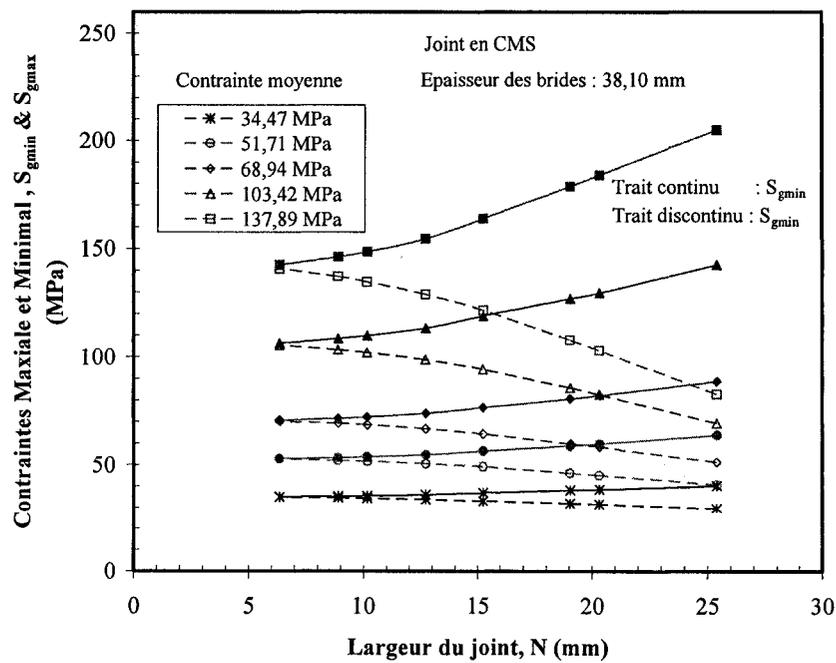


Figure 39 Effet de  $S_{gm}$  sur  $S_{gmax}$  et  $S_{gmin}$  pour un joint CMS

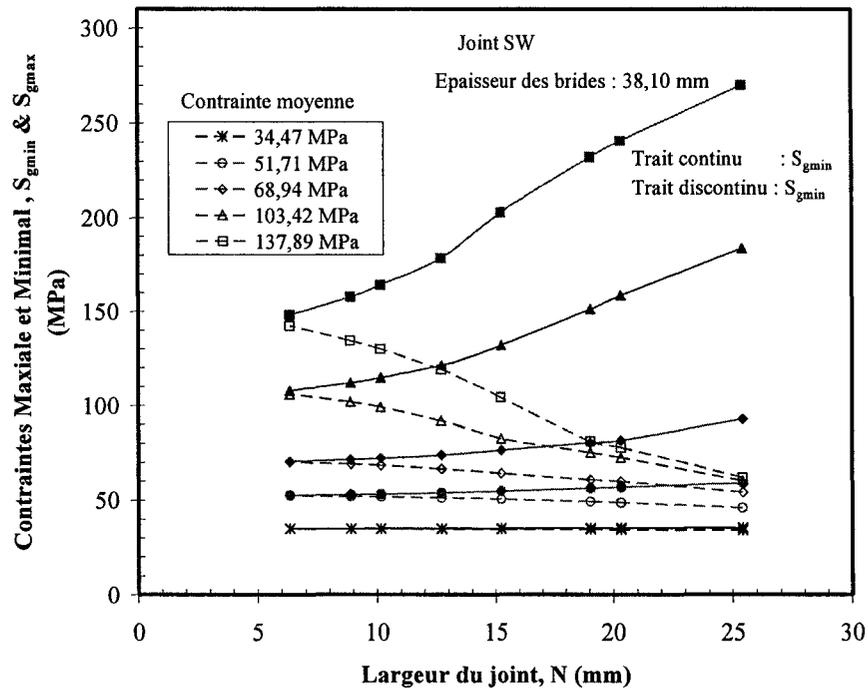


Figure 40 Effet de  $S_{gm}$  sur  $S_{gmax}$  et  $S_{gmin}$  pour un joint SW

À partir de ces résultats, on peut confirmer que le seuil définissant la largeur effective du joint à partir de la largeur d'assise, dans le code ASME, ne couvre pas tous les cas. En particulier lorsque la contrainte moyenne sur le joint est très grande et/ou lorsque la bride est assez flexible. Dans ces cas la distribution de la contrainte ne peut pas être considérée comme uniforme si la largeur du joint est entre 6,4 mm et 12,7 mm. Pour prendre en considération tous les cas, on propose de diminuer le seuil à 6,4 mm (0,25 po) au lieu de 12,7 mm (0,5 po).

#### 6.4 Comparaison des deux approches

Dans les deux paragraphes précédents, on a calculé avec les deux modèles analytique et numérique la rotation des brides et la contrainte maximale. Dans ce paragraphe, on compare les valeurs trouvées pour vérifier la compatibilité et la cohérence des deux

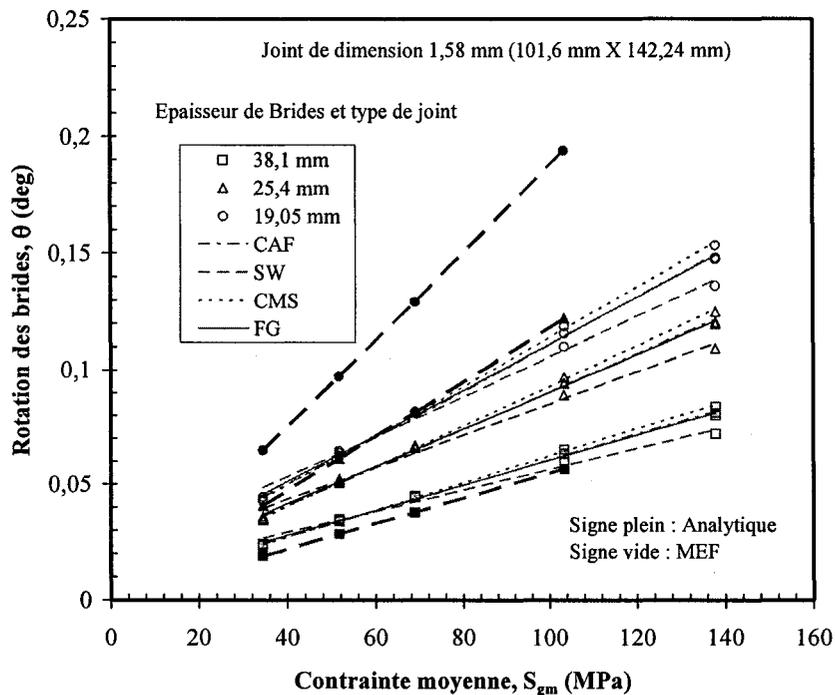


Figure 41 Comparaison des deux modèles pour la rotation

modèles et choisir finalement l'approche la plus fiable pour calculer la largeur effective du joint.

Pour la rotation des brides, ce n'est pas évident de faire une comparaison entre les deux approches puisque la méthode analytique donne la même rotation pour tous les joints dans un même montage, alors que avec la méthode numérique chaque joint donne une rotation différente de celles des autres. Dans la figure 41 la rotation des brides, calculée par les deux approches, est présentée en fonction de la contrainte moyenne. Les valeurs de la rotation données par la méthode analytique concordent bien avec celles données par la MEF pour le joint en graphite. Pour les autres joints la différence entre les valeurs de la rotation des deux méthodes est faible surtout pour les brides les moins flexibles et pour les petites contraintes.

Pour la contrainte maximale, le modèle analytique donne des valeurs plus grandes que celle calculées par la MEF, surtout pour les brides les plus flexibles et pour les grandes contraintes moyennes. En effet, pour un joint FG, la figure 42 compare les valeurs de  $S_{gmax}$  des deux modèles.

La tableau V résume pour une contrainte moyenne de 103,4 MPa l'effet de l'épaisseur des brides sur la contrainte maximale donnée par les deux modèles. Il est clair que la différence entre les deux modèles est plus grande lorsque les brides sont plus minces. Les mêmes remarques restent valable pour le joint CAF.

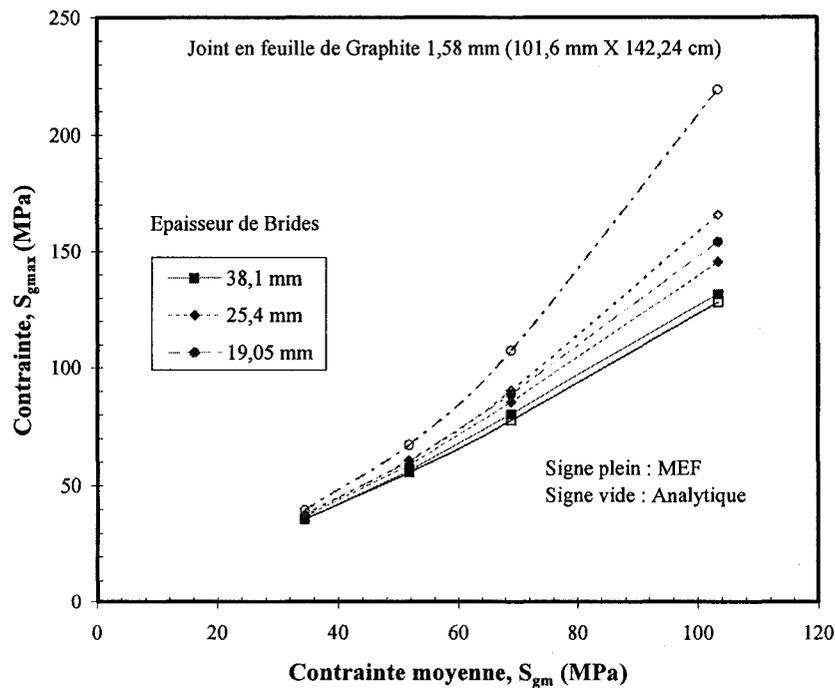


Figure 42 Comparaison des deux modèles pour  $S_{gmax}$

Tableau V

Comparaison des modèles analytique et MEF,  $S_{gm} = 103,4$  MPa

Epaisseur des brides	$S_{gmax}$ Analytique	$S_{gmax}$ MEF	Différence %
38,1 mm	128,2 MPa	131,7 MPa	2 %
25,4 mm	165,6 MPa	145,3 MPa	12 %
19,05 mm	219,2 MPa	154 MPa	29 %

## 6.5 Conclusion

La rotation des brides et la contrainte maximale sur le joint sont deux paramètres essentiels pour comprendre et caractériser le comportement des assemblages à brides boulonnée avec joint d'étanchéité. Au cours de ce chapitre on a proposé deux méthodes pour calculer ces deux paramètres. Une méthode analytique facile à utiliser mais donne des résultats moins précis. Par contre la méthode numérique donne des résultats plus généraux et plus précis mais elle est loin d'être pratique et nécessite plus de temps. Globalement les deux méthodes donnent des résultats assez proches pour la rotation mais pour la contrainte maximale les deux méthodes divergent.

Dans la suite, on utilisera seulement les résultats de la méthode des éléments finis pour les raisons suivantes :

- le modèle analytique ne prend pas en considération la rigidité du joint d'étanchéité. Par contre dans la MEF, tous les éléments de l'assemblage affectent les résultats;

- dans le modèle analytique la bride est considérée comme un anneau ou une plaque avec trou. Ceci est loin de la réalité. Alors que la géométrie de l'assemblage est reprise en intégrité dans le modèle numérique;
- le modèle éléments finis a été validé et permet de faire varier plusieurs paramètres.

## CHAPITRE 7

### NOUVELLES APPROCHES DE CALCUL DE LA LARGEUR EFFECTIVE DU JOINT

#### 7.1 Généralité

La procédure de calcul de la largeur effective du joint, proposée par le code ASME, n'intègre pas tous les facteurs qui définissent le comportement de l'assemblage. En effet, le code propose une formule empirique qui donne la largeur effective en fonction seulement de la largeur d'assise  $N$ . Il ne prend pas en considération l'effet de la rotation des brides.

La largeur effective est introduite normalement pour prendre en considération la non uniformité de la distribution radiale de la contrainte sur le joint due à la rotation des brides. Cette dernière dépend de la géométrie de l'assemblage, du type de joint et des charges extérieures. Donc la largeur effective du joint doit être calculée en fonction de tous ces paramètres, en particulier en fonction de la largeur d'assise du joint, de la contrainte moyenne appliquée sur le joint, de la flexibilité de l'assemblage et du type de joint.

Dans la suite de ce chapitre, on propose deux approches pour déterminer la largeur effective. Elles tiennent compte de la non-uniformité de la distribution radiale de la contrainte sur le joint, du comportement mécanique des différents éléments de l'assemblage et de l'étanchéité de ce dernier.

La première approche combine les données expérimentales et les résultats de l'étude par éléments finis. Les données expérimentales, recueillies d'une étude expérimentale effectuée dans le cadre des travaux de recherche du laboratoire TTRL (Tightness Testing and Research Laboratory) à l'École Polytechnique, ont été présentées au chapitre 4. Les

données disponibles sont pour les joints FG et CAF. La deuxième approche utilise uniquement les résultats de l'étude par éléments finis, présentés dans le chapitre 6.

## 7.2 Première approche

La première approche, figure 43, consiste à déterminer la contrainte équivalente  $S_{gROTT}$  à appliquer sur le joint dans un assemblage à plateaux rigides laquelle génère la même fuite que dans un assemblage à brides flexibles soumis à une contrainte moyenne  $S_{gm}$  plus petite.

On supposant que la force totale à appliquer sur le joint est la même quelque soit l'assemblage pour avoir la même fuite, on doit vérifier l'égalité suivante :

$$F_{tot} = S_{gm} \pi G N = S_{gROTT} \pi G W \quad (7.1)$$

Donc, le rapport de la largeur effective par la largeur d'assise doit être égal au rapport de la contrainte moyenne par la contrainte équivalente :

$$\frac{W}{N} = \frac{S_{gm}}{S_{gROTT}} \quad (7.2)$$

Les données expérimentales disponibles sont pour l'assemblage à plateaux rigides et pour des brides réelles dont l'épaisseur est de 38,1 31,7 25,4 et 19,0 mm (1,50 1,25 1,00 et 0,75 po). Les assemblages sont munis de joints en Amiante (CAF) ou en Graphite (FG), de dimension (101,6 mm x 142,2 mm x 1,5 mm) (4 po x 5,6 po x 1/16 po).

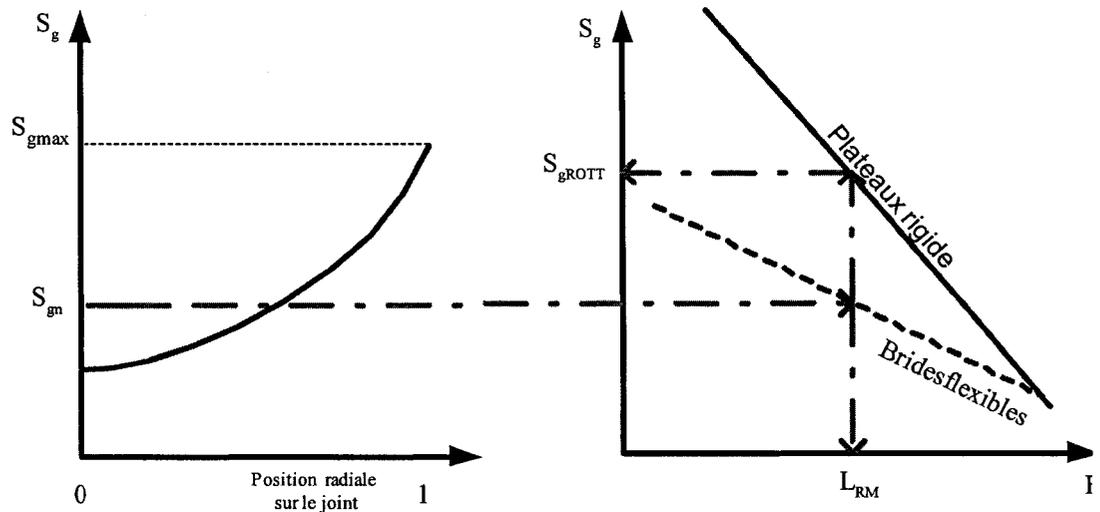


Figure 43 Principe de la première approche

Les valeurs de la largeur effective, calculées par la première approche, pour les deux joints (amiante et graphite) seront présentées.

### 7.2.1 Joint en Amiante

Dans la figure 44, on présente la variation du rapport de la largeur effective sur la largeur d'assise du joint en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint en amiante, pour plusieurs épaisseurs de brides. On constate que la largeur effective devient plus petite quand la bride est plus flexible.

Les valeurs du rapport de la largeur effective par rapport à la largeur du joint sont plus grandes que celles calculées par le code ASME, pour la bride de 38,1 mm (1,50 po) d'épaisseur et elles sont plus petites pour les deux autres brides.

Pour mettre en évidence l'effet de la flexibilité des brides sur la largeur effective, on présente dans la figure 45 le rapport de la largeur effective par la largeur d'assise en fonction de la rotation de la face surélevée de la bride. L'effet de la rotation est identique à celui de la contrainte moyenne. Pour la même rotation et la même bride, l'effet de la pression interne est important lorsque la bride est plus rigide (38,1 et 31,75 mm d'épaisseur).

### 7.2.2 Joint en graphite

Dans la figure 46, on présente la variation du rapport de la largeur effective par la largeur du joint en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur un joint en graphite, pour plusieurs épaisseurs de brides. On constate que la largeur effective devient plus

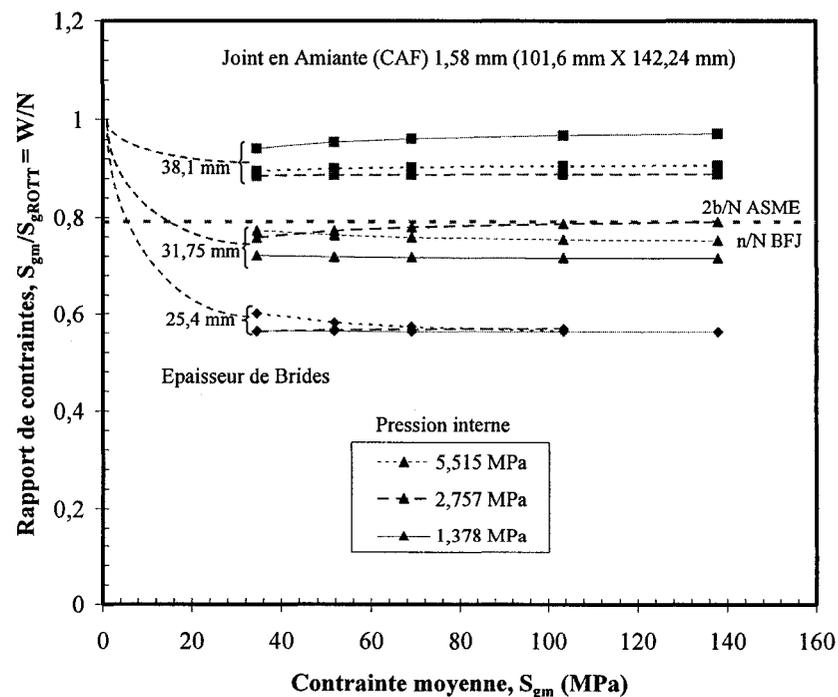


Figure 44 Définition de la largeur effective par la première approche

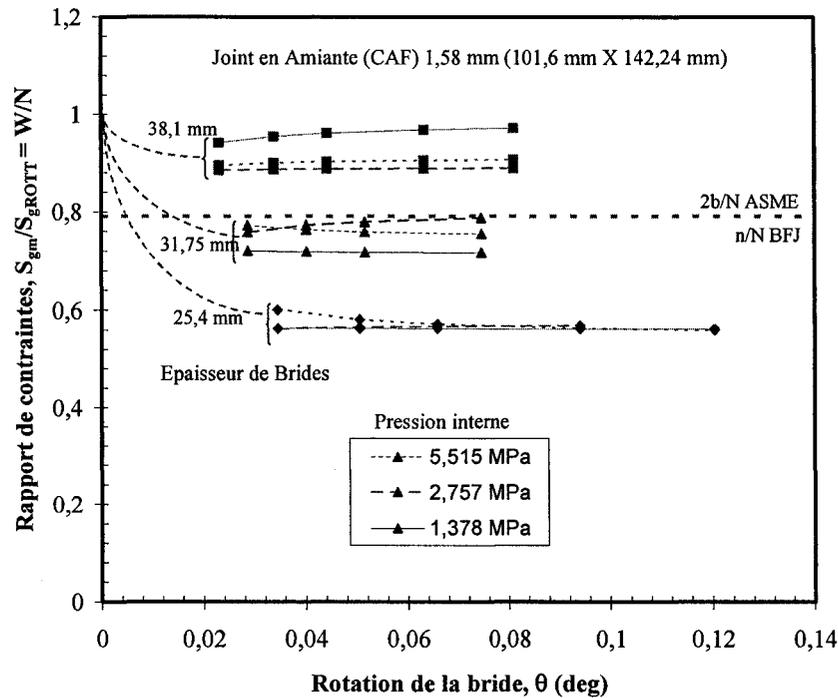


Figure 45 Effet de la flexibilité des brides sur la largeur effective

petite quand la bride est plus flexible et lorsque la contrainte moyenne appliquée sur le joint est plus grande. Il est aussi clair que, pour la même bride et pour la même pression interne, la variation de la largeur effective en fonction de la contrainte moyenne est grande.

D'autre part, pour le joint en graphite, l'effet de la rotation est identique à celui de la contrainte moyenne tel que montré à la figure 47.

### 7.2.3 Extension de la première approche

L'extension de la définition de la largeur effective par cette première approche à tous les assemblages nécessite d'avoir en main les données expérimentales de tous ces

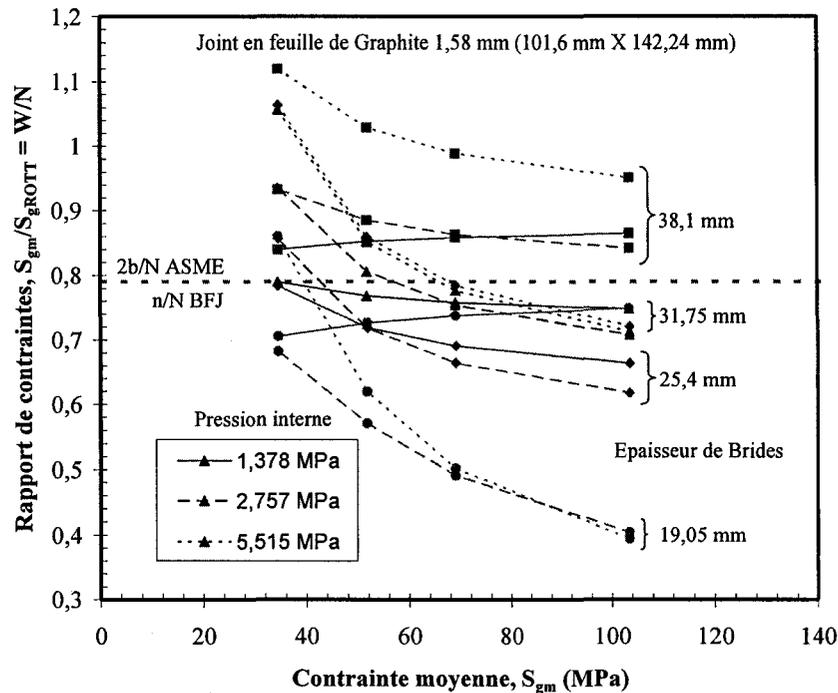


Figure 46 Définition de la largeur effective par la première approche

assemblages. Ceci est pratiquement impossible. Cependant on peut voir dans les figures de 48 à 51, que les valeurs de la contrainte maximale  $S_{gmax}$ , située au diamètre extérieur du joint, sont très proches de celles de la contrainte équivalente  $S_{gROTT}$ , à quelques exceptions près. En effet, pour le joint en graphite, la différence entre la contrainte maximale et la contrainte équivalente est faible et elle est la même pour les quatre brides et les deux pressions de fonctionnement (1,378 et 5,515 MPa). Par contre pour le joint en amiante, cette différence est plus grande pour la bride la plus flexible (25,4 mm d'épaisseur) et elle est faible pour les autres brides.

La différence entre les contraintes  $S_{gmax}$  et  $S_{gROTT}$  est due au fait que les plateaux rigides ne sont pas parfaitement rigides. En effet, les fuites mesurées sur le banc d'essai ROTT sont plus petites que celles mesurées si la rotation des plateaux rigides était parfaitement

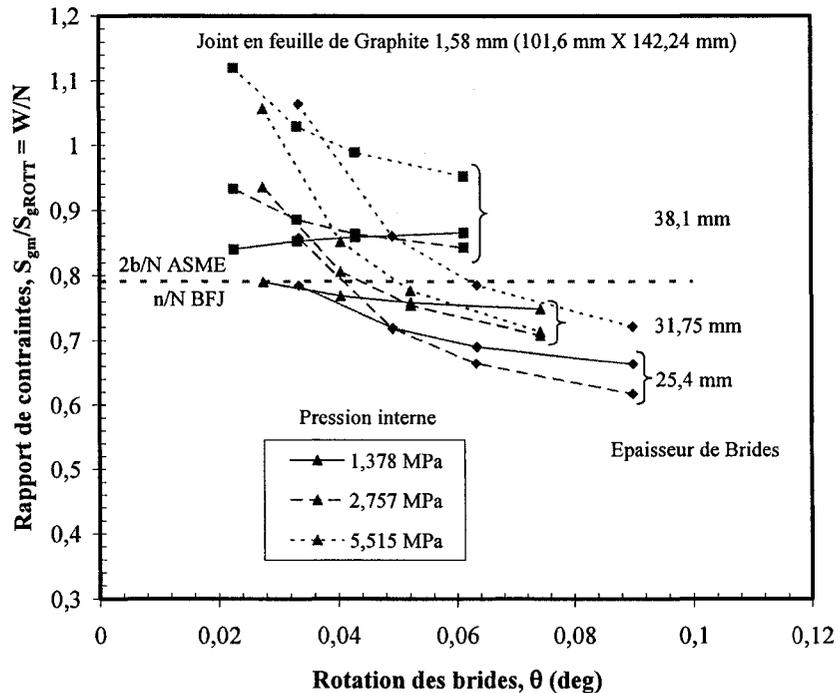


Figure 47 Effet de la flexibilité des brides sur la largeur effective

nulle. Par conséquent, la contrainte équivalente  $S_{gROTT}$  calculée à partir des résultats expérimentaux est plus faible que la valeur réelle. Dans ce cas la  $S_{gROTT}$  sera plus grande que celle calculée et sera plus proche de  $S_{gmax}$  tel que montré dans la figure 52.

Donc, pour une première approximation, on peut utiliser les valeurs de la contrainte maximale obtenu par la méthode des éléments finis au lieu de la contrainte équivalente  $S_{gROTT}$  donnée par l'essai ROTT pour obtenir la même fuite.

Pour évaluer l'erreur commise par cette substitution on recalcule la largeur effective après la substitution et on compare avec les valeurs précédentes. Les figures 52 et 53 présentent la variation du rapport de la largeur effective par la largeur de contact (calculée en fonction de la contrainte maximale). Les courbes de ces figures sont

nettement différentes de celles des figures 44 et 46. Lorsque la contrainte moyenne sur le joint est plus grande, pour le même joint et la même bride, la largeur effective est plus petite. Lorsque les brides sont plus flexibles (d'épaisseurs plus petites), la largeur effective est aussi plus petite. D'autre part, toutes les courbes tendent vers la valeur 1, lorsque la contrainte moyenne est faible.

L'allure générale de ces courbes concorde bien avec le comportement réel des assemblages à brides boulonnées. En effet, la rotation des brides tend à faire diminuer la surface de contact entre la bride et le joint. Donc lorsque la rotation est plus grande, la surface de contact, de largeur  $W$ , diminue. Lorsque la contrainte de serrage des boulons augmente la rotation augmente et donc la surface effective de contact diminue. Ces constatations sont décrites en intégrité par les courbes de la largeur effective définie à partir de la contrainte maximale.

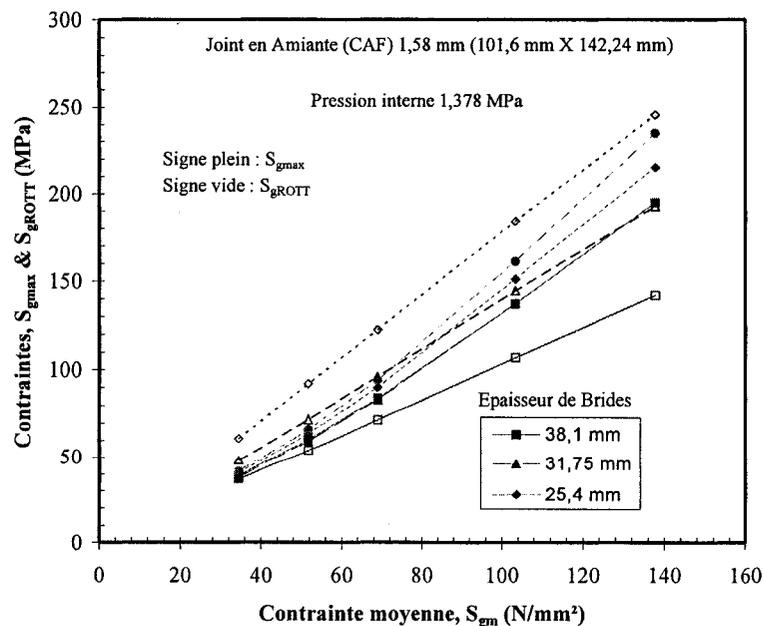


Figure 48 Comparaison entre  $S_{gmax}$  et  $S_{gROTT}$  pour CAF,  $p=1,37$  MPa

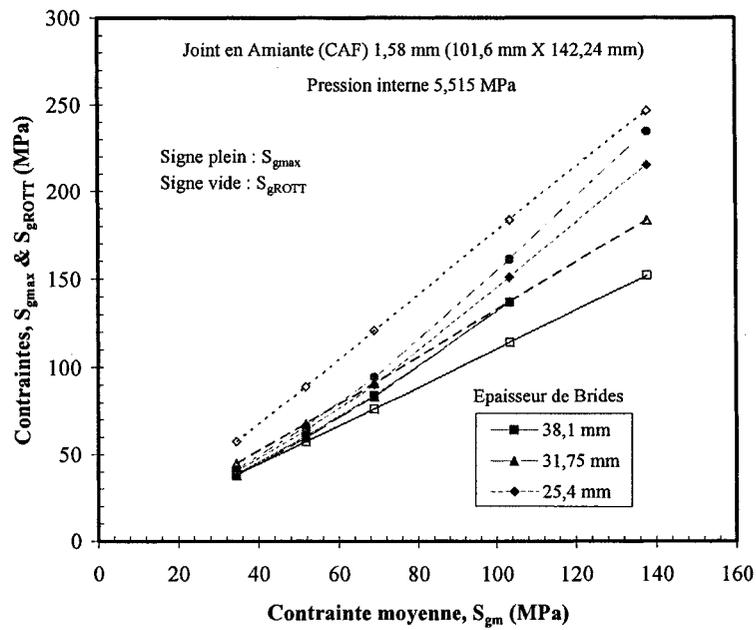


Figure 49 Comparaison entre  $S_{gmax}$  et  $S_{gROTT}$  pour FG,  $p=5,5$  MPa

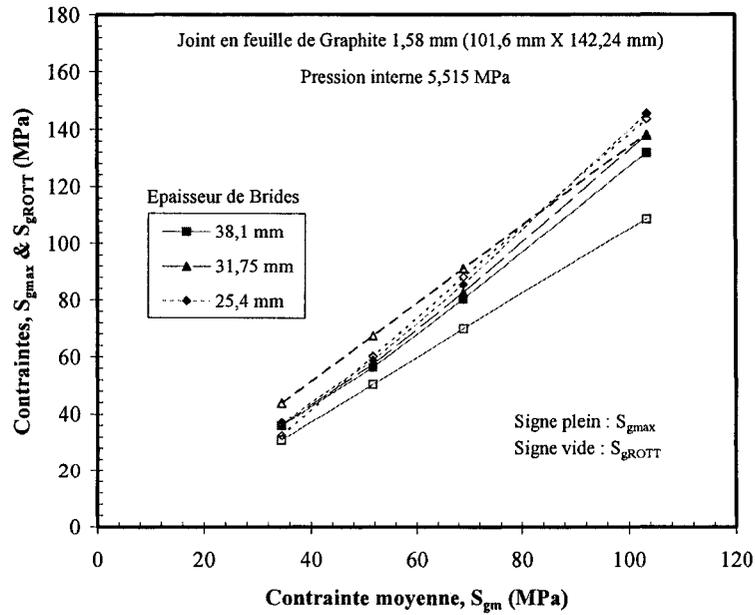


Figure 50 Comparaison entre  $S_{gmax}$  et  $S_{gROTT}$  pour FG,  $p=5,5$  MPa

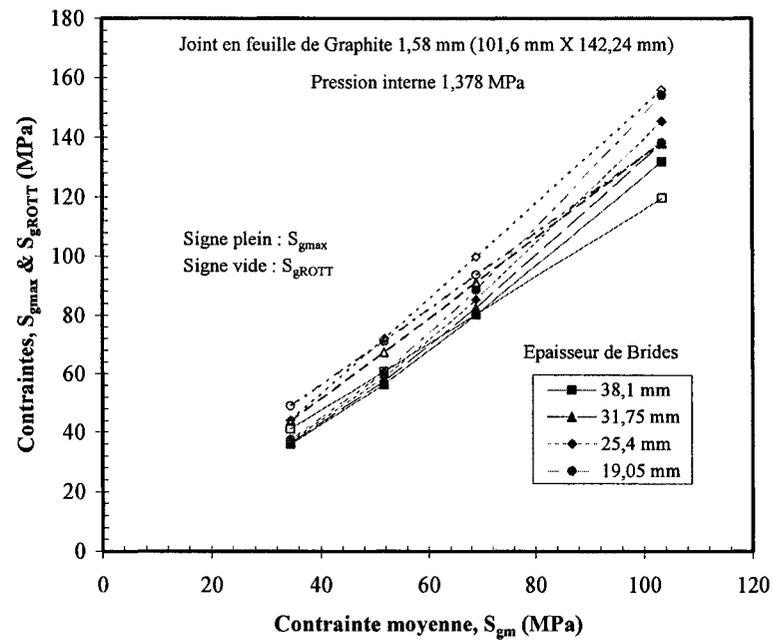


Figure 51 Comparaison entre  $S_{gmax}$  et  $S_{gROTT}$  pour FG,  $p=1,37$  MPa

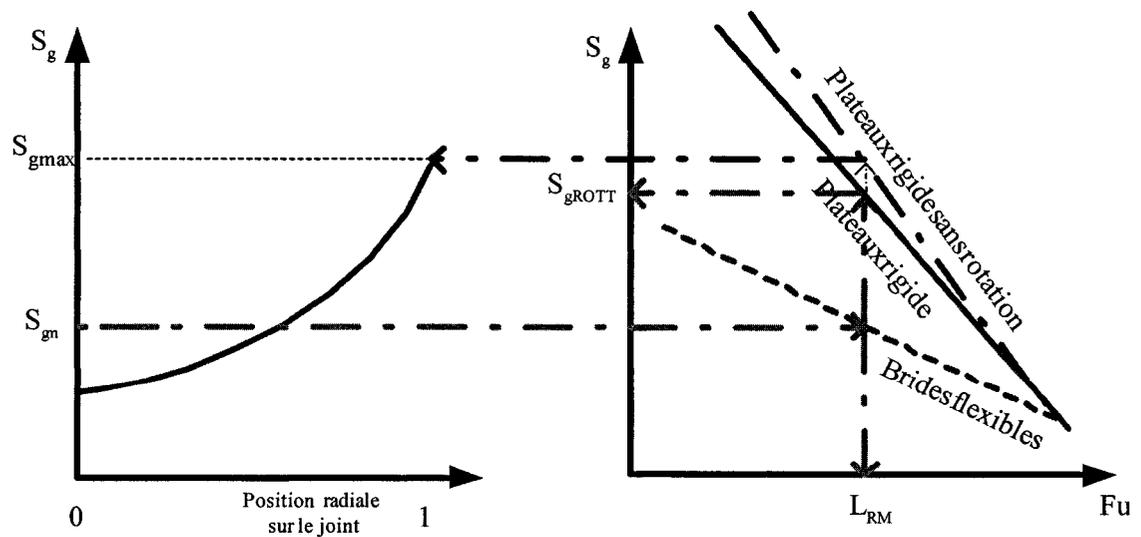


Figure 52 Correction de la contrainte équivalente  $S_{gROTT}$

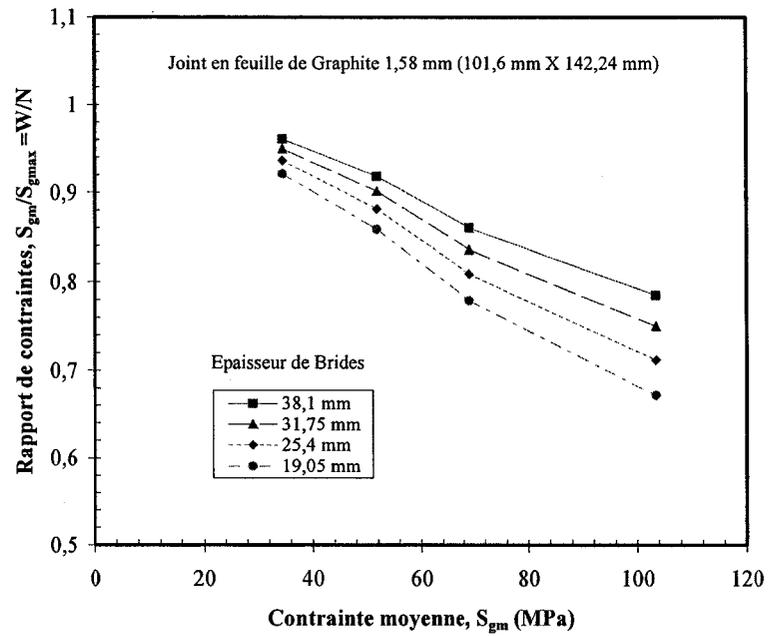


Figure 53 Définition de la largeur effective en fonction de  $S_{gmax}$ , FG

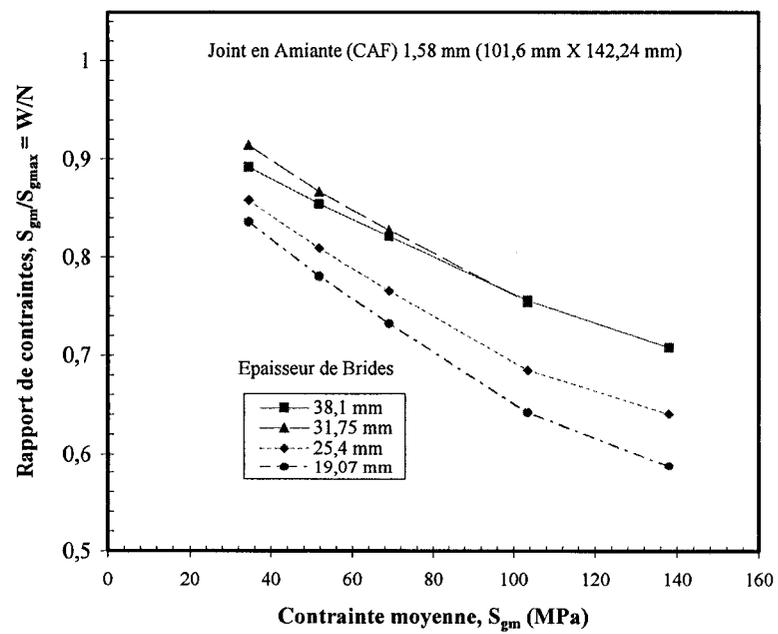


Figure 54 Définition de la largeur effective en fonction de  $S_{gmax}$ , CAF

### 7.3 Deuxième Approche

Le code ASME définit le diamètre de la position de la réaction sur le joint,  $G$ , en fonction de la largeur effective  $b$  par la formule suivante :

$$G = G_o - 2b \quad (7.3)$$

Dans cette approche on suit le chemin inverse. On définira la largeur effective en fonction de la position de la réaction sur le joint, calculée à partir de la distribution radiale de la contrainte sur le joint.

Par définition, la position de la réaction sur le joint est donnée par :

$$G = 2 \frac{\int_{r_i}^{r_o} r^2 \cdot S_g \cdot dr}{\int_{r_i}^{r_o} r \cdot S_g \cdot dr} \quad (7.4)$$

Et on définit la largeur effective par :

$$W = G_o - G \quad (7.5)$$

Dans cette approche, on utilise les résultats de la méthode des éléments finis pour quatre joints différents (FG, CAF, SW et CMS). Pour comparer les résultats de cette approche avec ceux de la première approche, on utilise les mêmes dimensions des joints (10,16 x 14,22 x 0,15 cm).

Dans les figures de 55 à 58 on présente la variation du rapport de la largeur effective par la largeur du joint en fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint, pour plusieurs épaisseurs de brides.

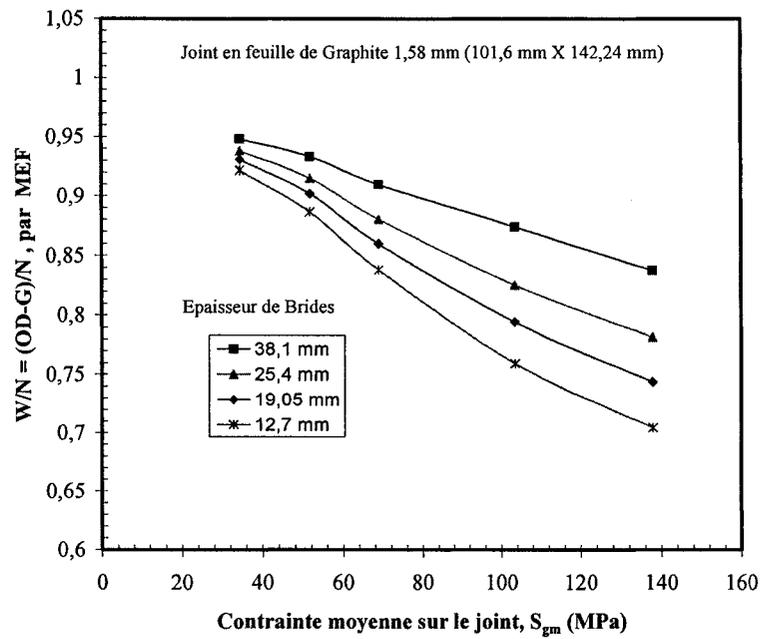


Figure 55 Définition de la largeur effective par la deuxième approche, FG

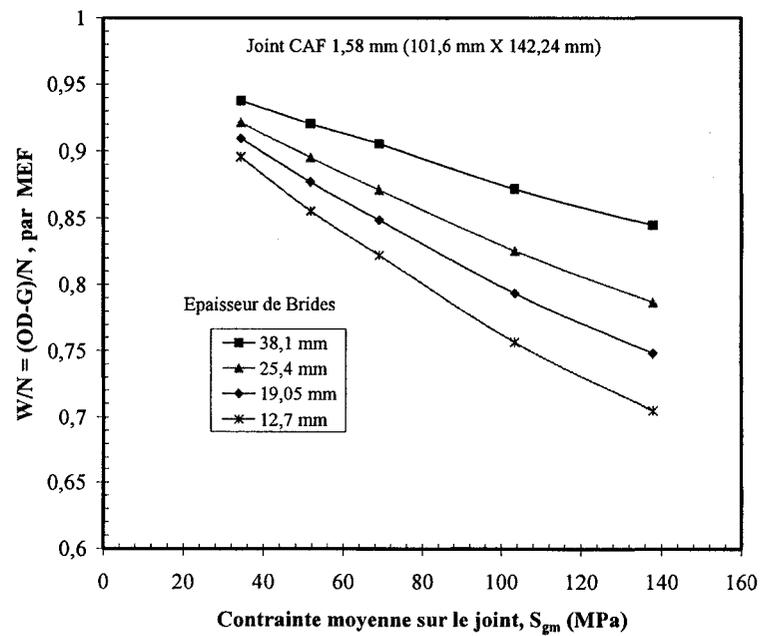


Figure 56 Définition de la largeur effective par la deuxième approche, CAF

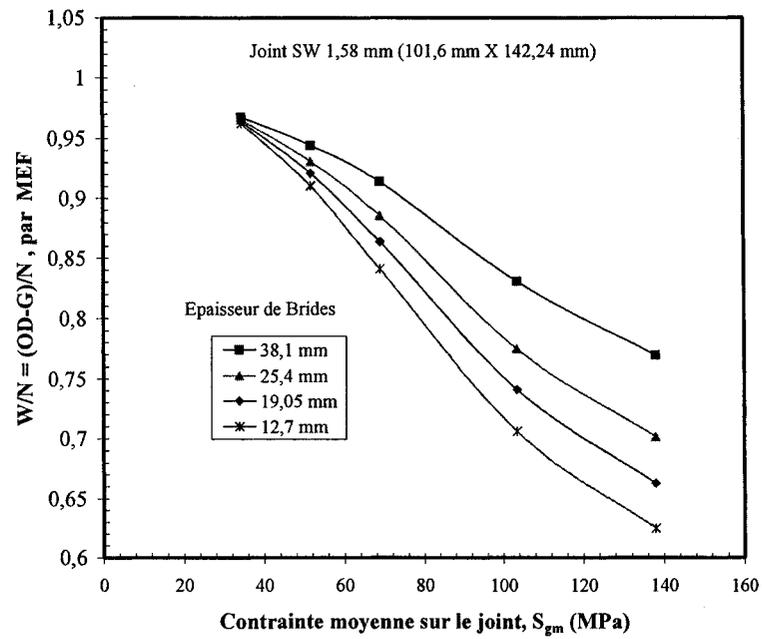


Figure 57 Définition de la largeur effective par la deuxième approche, SW

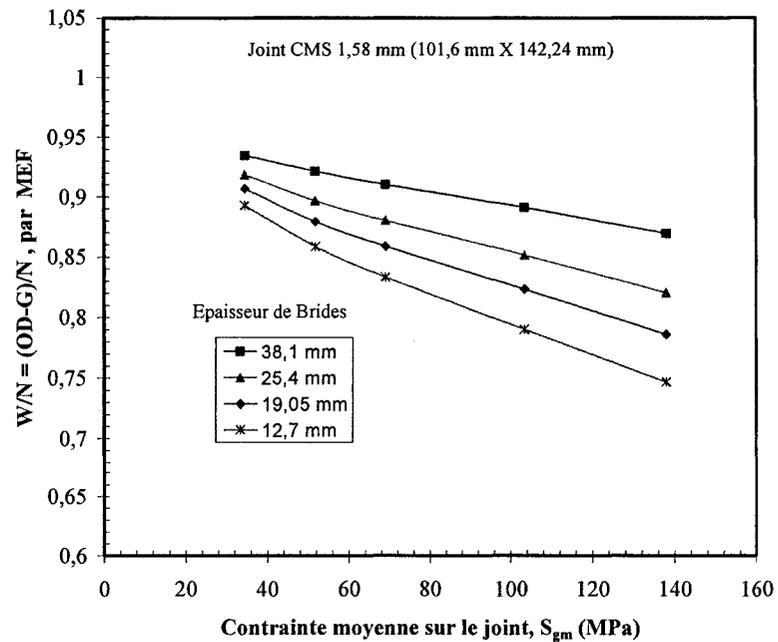


Figure 58 Définition de la largeur effective par la deuxième approche, CMS

Pour un joint donné, le rapport de la largeur effective par la largeur d'assise du joint diminue lorsque la contrainte moyenne augmente ou lorsque l'épaisseur des brides est plus faible. Les courbes relatives aux épaisseurs des brides sont nettement séparées et leurs disposition relative est la même pour tous les joints. Les brides rigides donnent des largeurs effectives plus grandes.

Pour la même épaisseur des brides, les courbes des joints FG, CAF et CMS sont trop proches et ils donnent les mêmes valeurs du rapport de la largeur effective par la largeur du joint, figure 59.

En général, pour tous les joints, cette variation est assez prononcée pour les grandes valeurs de la contrainte moyenne et le rapport des largeurs tend vers la valeur 1 lorsque la contrainte moyenne diminue et lorsque la bride est plus rigide.

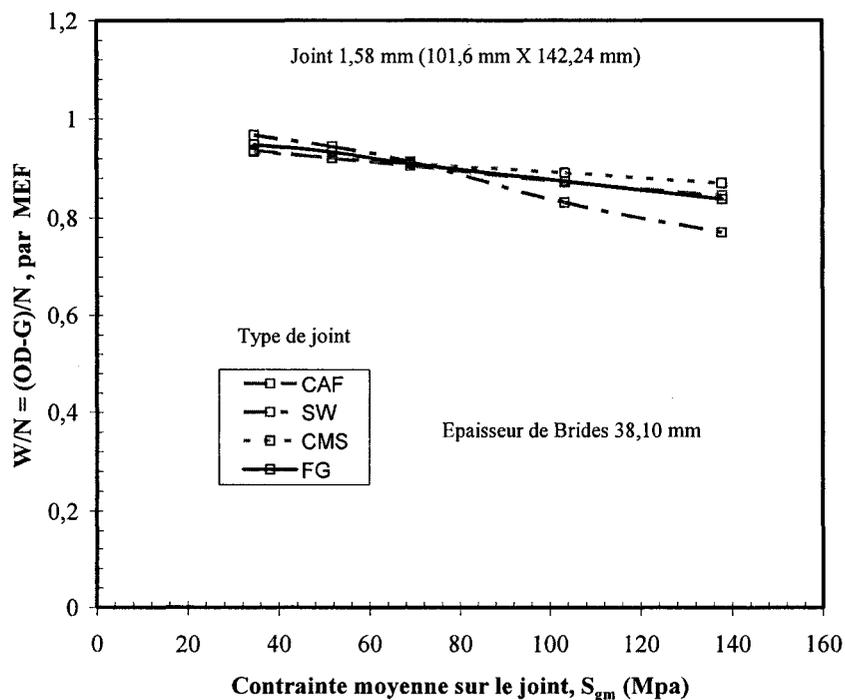


Figure 59 Comparaison entre les différents joints

#### 7.4 Comparaison des deux approches

Dans ce paragraphe, une comparaison est présentée entre les valeurs du rapport de la largeur effective par la largeur du joint, calculées par les deux approches présentées dans les deux paragraphes précédents.

Les figures 60, 61, 62 et 63 comparent les deux approches pour les quatre joints. Globalement l'allure des courbes des deux méthodes est la même mais les valeurs sont différentes. La première approche donne des valeurs plus petites que celles calculées par la deuxième approche. L'écart entre les valeurs des deux approches est faible pour les petites contraintes moyennes. Part contre, il est assez grand pour les grandes contraintes moyennes. D'autre part, pour les deux approches, lorsque la contrainte moyenne est faible ou les brides sont assez rigides, la largeur effective du joint est égale à la largeur d'assise.

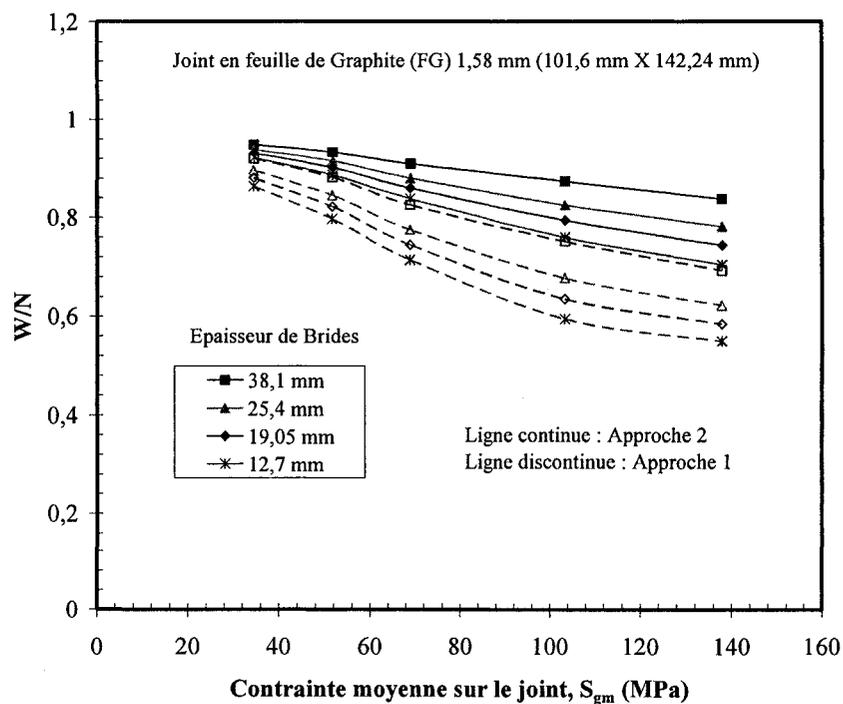


Figure 60 Comparaison entre les deux approches pour le joint FG

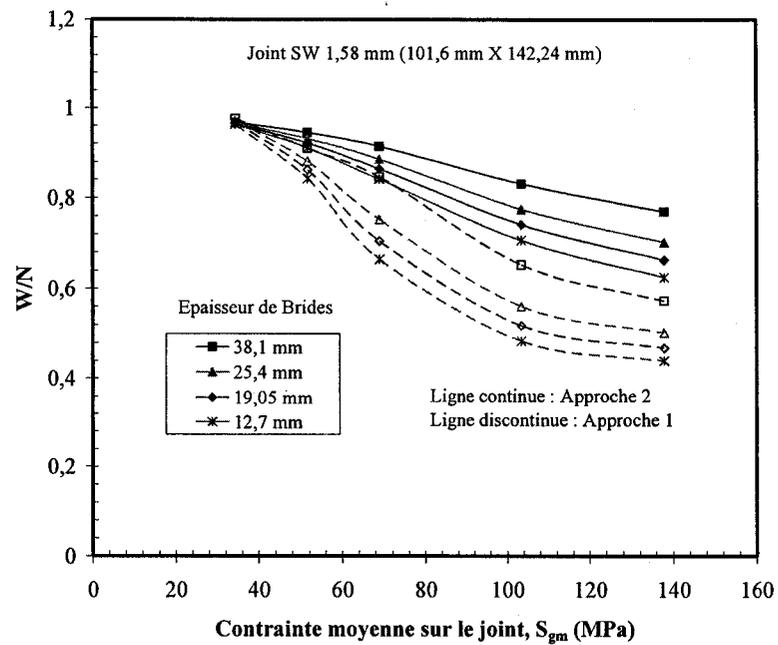


Figure 61 Comparaison entre les deux approches pour le joint SW

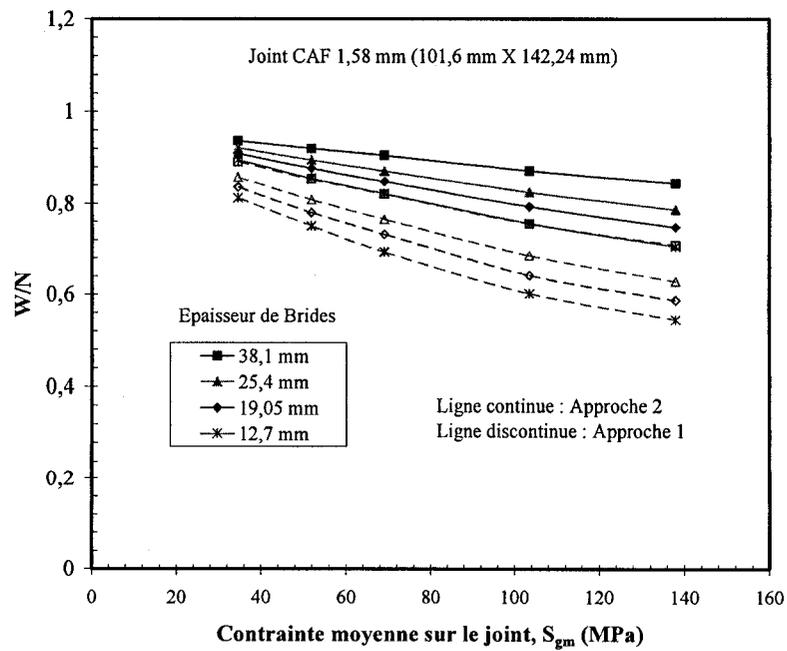


Figure 62 Comparaison entre les deux approches pour le joint CAF

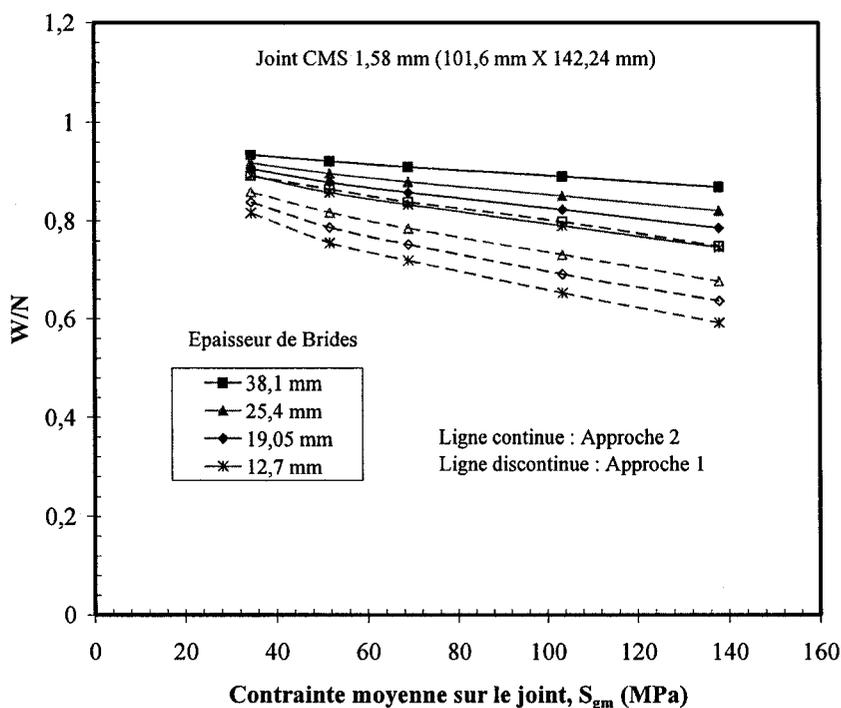


Figure 63 Comparaison entre les deux approches pour le joint CMS

La différence entre les résultats des deux approches est normale puisque leurs concepts ne sont pas les mêmes. Mais au moins les résultats de la première approche sont plus crédibles puisqu'ils sont issus de l'expérimentation et font référence au comportement des assemblages à brides boulonnées vis-à-vis des fuites.

### 7.5 Effet de la largeur d'assise du joint sur la largeur effective

Dans ce paragraphe on met en évidence l'effet de la variation de la largeur d'assise du joint sur la largeur effective, en considérant différents chargements et plusieurs épaisseurs de brides.

Dans les figures 64, 65, 66 et 67 on compare l'effet de la variation de la largeur de contact  $N$  sur la largeur effective  $W$  pour deux épaisseurs différentes de brides. Pour les quatre types de joint, on note que pour une petite largeur de contact et une faible

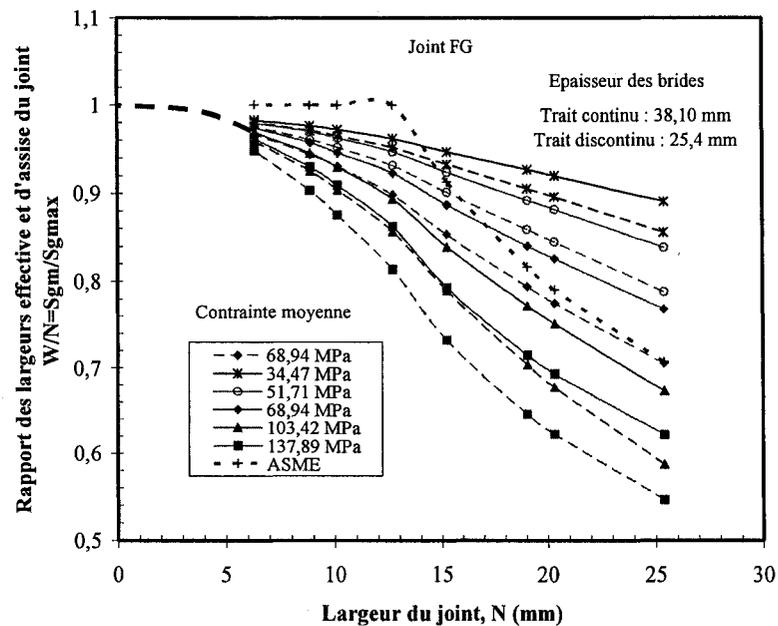


Figure 64 Rapport des largeurs en fonction de N pour un joint FG

contrainte moyenne, le rapport de largeur effective par la largeur de contact est près de la valeur 1. Cependant, la diminution de la largeur de contact du joint ou la diminution de la charge produit un rapport plus grand.

Il est clair aussi que, pour les quatre joints, quand la largeur de contact est inférieure à 14 mm, le rapport des largeurs, calculé par l'actuelle l'approche, est inférieur à celui donné par le code ASME. Pour les grandes contraintes moyennes, le rapport des largeurs calculé par l'approche actuelle est toujours inférieur à celui donné par le code ASME.

La figure 68 présente de comportement des quatre joints pour une contrainte moyenne de 137,89 MPa et pour deux épaisseurs des brides 38,10 mm et 25,4 mm. On note que chaque joint donne des valeurs assez différentes de celles des autres. Donc on ne peut pas dire, suite à ces données que les joints à feuille donnent des résultats semblables à ceux des joints métalloplastiques.

Ainsi chaque paramètre (contrainte moyenne, rotation des brides, type de joint et largeur d'assise du joint) doit être considéré comme une variable indépendante et une bonne modélisation de la largeur effective doit prendre en considération tous ces paramètres.

Dans le paragraphe suivant, on récapitule tous les résultats dans le but d'établir un modèle mathématique permettant de calculer la largeur effective du joint d'étanchéité dans un assemblage à brides boulonnées.

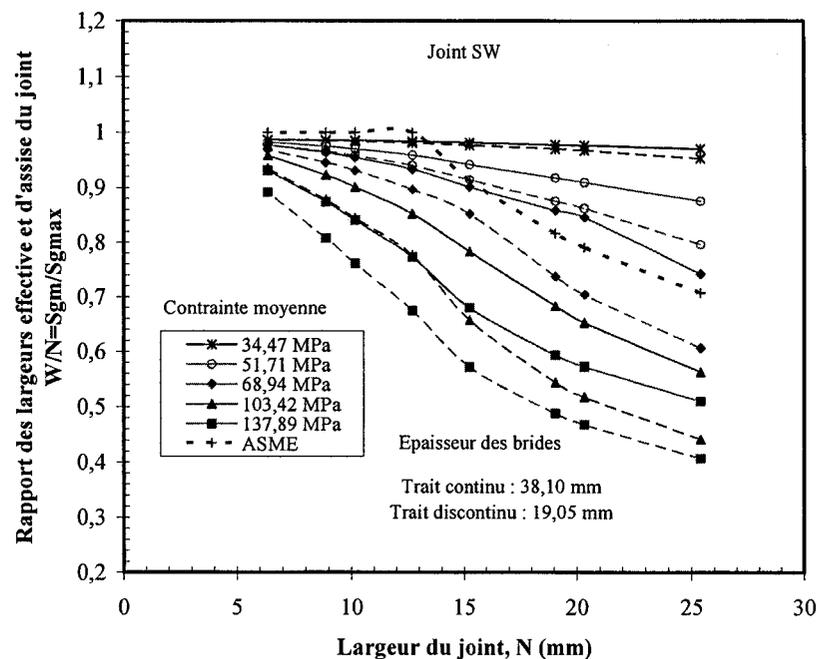


Figure 65 Rapport des largeurs en fonction de N pour un joint SW

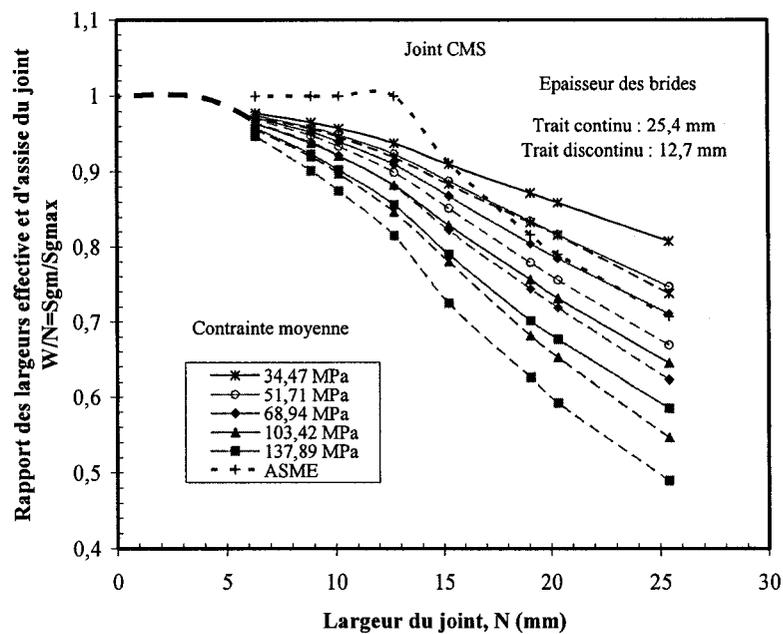


Figure 66 Rapport des largeurs en fonction de N pour un joint CMS

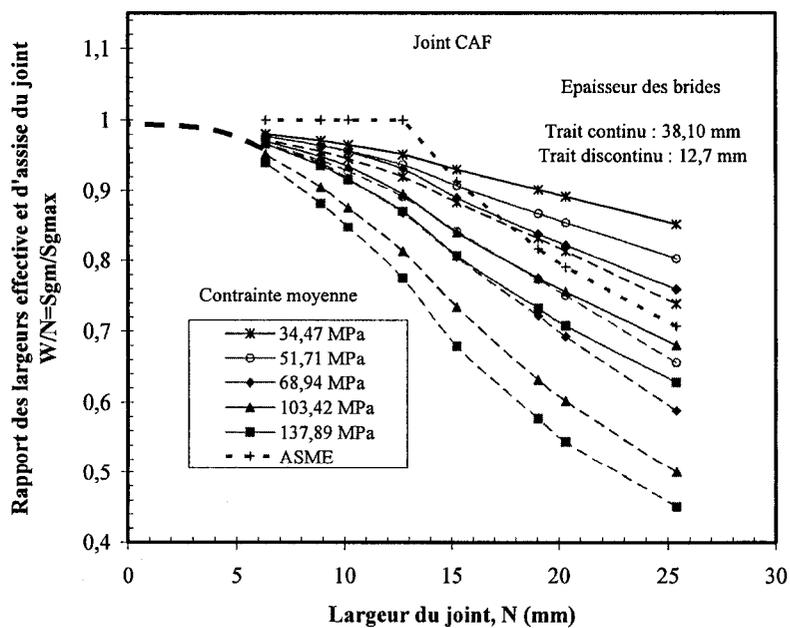


Figure 67 Rapport des largeurs en fonction de N pour un joint CAF

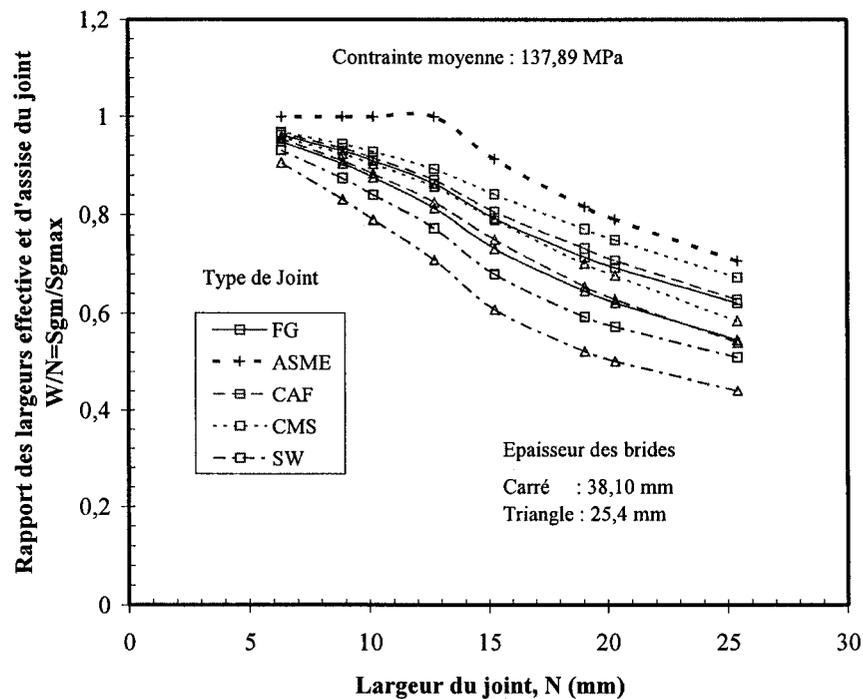


Figure 68 Comparaison des quatre joint pour  $S_{gm}=137,89$  MPa

## 7.6 Synthèse générale

### 7.6.1 Introduction

Dans les chapitres précédents, nous avons étudié l'effet des différents paramètres sur le comportement du joint et en particulier sur les valeurs de la contrainte du joint et nous avons présenté deux approches différentes pour définir la largeur effective du joint en se basant sur les résultats de la simulation numérique et de l'expérimentation. On a conclu que la valeur de la largeur effective du joint est influencée par tous les paramètres de chargement ainsi que la géométrie de l'assemblage.

Dans ce qui suit, on se propose de définir un modèle mathématique, le plus simple possible, pour calculer la valeur de la largeur effective pour une application donnée, en

fonction de la contrainte moyenne appliquée sur le joint, de la flexibilité des brides et de la largeur d'assise du joint.

### 7.6.2 Modèle du code ASME

Le code ASME propose une formule assez simple qui ne fait intervenir que la valeur de la largeur d'assise du joint  $N$ . Elle ne prend en considération ni la valeur de la charge ni la flexibilité de l'assemblage. De plus le code fixe un seuil à 12,7 mm (0,5 po) au-dessous duquel la valeur de la largeur effective est égale à la largeur d'assise.

### 7.6.3 Modèle approché du rapport des largeurs du joint

La variation du rapport de la largeur effective par la largeur d'assise, pour les joints plats, peut être décrite, en fonction de la largeur d'assise du joint, de la contrainte moyenne appliquée sur le joint et de l'indice de rigidité  $J$ , par les équations générales empirique de la forme suivante :

$$\frac{W}{N} = 1 \quad \text{pour } N \leq 6,35 \text{ mm (0,25 po)} \quad (7.6)$$

$$\frac{W}{N} = 1 - a N^b S_{gm}^c J^d \quad \text{pour } N \geq 6,35 \text{ mm (0,25 po)} \quad (7.7)$$

Où

- **a, b, c** et **d** des constantes qui dépendent du type de joint utilisé;
- $S_{gm}$  : contrainte moyenne sur le joint, en psi;
- $N$  : la largeur d'assise du joint, en po;
- $J$  : indice de rigidité, avec  $J = \frac{\theta(\text{deg})}{0,3}$  pour les brides avec collerette;
- $W$  : la largeur effective du joint, à calculer, en po.

L'équation (7.7) a été établie par un lissage avec régression non linéaire des données résultats de l'étude par éléments finis. Le tableau VI donne les valeurs des facteurs **a**, **b**, **c** et **d** de l'équation (7.7) en fonction du type de matériau du joint et de l'approche utilisée pour le calcul du rapport de la largeur effective par la largeur d'assise. Les coefficients de la dernière ligne sont obtenus en regroupant les données des quatre joints.

Tableau VI

Les coefficients de l'équation (6.6)

<i>Joint</i>	<i>Approche</i>	<i>Coeff. a</i>	<i>Coeff. b</i>	<i>Coeff. c</i>	<i>Coeff. d</i>	<i>Erreur moy.</i>
FG	1	0.0336	1.4381	0.3261	0.5716	1,9 %
	2	0,0505	1,760	0,253	0,7342	0,6 %
CAF	1	0,2834	1,5064	0,1115	0,6061	1,6 %
	2	0,6194	1,8396	0,0032	0,7863	0,5 %
SW	1	0,0002	1,2478	0,8522	0,4885	5 %
	2	0,0998	1,8636	0,1832	0,7894	1 %
CMS	1	0,8313	1,5726	(0,0068)	0,6443	1 %
	2	0,0069	1,8641	0,4023	0,2934	1,5 %
Tous les joints	1	0,0282	1,4312	0,3477	0,5723	4 %
	2	0,0125	1,8295	0,3714	0,5086	1,3 %

L'erreur moyenne de la dernière colonne représente la différence relative entre le rapport des largeurs effective et réelle et celui calculé à l'aide de l'équation (7.7). On remarque que les valeurs de l'erreur moyenne sont très petites. Ceci démontre que la forme de l'équation proposée est très bien adaptée aux données initiales.

A partir du tableau VI, on peut dire que l'indice de rigidité  $J$  a presque le même effet pour les joint en FG, CAF et SW, car la valeur du coefficient  $d$  est quasiment la même dans ces cas pour les deux approches. De plus, il est clair que l'effet de la valeur de la largeur d'assise du joint  $N$  est primordial sur la valeur de la largeur effective, car les valeurs du coefficient  $b$  sont les plus grandes.

## CONCLUSION

Les assemblages à brides boulonnées munies de joints d'étanchéité sont couramment utilisés dans le milieu industriel et essentiellement dans les installations à risque majeur qui véhiculent toutes sortes de gaz et liquides. Une bonne conception de ces assemblages permet, entre autres, de réduire des dépenses et d'assurer une grande sécurité pour les installations et pour les opérateurs.

Pour arriver à mieux réaliser cette conception optimale, des codes de calculs sont implantés pour aider les industriels à atteindre leur objectif. Ces codes doivent prendre en considération le comportement des différentes composantes du système tout en restant simples et ainsi déterminer facilement les conditions optimales de fonctionnement.

Le présent travail propose une nouvelle approche pour calculer la largeur effective du joint d'étanchéité qui est introduite dans le code ASME pour prendre en considération l'effet de la non-uniformité de la distribution radiale de la contrainte de contact due à la rotation des brides. Cette nouvelle approche contribuera certainement, si elle est introduite dans le code, à l'amélioration de la procédure actuelle de la conception des assemblages à brides boulonnées.

Pour ce faire, une investigation a été menée pour étudier l'influence de tous les paramètres du système sur la variation de la surface de contact entre la bride et le joint d'étanchéité et sur la distribution radiale de la contrainte de contact sur le joint.

Deux méthodes (analytique et numérique) ont été adoptées en parallèle, en plus des résultats d'une étude expérimentale du laboratoire d'étanchéité TTRL, pour étudier l'effet de la contrainte moyenne, de la flexibilité des brides, du type de joint et de la largeur réelle de contact du joint sur la largeur effective du joint.

Dans la méthode analytique, un modèle très simplifié de la déformation du joint a été choisi pour essayer de calculer analytiquement la rotation des brides et la contrainte maximale sur le joint. Dans la méthode numérique, un modèle 3D a été élaboré en utilisant le logiciel ANSYS pour étudier essentiellement le comportement mécanique du joint en fonction des charges appliquées, de la géométrie de l'assemblage et du type de joint.

Les résultats de la méthode numérique ont été plus convaincants que ceux de la méthode analytique. Ainsi les résultats de la méthode des éléments finis, appuyés par ceux de l'étude expérimentale, ont permis de proposer une nouvelle approche de calcul de largeur effective du joint d'étanchéité.

Contrairement à la procédure du Code ASME, notre méthode ne néglige aucun effet. En plus de la largeur réelle du joint, notre proposition tient compte de l'effet de la flexibilité des brides en introduisant l'index de rigidité  $J$  et la valeur de la contrainte moyenne.

Les valeurs de la largeur effective calculées par la nouvelle approche sont très différentes que celles données par le code ASME. En effet, quand la largeur de contact est inférieure à 14 mm, la largeur effective du joint, calculée par la nouvelle l'approche, est inférieure à celle donnée par le code ASME. Pour les grandes contraintes moyennes, la largeur effective calculée par la nouvelle l'approche est toujours inférieure à celle donnée par le code ASME.

Le code ASME, suppose qu'au-dessous d'une largeur du joint de 12,7 mm, la largeur effective est égale à la largeur de contact. Notre étude a démontré que ce seuil est largement plus petit que 12,7 mm, et on a proposé de le diminuer jusqu'à 6,35 mm.

À la fin de ce mémoire, on a proposé une équation mathématique issue d'un lissage avec régression non linéaire des données numériques pour calculer la largeur effective du

joint. Cette équation introduit des erreurs ne dépassant pas 3% comparativement aux valeurs données par les deux approches de calcul de la largeur effective.

Enfin, il est à signaler que le présent travail a fait l'objet de deux publications lors des éditions 2004 et 2005 de la conférence ASME PVP (Pressure Vessels and Piping) [28, 29] et il a été présenté sous forme de rapport à la commission de la PVRC (Pressure Vessel Recherche Council), dans le cadre du projet 04-BFC-01 [30].

## RECOMMANDATIONS

La nouvelle méthode proposée dans ce mémoire est le fruit de plusieurs études menées en parallèle : expérimental, analytique et numérique. Chacune des études a introduit des hypothèses simplificatrices, ce qui est normal puisqu'il est difficile de cerner tous les paramètres affectant le comportement mécanique et l'étanchéité des assemblages. Ceci peut expliquer aussi le fait que le modèle mathématique qu'on a proposé est complexe.

Dans l'étude expérimentale, seulement les données des joints FG et CAF ont été disponibles. Il serait intéressant de mener des tests avec d'autres types de joint en utilisant plusieurs grandeurs de brides.

On propose aussi de développer un modèle analytique plus réaliste qui tient en compte le comportement non linéaire du joint d'étanchéité.

Dans la méthode des éléments finis, on a limité l'étude à l'étape de serrage des boulons. Il est recommandé d'intégrer aussi l'étape de pressurisation pour compléter l'étude de l'évolution de la variation de la surface de contact entre les brides et le joint, définie par la largeur effective.

Pour préparer l'introduction de notre nouvelle approche de calcul de la largeur effective dans le code ASME, il est souhaitable qu'une étude ultérieure se propose d'examiner l'influence de la nouvelle largeur effective sur les charges des boulons  $W_{m1}$  et  $W_{m2}$ .

## **ANNEXE 1**

**Figures de l'effet du type de joint sur le rotation  
calculée par la MEF**

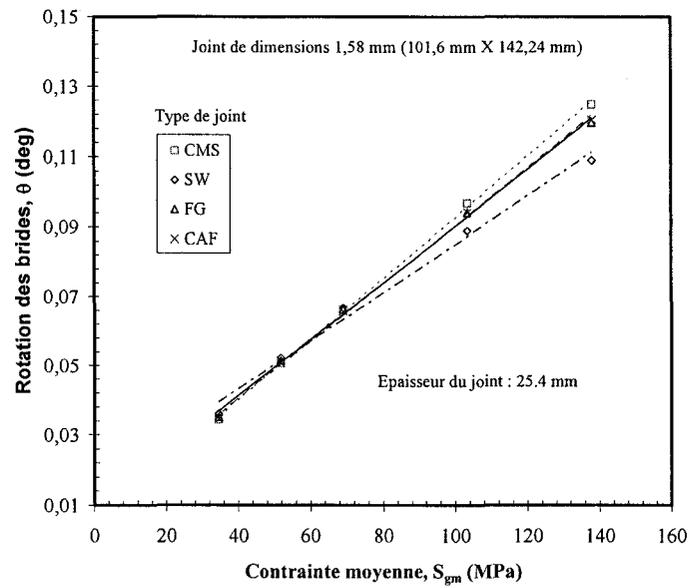


Figure 69 Rotation de bride d'épaisseur 25,4 mm, MEF

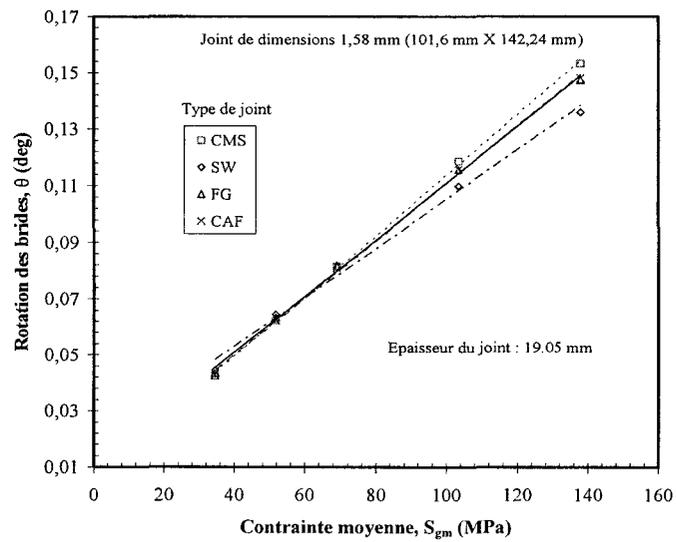


Figure 70 Rotation de bride d'épaisseur 19,05 mm, MEF

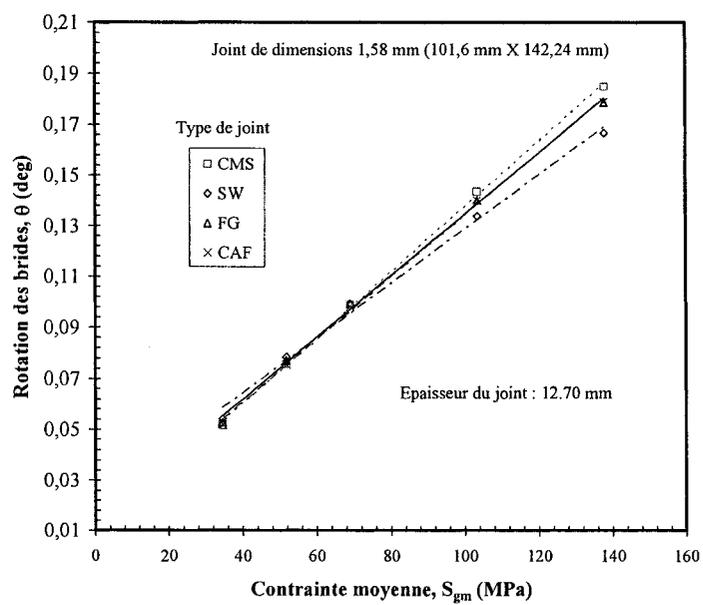


Figure 71 Rotation de bride d'épaisseur 12,70 mm, MEF

## ANNEXE 2

**Figures supplémentaires de l'effet de la largeur du joint sur le distribution de la contrainte**

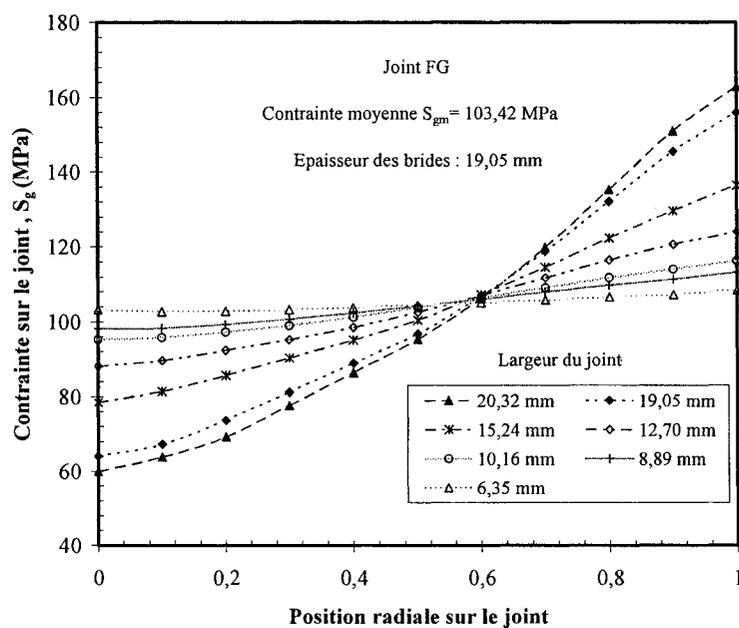


Figure 72 Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint FG

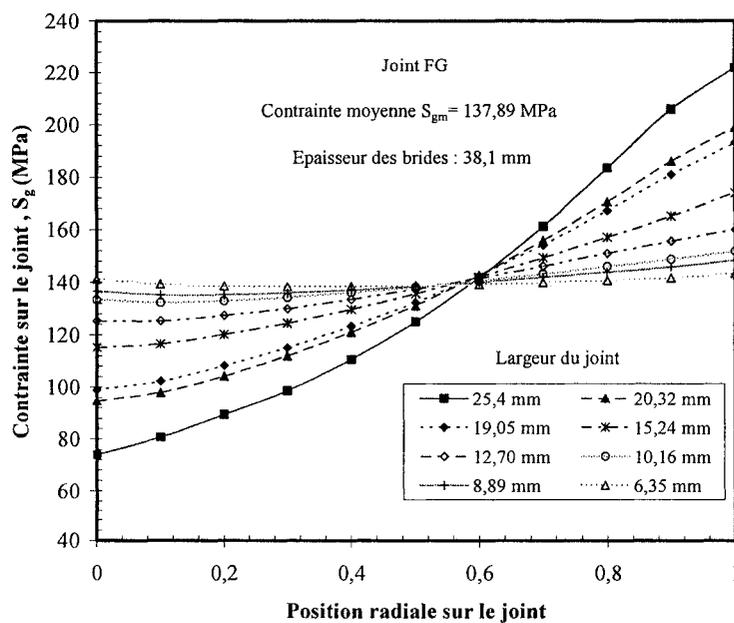


Figure 73 Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint FG

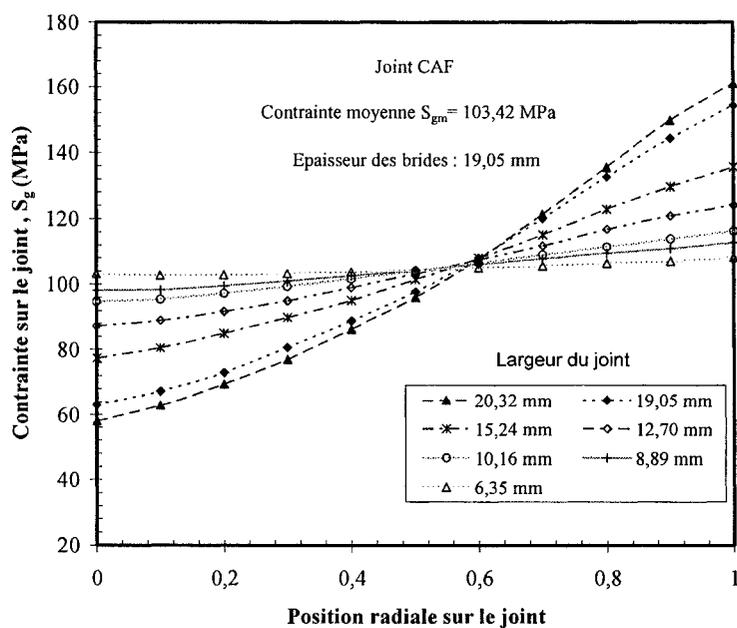


Figure 74 Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint CAF

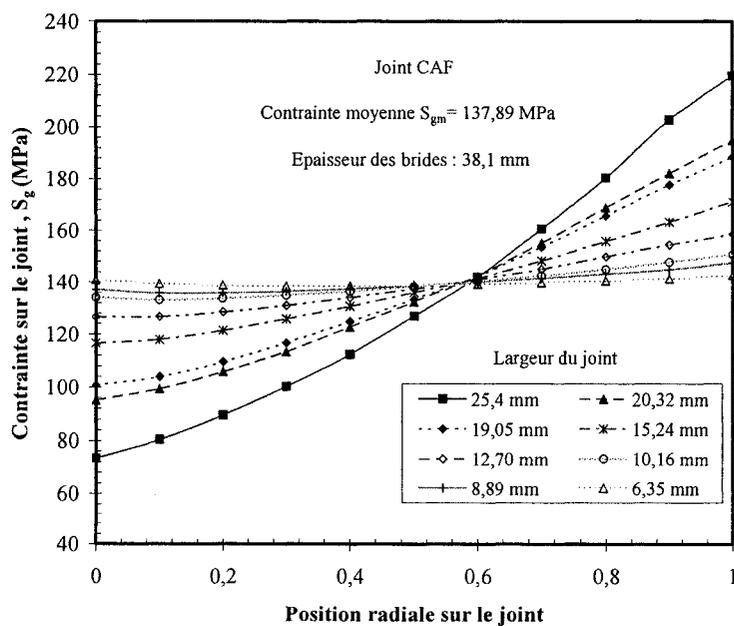


Figure 75 Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint CAF

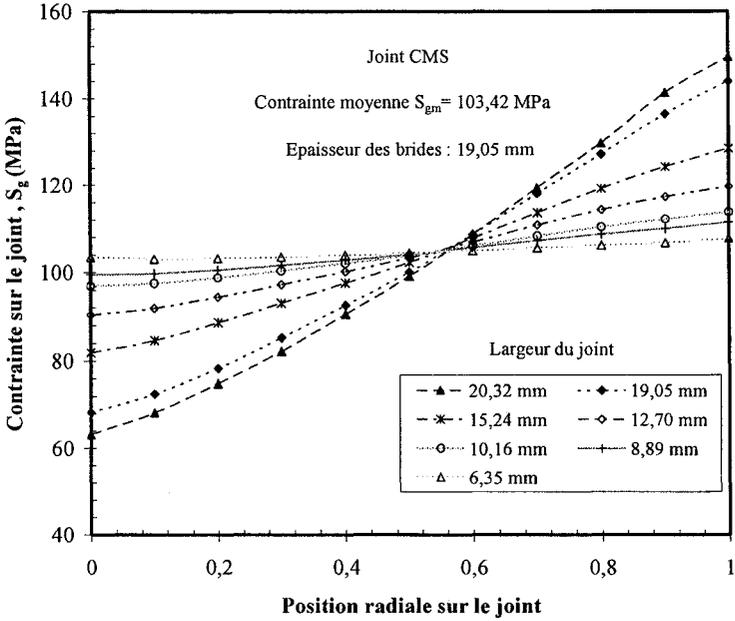


Figure 76 Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint CMS

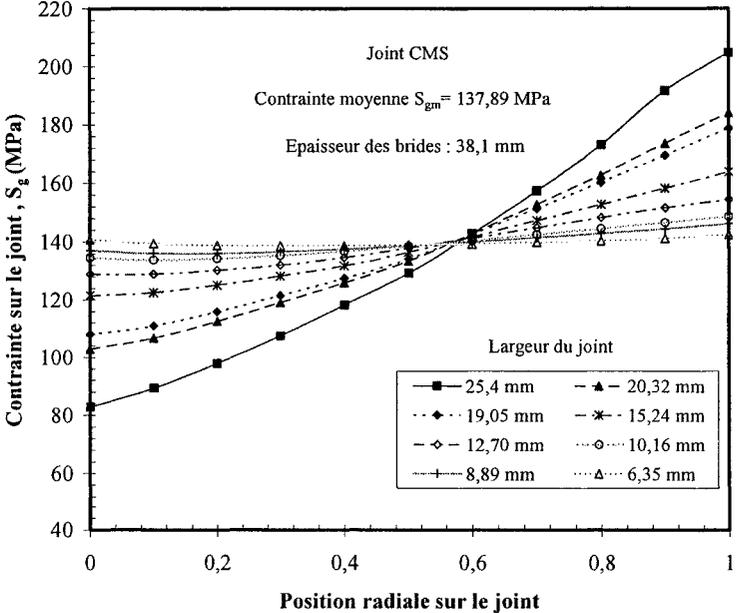


Figure 77 Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint CMS

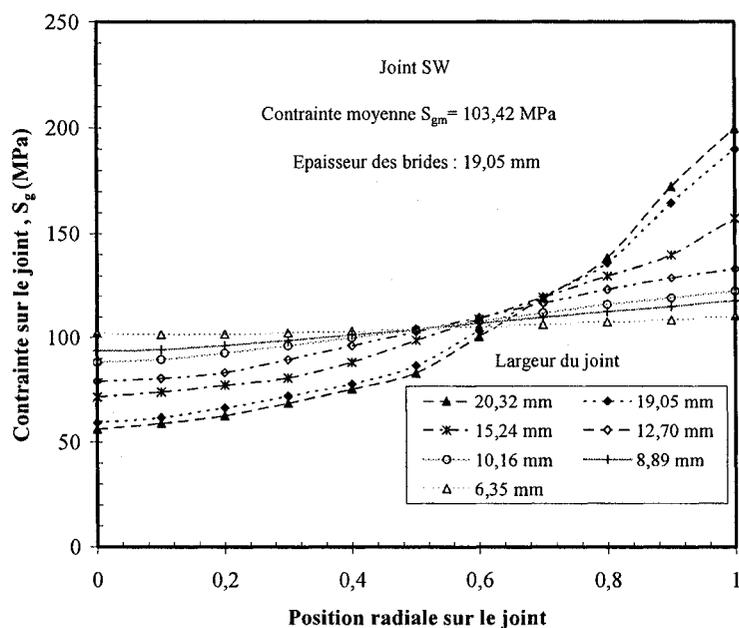


Figure 78 Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint SW

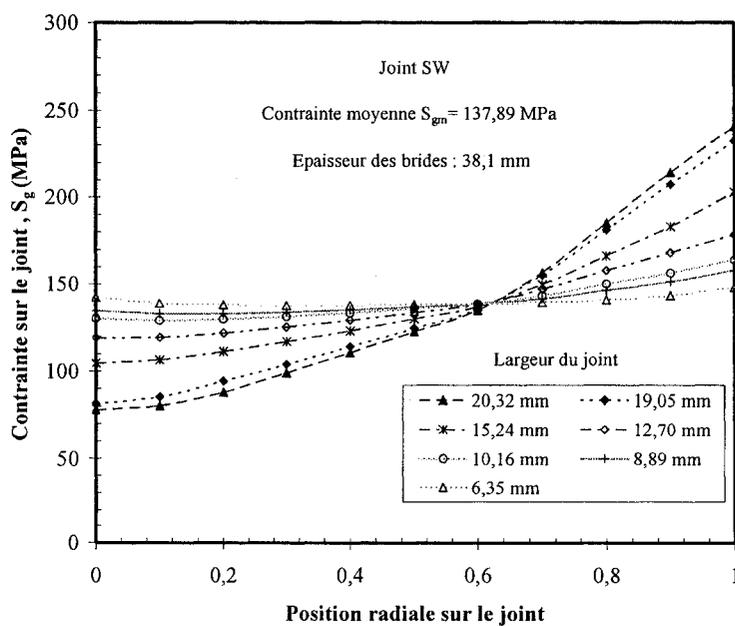


Figure 79 Effet de N sur la distribution de la contrainte sur un joint SW

## **ANNEXE 3**

### **Programme 3D sur ANSYS**

```

!bride de classe 600 lb 4po
!joints : FG, CMS, SW et CAF
FINISH
/CLEAR
pi=3.1415926535897932384626433832795
! Pression interne
interne=0 ! si pressure interne = 1
dep=0.77820E-02 ! Déplacement du boulon
/FILNAME,Bride NPS 4 600 lb
/TITLE, Analyse par éléments finis d'un assemblage à brides boulonnées
*AFUN,DEG ! Mettre tous les angles en degrés
pi=3.141592654
!*****
! PARAMETRES DE MODÉLISATION
!*****
! ring paramètres
rib=1.875 !3.825/2 ! B/2 = rayon intérieur bride (po)
reb=10.75/2 ! A/2 = rayon extérieur bride (po)
epb=0.5+0.3 !1.5 ! tf = épaisseur bride (po)
nb=8 ! Nombre de boulons
asb=360/nb ! Angle du secteur de bride (°)

! les paramètres de la collorlette
g1=1
rc=3!rib+g1 ! B/2 + g1 = rayon à la base du cône (po)
hc=2 ! h = longueur du cône (po)
!
! Caractéristique du joint
cj=0.8!0.75!0.375!0.8 ! Largeur du joint (po)
rm=4.8/2
rej=rm+cj/2! 5.05/2!5.6/2 ! Rayon extérieur joint (po)
rij=rej-cj ! rayon intérieur joint (po)
!epj=.125 ! tg = épaisseur du joint (po): 1/8
epj=.0625 ! tg = épaisseur du joint (po) : 1/16

```

! Caractéristiques du tube

tp=0.375 !.237           ! tc = g0 = épaisseur de la paroi du tube (po)

hp=0.05! 10\*(rib\*tp)\*\*0.5 ! Longueur du tube (po) = 6\*sqrt(rib\*g0) min ou 10\*(r\*t)^(1/2)

! Caractéristiques des boulons

D=7/8           ! Diamètre nominal du boulon (po)

n=11           ! Nombre de filets/po

As=(pi/4)\*(D-0.9743/n)\*\*2 ! Tensile stress area

Ar=(pi/4)\*(D-1.3/n)\*\*2 ! Root area

rcb=8.5/2       ! C = diamètre du cercle des boulons (po)

rb=sqrt(As/pi) ! d/2 = rayon du boulon (po)

rtb=rb+0.125/2 ! Rayon du trou de boulon dans la bride (po)

rpb=1.5\*D/2     ! f/2 rayon de la portée du boulon (po)

ept=0.875\*D     ! Épaisseur de la tête du boulon (po)

! Charges

Sgnom = 5000 ! 5000, 7500, 10000, 15000, 20000 psi

pbolt = Sgnom\*(rej\*\*2-rj\*\*2)\*pi/(8\*(Ar+As)/2) ! La pression initiale dans le boulons

pbolteff=pbolt!

pint=200

! Paramètres du maillage

nelb1=2 !2       ! Nombre de segments par lignes radiales de la portée

nelb2=10 ! 2\*nelb1 ! Nombre de segments par lignes circulaires de la portée

nel1=4           ! Nombre de segments par lignes (selon plans XZ)

nel2=4           ! Nombre de segments par lignes verticales de la tête du boulon (selon Y)

nelj=2           ! Nombre de segments par lignes verticales du joint (selon Y)

nel3=8           ! Nombre de segments par lignes verticales de la bride (selon Y)

size=0.4!0.8 !0.2 ! Longueur de l'arrêt des éléments (po) où c'est possible

!

! Preprocessing

/PREP7

!\*\*\*\*\*

## ! DÉFINITION DES ÉLÉMENTS

!\*\*\*\*\*

ET,1,SOLID45 !95 !bride, cône et tube  
 MP,EX,1,29.9e6  
 MP,NUXY,1,0.3

ET,2,SOLID45 !boulon  
 MP,EX,2,29.9e6  
 MP,NUXY,2,0.3

ET,3,195 !194 !Elément d'Interface

!

!\*+++++

!\* Define Initial Gap, Stable Stiffness, Stress Cap

!\*+++++

MP,ALPX,3,3e-6

delta0 = 0.00e-3

stiff0 = 0.0e7

scap = 1.0e-5

TB,GASKET,3,,para

TBDATA, 1,delta0,stiff0,scap

!\*+++++

!\* Define Gasket Compression Curve

!\*+++++

!\*go,:joint1 ! Graphite

!\*go,:joint2 ! CMS

!\*go,:joint3 ! SW

\*go,:joint4 ! CAF

!

:joint1 !joint en graphite

tb,gask,3,1,26,comp

tbpt,,0.0, 0

tbpt,,0.00162102, 282

tbpt,,0.0040,	650
tbpt,,0.0065,	1200
tbpt,,0.009236621,	2395
tbpt,,0.011152328,	4976
tbpt,,0.012121054,	7458
tbpt,,0.012697659,	9911
tbpt,,0.013304458,	14350
tbpt,,0.013354458,	14836.228
tbpt,,0.013404458,	15343.894
tbpt,,0.013454458,	15873.650
tbpt,,0.013504458,	16426.170
tbpt,,0.013554458,	17002.094
tbpt,,0.013604458,	17602.086
tbpt,,0.013654458,	18226.803
tbpt,,0.013704458,	18876.902
tbpt,,0.013754458,	19553.041
tbpt,,0.013804458,	20255.878
tbpt,,0.013854458,	20986.070
tbpt,,0.013904458,	21744.273
tbpt,,0.013954458,	22531.147
tbpt,,0.014004458,	23347.347
tbpt,,0.014054458,	24193.532
tbpt,,0.014104458,	25070.359
tbpt,,0.014154458,	25978.486
!	
*go,:Finjoint	
!#####	
!	
:joint2 ! Joint CMS	
!	
tb,gask,3,1,21,comp	
tbpt,,0.0/2 , 0	
tbpt,,0.0010/2,	257.6530551348
tbpt,,0.0020/2,	465.9310272634
tbpt,,0.0030/2,	645.1020521390

```

tbpt,,0.0040/2, 815.4342655150
tbpt,,0.0050/2, 997.1958031445
tbpt,,0.0060/2, 1210.6548007809
tbpt,,0.0070/2, 1476.0793941774
tbpt,,0.0080/2, 1813.7377190873
tbpt,,0.0090/2, 2243.8979112638
tbpt,,0.0100/2, 2790.3504647477
tbpt,,0.0110/2, 3557.9001141896
tbpt,,0.0120/2, 4732.2907142730
tbpt,,0.0130/2, 6453.7529313677
tbpt,,0.0140/2, 8729.1431733150
tbpt,,0.0150/2, 11558.1497155159
tbpt,,0.0160/2, 14974.8719975248
tbpt,,0.0170/2, 19198.8014885365
tbpt,,0.0180/2, 24657.2171769359
tbpt,,0.0190/2, 31788.7016513875
tbpt,,0.0200/2, 41031.8375005560
!
*go,:Finjoint
!#####
!
!
:joint3 ! Joint SW
!
tb,gask,3,1,21,comp
tbpt,,0.0/2 , 0
tbpt,,0.005/2, 903.662615
tbpt,,0.01/2, 1502.00327
tbpt,,0.0150/2, 1899.66325
tbpt,,0.02/2, 2201.28385
tbpt,,0.0250/2, 2511.50637
tbpt,,0.030/2, 2934.97208
tbpt,,0.035/2, 3563.4209
tbpt,,0.04/2, 4277.67125
tbpt,,0.045/2, 4786.51475

```

tbpt,,0.05/2, 4895.02408  
tbpt,,0.051/2, 4980.43254  
tbpt,,0.052/2, 5159.3882  
tbpt,,0.053/2, 5465.32842  
tbpt,,0.054/2, 5931.69054  
tbpt,,0.055/2, 6592.19248  
tbpt,,0.056/2, 7548.362  
tbpt,,0.057/2, 9057.33003  
tbpt,,0.058/2, 11871.6754  
tbpt,,0.059/2, 20244.9833  
tbpt,,0.06/2, 40000

!

\*go,:Finjoint

!#####

!

:Joint4 ! : Garlock (Amiante).

!

tb,gask,3,1,15,comp  
tbpt,,0/2, 0  
tbpt,,0.00225, 1000  
tbpt,,0.004185, 2488.76  
tbpt,,0.005305, 5001.31  
tbpt,,0.00596, 7521.79  
tbpt,,0.006515, 10606.23  
tbpt,,0.006905, 13602.93  
tbpt,,0.007165, 16099.22  
tbpt,,0.007565, 20874.57  
tbpt,,0.007965, 26974.28  
tbpt,,0.008365, 34614.74  
tbpt,,0.008765, 44012.32  
tbpt,,0.009165, 55383.42  
tbpt,,0.009565, 68944.40  
tbpt,,0.009965, 84911.66

!

```

*go,:Finjoint
#####
!
:Finjoint

#####
!* List Gasket Material Model
!*+++++
tblast,gask,all
tbplot,gask,3

!*****
!  GÉOMETRIE DU MODÈLE
!*****

! Bride
LOCAL, 11, 1, 0, epj/2, 0, 0, -90, 0
K,1,reb,  -asb/2
K,2,2*rcb-reb,-asb/2
K,3,rej,  -asb/2
K,4,rij,  -asb/2
K,5,rib,  -asb/2
K,6,reb,  asb/2
K,7,2*rcb-reb, asb/2
K,8,rej,  asb/2
K,9,rij,  asb/2
K,10,rib,  asb/2
L,1,6
L,2,7
L,3,8
L,4,9
L,5,10
LOCAL, 12, 1, rcb, epj/2, 0, 0, -90, 0
!
! Tête du boulon
K,11,rtb, -45

```

K,12,rtb, 45  
K,13,rtb, 135  
K,14,rtb,-135  
L,11,12  
L,12,13  
L,13,14  
L,14,11  
! Trou dans la bride  
K,15,rpb, -45  
K,16,rpb, 45  
K,17,rpb, 135  
K,18,rpb,-135  
L,15,16  
L,16,17  
L,17,18  
L,18,15  
LOCAL, 13, 1, 0, epb+epj/2, 0, 0, -90, 0  
K,21,reb, -asb/2  
K,22,2\*rcb-reb, -asb/2  
K,23,rc, -asb/2  
K,24,rib+0.090,-asb/2  
K,25,rib, -asb/2  
K,26,reb, asb/2  
K,27,2\*rcb-reb, asb/2  
K,28,rc, asb/2  
K,29,rib+0.090, asb/2  
K,30,rib, asb/2  
L,21,26 !ligne 10  
L,22,27  
L,23,28  
L,24,29  
L,25,30  
LOCAL, 14, 1, rcb, epb+epj/2, 0, 0, -90, 0  
!  
! Tête du boulon

K,31,rtb, -45

K,32,rtb, 45

K,33,rtb, 135

K,34,rtb,-135

L,31,32

L,32,33

L,33,34

L,34,31

!

! Trou dans la bride

K,35,rpb, -45

K,36,rpb, 45

K,37,rpb, 135

K,38,rpb,-135

L,35,36

L,36,37 l ligne 20

L,37,38

L,38,35

CSYS,0

V, 1, 6,16,15,21,26,36,35

V,15,16,12,11,35,36,32,31

V, 6, 7,17,16,26,27,37,36

V,16,17,13,12,36,37,33,32

V, 7, 2,18,17,27,22,38,37

V,17,18,14,13,37,38,34,33

V, 2, 1,15,18,22,21,35,38

V,18,15,11,14,38,35,31,34

V, 2, 7, 8, 3,22,27,28,23

V, 3, 8, 9, 4,23,28,29,24

V, 4, 9,10, 5,24,29,30,25

! cône

LOCAL, 15, 1, 0, epb+epj/2+hc, 0, 0, -90, 0

K,43,rib+tp, -asb/2

K,44,rib+0.021,-asb/2  
 K,45,rib, -asb/2  
 K,48,rib+tp, asb/2  
 K,49,rib+0.021, asb/2  
 K,50,rib, asb/2  
 L,43,48  
 L,44,49  
 L,49,50  
 V,23,28,29,24,43,48,49,44  
 V,24,29,30,25,44,49,50,45  
 !  
 ! tube  
 LOCAL, 16, 1, 0, epb+epj/2+hc+hp, 0, 0, -90, 0  
 K,53,rib+tp, -asb/2  
 K,54,rib+0.021, -asb/2  
 K,55,rib, -asb/2  
 K,58,rib+tp, asb/2  
 K,59,rib+0.021, asb/2  
 K,60,rib, asb/2  
 L,53,58  
 L,54,59  
 L,59,60 ! Ligne 26  
 V,43,48,49,44,53,58,59,54  
 V,44,49,50,45,54,59,60,55  
 !  
 ! Ajout d'une plaque entre la bride et la joint : rased face  
 !  
 LOCAL, 11, 1, 0, epj/2, 0, 0, -90, 0  
 K,4002,3.0937, -asb/2  
 K,4007,3.0937, asb/2  
 K,4020,3.0937, -asb/2,-0.3  
 K,4070,3.0937, asb/2,-0.3  
 K,4003,rej, -asb/2,-0.3  
 K,4008,rej, asb/2,-0.3  
 K,4004,rij, -asb/2,-0.3

```

K,4009,rij,   asb/2,-0.3
K,4005,rib,  -asb/2,-0.3
K,4010,rib,   asb/2,-0.3
L,4002,4007
L,4020,4070
L,4003,4008
L,4004,4009
L,4005,4010
V,4020,4070,4008,4003,4002,4007,8,3
V,4003,4008,4009,4004,3,8,9,4
V,4004,4009,4010,4005,4,9,10,5
!
!
CM,vbride,VOLU ! Nom de la bride = ring+cone+tube = vbride

! Segmentation des lignes de la bride autour du trou
CSYS,12
LSEL,S,LOC,X,rtb+0.001,rpb-0.001
LESIZE,ALL,,,nelb1
LSEL,S,LOC,X,rtb
LSEL,A,LOC,X,rpb
LSEL,U,LOC,Z,epj/2+0.1,epj/2+epb-0.1
LESIZE,ALL,,,nelb2

! Maillage de la bride
ALLS
VATT,1,,1
    ! joint
TYPE,1
MAT,1
CMSEL,U,vbride
!
WPLANE,1,0,-0.3+epj/2,0,rij,-0.3+epj/2,0,rij,-0.3+epj/2,-1
CYL4,0,0,rij,-asb/2,rej,asb/2,-epj/2 ! Création du joint (1/2 épaisseur)
CM,vjoint,VOLU

```

```

WPLANE,1,0,-0.3,0,rij,-0.3,0,rij,-0.3,-1
CYL4,0,0,rij,-asb/2,rej,asb/2,-epj/4 ! Création de la plaque épaisseur = ep de joint/4
CMSEL,U,vbride
CMSEL,U,vjoint
CM,vbot,VOLU
VATT,1,,1
ALLS
NUMMRG,KP
CSYS,11
LSEL,S,LOC,X,rij+0.01,rej-0.01
LSEL,R,LOC,Z,-0.3
LESIZE,ALL,,,10
ALLS
CMSEL,S,vbride
ESIZE,size
CMSEL,U,vbot
VMESH,ALL
LSEL,S,LOC,X,rij+0.01,rej-0.01
LSEL,R,LOC,Z,-epj/2!+0.3
LESIZE,ALL,,,10
LSEL,S,LOC,X,rij+0.01,rej-0.01
LSEL,R,LOC,Z,-epb
LESIZE,ALL,,,10
LSEL,S,LOC,Y,-asb/2+0.00001,asb/2-0.00001
LSEL,R,LOC,Z,0,-epb
LSEL,R,LOC,X,rij,rej
LESIZE,ALL,,,nelb2
ALLS
CSYS,0
TYPE,3
MAT,3
csys,11
imesh,area,76,84 ! Plaque et bride
CMSEL,U,vbot
VATT,1,,1

```

```

VMESH,ALL
ALLS
CSYS,0
TYPE,1
MAT,1
CMSEL,U,vbride
CMSEL,U,vjoint
VATT,1,,1
VMESH,ALL
Alls
/REP
! boulon
TYPE,2
MAT,2
LOCAL, 17, 1, rcb, epj/2+epb+ept, 0, 0, -90, 0
CSYS,17
K,70,
K,72, rb,
K,73, rpb
*DO,J,1,7,2
  K,70+3*J-2, 0.5*rb, (J-1)*45
*ENDDO
*DO,J,2,8,2
  K,70+3*J-2, (1-sqrt(2/3)/2)*rb, (J-1)*45
*ENDDO
*DO,J,2,8
  K,70+3*J-1, rb, (J-1)*45
  K,70+3*J, rpb, (J-1)*45
  L,70+3*(J-1)-1,70+3*J-1
  L,70+3*(J-1), 70+3*J
*ENDDO
L,70+3*J-1,70+2
L,70+3*J, 70+3

```

! tête et tige du boulon

```

CMSEL,S,vbride
CMSEL,A,vjoint
CMSEL,A,vbot
ASLV,S
LSLA,S
KSLI,S
KSEL,INVE
LSEL,INVE
CM,ktet,KP
CM,ltet,LINE
CSYS,0
KGEN, 2, ktet, , , 0, -ept, 0, 30
LGEN, 2, ltet, , , 0, -ept, 0, 30
KGEN, 2, ktet, , , 0, -ept-epb-0.3-epj/2, 0, 60
LGEN, 2, ltet, , , 0, -ept-epb-0.3-epj/2, 0, 60
KSEL,ALL
LSEL,ALL

! volumes boulon
*DO,I,1,5,2
  V, 70, 70+3*(I-1)+1, 70+3*I+1, 70+3*(I+1)+1,100,100+3*(I-1)+1,100+3*I+1,100+3*(I+1)+1
  V,100,100+3*(I-1)+1,100+3*I+1,100+3*(I+1)+1,130,130+3*(I-1)+1,130+3*I+1,130+3*(I+1)+1
*ENDDO
I=7
V, 70, 70+3*(I-1)+1, 70+3*I+1, 71,100,100+3*(I-1)+1,100+3*I+1,101
V,100,100+3*(I-1)+1,100+3*I+1,101,130,130+3*(I-1)+1,130+3*I+1,131

*DO,I,1,7,1
  V,      70+3*(I-1)+1,      70+3*(I-1)+2,      70+3*I+2,      70+3*I+1,100+3*(I-1)+1,100+3*(I-
1)+2,100+3*I+2,100+3*I+1
  V,      70+3*(I-1)+2,      70+3*(I-1)+3,      70+3*I+3,      70+3*I+2,100+3*(I-1)+2,100+3*(I-
1)+3,100+3*I+3,100+3*I+2
  V,100+3*(I-1)+1,100+3*(I-1)+2,100+3*I+2,100+3*I+1,130+3*(I-1)+1,130+3*(I-
1)+2,130+3*I+2,130+3*I+1
*ENDDO

```

```

I=8
V, 70+3*(I-1)+1, 70+3*(I-1)+2, 72, 71,100+3*(I-1)+1,100+3*(I-1)+2,102,101
V, 70+3*(I-1)+2, 70+3*(I-1)+3, 73, 72,100+3*(I-1)+2,100+3*(I-1)+3,103,102
V,100+3*(I-1)+1,100+3*(I-1)+2,102,101,130+3*(I-1)+1,130+3*(I-1)+2,132,131
CMSEL,U,vbride
CMSEL,U,vjoint
CMSEL,U,vbot
CM,vboulon,VOLU
ALLS
    ! Segmentation des lignes du boulon
CMSEL,S,vboulon
ASLV,S
LSLA,S
CSYS,17
LSEL,S,LOC,Z,0
LSEL,A,LOC,Z,-ept
LSEL,R,LOC,X,0,rpb
LESIZE,ALL,,nelb1
CMSEL,S,vboulon
ASLV,S
LSLA,S
CSYS,17
LSEL,S,LOC,Z,0
LSEL,A,LOC,Z,-ept
LSEL,R,LOC,X,0,rb
LESIZE,ALL,,nelb1
ESIZE,size
VMESH,vboulon

    ! Coloration des éléments
ALLS

CMSEL,S,vbride
ESLV,S
CM,ebride,ELEM

```

```
/COLOR,CM,YGRE,ebride
```

```
CMSEL,S,vboulon
```

```
ESLV,S
```

```
CM,eboulon,ELEM
```

```
/COLOR,CM,BLUE,eboulon
```

```
CMSEL,S,vjoint
```

```
ESLV,S
```

```
CM,ejoint,ELEM
```

```
/COLOR,CM,RED,ejoint
```

```
ALLS
```

```
EPLOT
```

```
/VIEW, 1, 1,2,3
```

```
/ANG, 1
```

```
/AUTO, 1
```

```
/REP
```

```
!*****
```

```
!  CONDITION AUX FRONTIÈRES
```

```
!*****
```

```
!Appliquer la condition de symétrie au plan XY
```

```
CSYS,11
```

```
NSEL,S,LOC,Y,-(asb/2-0.00001),-(asb/2+0.00001)
```

```
NROTAT,ALL
```

```
D,ALL,UY,0.0
```

```
ALLS
```

```
! Appliquer la deuxième condition de symétrie au plan XY
```

```
CSYS,11
```

```
NSEL,S,LOC,Y,(asb/2-0.00001),(asb/2+0.00001)
```

```
NROTAT,ALL,ALL
```

```
D,ALL,UY,0.0
```

ALLS

! Appliquer la condition de symétrie au plan XZ

CSYS,11

NSEL,S,LOC,X,rij-.000015,rej+0.000015

NSEL,R,LOC,Z,-epj/2-0.3-.00015,-epj/2-0.3+.00015

NROTAT,ALL

D,ALL,ALL,0.0

ALLS

! Couplage en Y de la tête de vis avec la bride

CSYS,14

NSEL,S,LOC,Z,

NSEL,R,LOC,X,rb-.000015,rpb+.000015

CPINTF,UY,6.25E-02

ALLS

/REP

! La vis suit la bride

CSYS,14

NSEL,S,LOC,X,rpb

NSEL,R,LOC,Z,

CSYS,0

NSEL,R,LOC,Z

CPINTF,UZ

CSYS,14

NSEL,R,LOC,Y

CPINTF,UX

ALLS

/SOLU

! Appliquer la pression initiale de serrage

CSYS,12

NSEL,S,LOC,X,0-0.0001,rpb+0.0001

nse1,r,loc,y,0-0.0001,360+0.0001

```

NSEL,R,LOC,Z,-epj/2-0.3-0.0001,-epj/2-0.3+0.0001
!
*IF,interne,EQ,1,THEN
D,ALL,UY,-dep
*ELSE
  CPINTF,UY!,2*rb
  SF,all,PRES,-pbolteff
*ENDIF
CSYS,0
ALLS
  ! Module de résolution
!*****
! APPLICATION DES CHARGES
!*****

cnvtol,f,,,-1
nlgeom,1
nropt,full,,
eqslv,front,,0,
time,1
autots,1
DELTIM,0.01,0.0001,0.1,ON
kbc,0
solcontrol,on,1
alls
solve
save
/post1
*go,:fin
! _____ Sélection des points du joint pour la distribution de Sg
!
csys,11
nset,none
nset,s,loc,x,rij-0.001,rej+0.001
nset,r,loc,y,-asb-0.2,asb+0.2

```

```
nselect,r,loc,z,-0.3-0.001,-0.3+0.001
Nlist,All,,,xyz,node,node,node
Prnsol,GKS,comp
Prnsol,GKD,comp
fsum,,,
Alls
Prnsol,u,comp
:fin
```

## **ANNEXE 4**

### **Programme de la méthode analytique sur MATLAB**

```

% Application pour calculer la rotation et Sgmax;
% Bride 600-4po
%
clc;
clear;
m=1; % pour joint en graphite
%m=2; % joint en garlock (amiante)
%
syms a11 a12 a21 a31 a34 a41 a42 a22
syms A B C G go g1 t h xg E nu Kfm Mf theta Fb Fg Kc u Mf
mm=25.4*0.001;
%
%-----Les données de la bride-----;
B = 3.825; % Diametre interieur de la bride en po
A = 10.75; % Diametre exterieur de la bride en po
go = 0.375; % epaisseur du tube en po
g1 = 1; % epaisseur de la base du hub en po
% t=1.8+0.3 ; % epaisseur de la bride en po
h =2 ; % longueur du hub en po
K = A/B;
%
%----- Calcul de la position du centroide
A1=(A-B)*t/2;
A2=(g1+go)*h/2;
xg=(t*A1/2+(t+h/2)*go^2+(h*(g1-go)/2)*(t+h/3))/(A1+A2);
yg=(A1*(A-B)/4+(go^3/2+(2*go/3+g1/3)*((g1-go)*h/2)))/(A1+A2);
Do=B+2*yg;
%
% -----Donnée du Joint-----
C = 8.5;
Go = 5.6;
Gi = 4;
G = Go-((Go-Gi)/4)^0.5
%
factors_LV

```

```

ho=sqrt(B*go)
%
%G = (2/3)*((Go^2+Gi^2+Go*Gi)/(Go+Gi));
E=29.9E6; % module de Young en psi
nu = 0.3; % coefficient de poisson
%-----Calculs des coefficients de la rigidité / moment
Kfm2=(1-nu^2)*V./(L*E*go^2*ho)
%
% calcul du moment initial sur la bride
    % il y'a seulement Fb et Fg
Sgnom = [5000;7500;10000;15000;20000]; % psi %*(2/3)*10^4 en N/m2
Fg = Sgnom*(pi*(Go^2-Gi^2)/4);
Fb = Fg;
Mf2 = Fg*(C-G)/(pi*(A-B));
theta2 = Mf2*Kfm2 % en rad
theta_deg=theta2*180/pi % en deg
%
%
return
Définition de la courbe de chargemet du joint Sg=f(ug)
    if m == 1 % joint en graphite
        'joint en graphite'
        u = [0;0.00162102;0.0040;0.0065;0.009236621;0.011152328;0.012121054;0.012697659];
        u = [u;0.013304458;0.013354458;0.013404458;0.013454458;0.013504458;0.013554458];
        u = [u;0.013604458;0.013654458;0.013704458;0.013754458;0.013804458;0.013854458];
        u = [u;0.013904458;0.013954458;0.014004458;0.014054458;0.014104458;0.014154458];
        Sg = [0;282;650;1200;2395;4976;7458;9911;14350;14836.228;15343.894;15873.650];
        Sg = [Sg;16426.170;17002.094;17602.086;18226.803;18876.902;19553.041;20255.878];
        Sg = [Sg;20986.070;21744.273;22531.147;23347.347;24193.532;25070.359;25978.486];
        Gb=2300; %psi
        a=0.237;
        Gs=13; %psi
        %u=2*u;
    %
else

```

```

'joint en Amiante (Garlock)'
u=10^-5*[0;225;418.5;530.5;596;651.5;690.5;716.5;756.5;796.5;836.5;876.5;916.5;956.5;996.5];
Sg=[0;1000;2488.76;5001.31;7521.79;10606.23;13602.93;16099.22;20874.57;26974.28];
Sg=[Sg;34614.74;44012.32;55383.42;68944.40;84911.66];
Gb=3400; %psi
a=0.3;
Gs=93; %psi
u=2*u;
end
ugm = spline(Sg,u,Sgnom)
plot(theta_deg,Sgnom)
% return
for i =1:4
    Calcul des déplacements au rayon extérieur du joint
    ugRo(:,i) = ugm-2*(G/2-Go/2).*theta2(:,i);
    Sgmax(:,i) = spline(u,Sg,ugRo(:,i));
    figure(1);
    xlabel('Rotation en deg');
    ylabel(' Sgmax en psi');
    plot(theta2(:,i),Sgmax2(:,i));
    hold all;
    pause
end
ugRo
Sgmax

% Le sous programme factors_LV
% calcul des facteur V et L pour la bride 4po
%
go=0.273;
B=3.825;
ho=sqrt(B*go);
h=2;
h/ho;
g1=1;

```

```
g1/go;  
F=0.62;  
e=F/ho;  
A=10.75;  
K=A/B;  
U=(K^2*(1+8.55246*log(K))-1)/(1.36136*(K^2-1)*(K-1));  
T=(K^2*(1+8.55246*log(K))-1)/((1.04720+1.9448*K^2)*(K-1));  
V=0.64  
d=(U/V)*ho*go^2;  
t=[0.75 1 1.25 1.5];  
t=t+0.0;  
L=(t.*e+1)/T+t.^3/d;
```

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Section VIII, Division 1. 1997, New York, NY.
- [2] Code, A.B.a.P.V., Non-mandatory Appendix BFJ, Alternative Rules for Bolted Flange Joints with Ring Type Gaskets. 2000.
- [3] 1591-1, E. (2001). Flanges and their Joints - Design rules for Gasketed Circular Flange Connections - Part 1: Calculation Method.
- [4] Mackerle, J. (1996). Finite Element Analysis and Simulation of Welding: A Bibliography (1976-1996). *Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering*, 4(5), pp. 501-533.
- [5] Mackerle, J. (2003). Finite Element Analysis of Fastening and Joining: A Bibliography (1990-2002). *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 80(4), pp. 253-271.
- [6] Nishioka, K., Morita, Y. and Kawashima, H. (1979). Strength of Integral Pipe Flanges - Part 1: Stress Distribution in Flange and the Criticism of the Conventional Standards. *Bulletin of the JSME*, 22(174), pp. 1705-1711.
- [7] Nishioka, K., Morita, Y. and Kawashima, H. (1979). Strength of Integral Pipe Flanges - Part 2: Gasket Seating Stress and the Influence of Number of Bolts. *Bulletin of the JSME*, 22(174), pp. 1712-1718.
- [8] Cartraud, P. and Wielgosz, C. (1994). Numerical Modelling of the Elastoplastic Behaviour of a Gasket Material. *Computational Materials Science, Proceedings of the 4th International Workshop on Computational Modelling of the Mechanical Behaviour of Materials*, 5(1-3), pp. 75-81.
- [9] Cao, B., Duan, C. and Xu, H. (1999). 3-D Finite Element Analysis of Bolted Flange Joint Considering Gasket Nonlinearity. Paper Presented at the Proceedings of The ASME Pressure Vessels and Piping Conference, 382, pp. 121-126.
- [10] Zerres, H., et al. (1998). Comparison Between the Analysis of the Mechanical Behaviour of Bolted Joints by the Finite Elements method and by the European Approach (PR EN 1591). Paper Presented at the Proceedings of the ASME/JSME Joint Pressure Vessels and Piping Conference, San Diego, CA, USA.

- [11] Sawa, T. and Ogata, N. (2002). Stress analysis and the sealing performance evaluation of pipe flange connection with spiral wound gaskets under internal pressure. Paper Presented at the Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Vancouver, BC, Canada.
- [12] Alghamdi, A.A. and Al-Sannaa, M.S. (2004). Two-Dimensional Finite Element Analysis for Large Diameter Steel Flanges. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 126(3), pp. 399-403.
- [13] Takaki, T., et al. (2004). Effects of Flange Rotation on the Sealing Performance of Pipe Flange Connections. Paper Presented at the Proceedings of the ASME/JSME Pressure Vessels and Piping Conference, San Diego, CA, USA.
- [14] Czernik, D.E. and Miszczak, F.L. (1991). A New Technique to Measure Real Time Static and Dynamic Gasket Stresses. *SAE Transaction*, Section 3, Technical Paper No. 910205,.
- [15] Czernik, D.E. and Miszczak, F.L. (1992). Real Time Gasket Stress Measurement. *SAE Transaction*. 100(1), pp. 9-13.
- [16] Sawa, T., Higurashi, N. and Akagawa, H. (1991). A Stress Analysis of Pipe Flanged Connections. *ASME J. Pressure vessel Technology*, 113, pp. 497-503.
- [17]. Singh, K.P. (1977). Study of Bolted Joint Integrity and Inter-Tube-Pass leakage in U-Tube Heat Exchangers , Part II : Applications. (77-WA/e-7), pp. 7.
- [18] Singh, K.P. (1977). Study of Bolted Joint Integrity and Inter-Tube-Pass leakage in U-Tube Heat Exchangers , Part I : Analysis. (77-WA/E-6), pp. 7.
- [19] Soler, A.I. (1980). Analyse of Bolted Flanged joint with Nonlinear Gasket. *ASME J. Pressure Vessel Technology*, 102, pp. 249-256.
- [20] Boneh, B., D, A. and L, B. (1986). Amélioration d'une Méthode d'Analyse des Brides Circulaires Boulonnées. Paper Presented at Int. Symp. on Fluid Sealing, Application to Bolted Flanged Connections, Nantes, France, pp. 107-119.
- [21] Nagy, A. (1997). *Time Dependent Characteristics of Gaskets at Flange Joints*. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 72(3), pp. 219-229.
- [22] Bouzid, A.-H. and Derenne, M. (1999). *Simple Method for Analyzing the Contact Stress in Bolted Flange Joints With Non-Linear Gaskets*. Paper Presented at the Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, 382, pp. 103-111.

- [23] Bouzid, A.-H. and Derenne, M. (2002). Analytical Modeling of the Contact Stress with Nonlinear Gaskets. *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 124(1), pp. 47-53.
- [24] El Rich, M., Bouzid, A. and Derenne, M. (1999). On the Effective Gasket Width and the Contact Stress in Bolted Gasketed joints. Paper Presented at the Proceedings of the International Conference on Sealing technology and Plant Leakage Reduction, Charlotte, North Carolina, USA.
- [25] Rossheim, D.B. and Markl, A.R.C. (1943). Gasket Loading Constants. *Mechanical Engineering*, pp. 647-648.
- [26] El-Rich, M., (2000). Étude de l'effet de la rotation des brides sur la fuite des assemblages boulonnés munis de joints d'étanchéité. Unpublished M.Eng, École Polytechnique, Montréal.
- [27] Ansys. (2001). Standard Manual : *Version 6.1 : Ansys inc.*
- [28] Bouzid, A., Diany, M. and Derenne, M. (2004). Determination of Gasket effective Width Based on Leakage. Paper Presented at the Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, San Diego, California, USA, 478, pp. 105-111.
- [29] Diany, M., Bouzid, A. and Derenne, M. (2005). On the Validity and Limits of the Gasket Effective Width Concept. Paper Presented at the Proceedings of the ASME Pressure Vessels and Piping Conference, Denver, Colorado, USA, PVP2005-71082.
- [30] Bouzid, A., Derenne, M. and Diany, M. (2005). Determination of the Gasket Effective Width for the ASME Proposed Flange Design Rules. Progress Report N°2. Presented to PVRC. PVRC Project-04 –BFC 01.