

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  
GALAI, Hichem

ANALYSE DES ASSEMBLAGES À BRIDES BOULONNÉES À FACE PLATE

MONTRÉAL, LE 11 MAI 2009

© GALAI HICHEM, 2009

**PRÉSENTATION DU JURY**

**CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ**

**PAR UN JURY COMPOSÉ DE :**

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

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

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

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

**LE 9 AVRIL 2009**

**À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE**

## REMERCIEMENTS

C'est avec mon enthousiasme le plus vif et le plus sincère que je voudrais rendre mérite à tous ceux qui à leur manière m'ont aidé à mener à bien cette maîtrise.

Mes premiers remerciements sont adressés tout d'abord à mon directeur de recherche M. Abdel-Hakim Bouzid pour avoir accepté de diriger ce mémoire et pour son soutien constant. Il fut pour moi un directeur de recherche attentif et disponible malgré ses charges nombreuses. Sa compétence, sa clairvoyance, son charisme, son dynamisme m'ont beaucoup appris. Ils ont été et resteront des moteurs dans mon travail.

Je souhaite exprimer ma gratitude envers l'École de technologie supérieure pour l'ensemble des moyens techniques qu'elle a bien voulu mettre à ma disposition. Je remercie très vivement tous les membres du département de génie mécanique.

Merci à mes amis pour l'affectueuse amitié dont ils ont toujours fait preuve. Je pense particulièrement à Mohssen, Fraj et Éric. Un merci tout particulier à mes chers amis Ahmed et Haykel. Leur amitié, leur confiance en moi et leur soutien généreux m'ont été indispensables. Je garde pour eux et pour toujours, une place particulière dans mon cœur.

Les mots les plus simples étant les plus forts, j'adresse toute mon affection à ma famille, et en particulier à ma mère, à mon père, à ma femme et à mes frères. Malgré mon éloignement, leur confiance, leur tendresse, leur amour me portent et me guident tous les jours.

# ANALYSE DES ASSEMBLAGES À BRIDES BOULONNÉES À FACE PLATE

GALAI, Hichem

## RÉSUMÉ

Le développement analytique pour l'amélioration des codes de calcul des assemblages pressurisés est de plus en plus indispensable avec l'évolution rapide de la technologie, la sévérité des lois de sécurité et la rigueur des normes de protection de l'environnement. En outre, suite aux faibles performances des brides à face plate, ni l'annexe 2, ni l'annexe Y du code ASME, qui décrivent les règles de conception des brides, sont fiables pour évaluer la charge résiduelle sur le joint d'étanchéité en mode opératoire. Par ailleurs, la prédiction de l'étanchéité de ces assemblages est basée sur le niveau de la précision de la pression de contact. Par contre, la détermination de cette pression est complexe vu le nombre de paramètres qui influent sur le comportement de ce type d'assemblage.

Des considérations économiques ont fait que les brides à face plate sont de plus en plus utilisées dans l'industrie. Ils sont faciles à usiner et à monter. Par contre, leur performance pour assurer une étanchéité adéquate dépend énormément de la conception de l'assemblage et des paramètres de fonctionnement.

Ce travail présente une approche analytique pour évaluer la rotation de la bride et la pression de contact d'une manière précise dans un assemblage à brides boulonnées à face plate afin d'assurer l'étanchéité du système et de prévenir les fuites. Deux types d'assemblages seront traités : les brides à face plate avec contact métal-métal et les brides à face plate munies de joint pleine face. La méthode est basée sur l'interaction élastique du système joint-boulons-brides. Les modèles proposés sont validés par comparaison avec ceux générés par éléments finis pour différentes tailles de brides.

## **ANALYTICAL MODELING OF FLAT FACE FLANGES**

GALAI, Hichem

### **ABSTRACT**

The analytical development improvements for the pressurized assemblies' codes are essential with the technology evolution, the severity of the security laws and environmental protection. Following the low leakage performance of flat face flanges, neither Appendix 2 nor Appendix Y of the ASME code which describe the design rules of flanges, are reliable to assess load changes when full face gaskets or metal to metal contact flanges are used. The prediction of tightness of these connections relies very much on the level of precision of the contact stress during operation. However, determining this stress is complex, due to the many geometric and material parameters involved.

Economic considerations have meant that the flat face flanges are increasingly used in industry. They are easy to machine and assemble. Against by their performance to ensure proper sealing depends greatly on the design of the assembly and operating parameters

This thesis analyses the behaviour of both flat face flanges with full face gaskets and flat face flanges with metal to metal contact beyond the bolt circle. It presents an analytical approach to evaluate the operating flange rotation, gasket load and contact stress that may be used for leakage predictions. The method is based on the gasket-bolt-flange elastic interaction, including flange rotational flexibility. The proposed model is validated by comparison with numerical FEA conducted on flanges of different size and geometry.

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITÉRATURE ET CALCULS PRÉLIMINAIRES .....	7
1.1    Description des assemblages à brides boulonnées .....	7
1.1.1    Sommaire sur les caractéristiques des assemblages à brides boulonnées .....	7
1.1.2    Classification des assemblages et différents types de brides .....	8
1.1.3    Les joints d'étanchéité .....	10
1.1.4    État de surface des brides et des joints .....	12
1.1.5    Interaction mécanique et flexibilité .....	13
1.2    Méthode d'analyse des brides à faces surélevées selon le code ASME .....	14
1.2.1    Charges sur les boulons pour le serrage initial .....	15
1.2.2    Charges sur les boulons dans les conditions opératoires .....	15
1.2.3    Approche du code ASME pour le dimensionnement des brides .....	15
CHAPITRE 2 MÉTHODES EXISTANTES D'ANALYSE DES BRIDES À FACE PLATE .....	18
2.1    Brides munies de joint pleine face .....	18
2.1.1    Contributions principales .....	18
2.1.2    Modèle proposé par Blach .....	19
2.1.2.1    Géométrie de la bride .....	19
2.1.2.2    Forces et moments appliqués sur la bride .....	20
2.1.2.3    Hypothèse et approches .....	26
2.2    Brides ayant un contact métal-métal au-delà du cercle des boulons .....	31
2.2.1    Contributions principales .....	31
2.2.2    Modèle proposé par le code ASME .....	35
2.2.2.1    Mode de contact entre les brides .....	35
2.2.2.2    Hypothèses et approches .....	36
2.3    Objectifs .....	40

CHAPITRE 3 NOUVEAUX MODÈLES ANALYTIQUES PROPOSÉS .....	41
3.1    Brides munies de joint pleine face .....	41
3.1.1    Modèle analytique proposé .....	41
3.1.2    Calcul des rigidités .....	42
3.1.2.1    Rigidité des brides .....	42
3.1.2.2    Rigidité du joint .....	46
3.1.2.3    Rigidité des boulons .....	47
3.1.3    Analyse de flexibilité .....	47
3.2    Brides ayant un contact métal-métal au-delà du cercle des boulons .....	54
3.2.1    Modèles analytiques proposés .....	54
3.2.1.1    Modélisation de la bride en poutre continue .....	54
3.2.1.2    Modélisation de la bride en plaque trouée .....	59
CHAPITRE 4 MODÈLES NUMÉRIQUES PAR ÉLÉMENTS FINIS .....	65
4.1    Introduction .....	65
4.2    Brides munies de joint pleine face .....	65
4.2.1    Modélisation géométrique .....	65
4.2.2    Définition des matériaux .....	67
4.2.3    Configuration du maillage et choix des éléments .....	67
4.2.4    Interaction mécanique entre les éléments .....	70
4.2.5    Conditions aux frontières .....	71
4.2.5.1    Pré-serrage des boulons .....	73
4.2.5.2    Pression interne et pression hydrostatique .....	73
4.2.6    Modèles étudiés .....	74
4.2.7    Interprétations des résultats numériques .....	77
4.2.7.1    Vérification du modèle .....	77
4.2.7.2    Présentations et interprétations des résultats numériques .....	78
4.3    Brides ayant un contact métal-métal au-delà du cercle des boulons .....	83
CHAPITRE 5 ANALYSES DES RÉSULTATS ET DISCUSSIONS .....	84
5.1    Brides munies de joint pleine face .....	84

5.2	Brides ayant un contact métal-métal au-delà du cercle des boulons .....	94
	CONCLUSION GÉNÉRALE.....	108
	RECOMMANDATIONS .....	113
ANNEXE I	PROGRAMME ANALYTIQUE SUR MATLAB POUR LA BRIDE B10 MUNIE DE JOINT PLEINE FACE EN FIBRE .....	114
ANNEXE II	INTÉGRATION QUADRATIQUE DE LA DISTRIBUTION NUMÉRIQUE DE LA CONTRAINTE .....	120
ANNEXE III	PROGRAMME NUMÉRIQUE SUR ANSYS DE LA BRIDE B10 MUNIE DE JOINT PLEINE FACE EN FIBRE.....	122
ANNEXE IV	PARAMÈTRES DE LA BRIDE B24 MUNIE DE JOINT PLEINE FACE EN TÉFLON POUR PROGRAMME NUMÉRIQUE SUR ANSYS.....	139
ANNEXE V	PROGRAMME ANALYTIQUE SUR MATLAB DES BRIDES AYANT UN CONTACT MÉTAL-MÉTAL, MODÈLE EN POUTRE DISCONTINUE .....	142
ANNEXE VI	PROGRAMME ANALYTIQUE SUR MATLAB DES BRIDES AYANT UN CONTACT MÉTAL-MÉTAL, MODÈLE EN POUTRE CONTINUE.....	145
ANNEXE VII	PROGRAMME ANALYTIQUE SUR MATLAB DES BRIDES AYANT UN CONTACT MÉTAL-MÉTAL, MODÈLE EN PLAQUE TROUÉE .....	149
ANNEXE VIII	PROGRAMME NUMÉRIQUE SUR ANSYS DES BRIDES AYANT UN CONTACT MÉTAL-MÉTAL .....	159
	BIBLIOGRAPHIE.....	175

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 3.1	Superposition des charges appliquées sur une plaque mince circulaire avec encastrement.....
	61
Tableau 3.2	Superposition des charges appliquées sur une plaque mince circulaire avec appui simple.....
	64
Tableau 4.1	Propriétés des matériaux.....
Tableau 4.2	Maillage des éléments.....
Tableau 4.3	Géométries de l'assemblage.....
Tableau 4.4	Contraintes initiales appliquées sur les boulons .....
Tableau 5.1	Comparaison des valeurs moyennes de la contrainte sur le joint en fibre.....
	85
Tableau 5.2	Comparaison des valeurs moyennes de la contrainte sur le joint en téflon .....
	85
Tableau 5.3	Comparaison des valeurs de la rotation de la bride munie de joint en fibre .....
	87
Tableau 5.4	Comparaison des valeurs de la rotation de la bride munie de joint en téflon .....
	87
Tableau 5.5	Contrainte finale sur les boulons.....
Tableau 5.6	Réaction de contact $H_C$ (lb/po). .....
	94
Tableau 5.7	Position de la réaction $H_C$ par rapport au cercle des boulons (po).....
	94
Tableau 5.8	Rotation de la bride (degré). .....
Tableau 5.9	Séparation des deux brides au niveau du bord intérieur ( $10^{-4}$ po). .....
Tableau 5.10	Contrainte d'extension finale sur les boulons (psi). .....
	106

## LISTE DES FIGURES

	Page	
Figure 0.1	Catégories des assemblages à brides boulonnées. ....	4
Figure 0.2	Montage des brides à face plate. ....	6
Figure 1.1	Différentes classes des assemblages. ....	8
Figure 1.2	Différents types des brides. ....	9
Figure 2.1	Modèle du secteur unitaire de la bride. ....	19
Figure 2.2	Charges appliquées sur la bride. ....	22
Figure 2.3	Distribution de la pression de contact. ....	24
Figure 2.4	Jonction bride cylindre. ....	28
Figure 2.5	Bride à face inclinée. ....	34
Figure 2.6	Mode de contact. ....	36
Figure 2.7	Diagramme corps libre de la bride. ....	37
Figure 2.8	Diagramme corps libre de la poutre équivalente. ....	38
Figure 3.1	Modèle analytique d'une bride munie de joint pleine face. ....	42
Figure 3.2	Diagramme de discontinuité à la jonction cylindre-bride. ....	43
Figure 3.3	Courbe de compression d'un joint d'étanchéité. ....	46
Figure 3.4	Déplacements axiaux des éléments d'un assemblage symétrique. ....	49
Figure 3.5	Efforts sur une bride munie de joint pleine face. ....	50
Figure 3.6	Anneau équivalent aux trous des boulons. ....	52
Figure 3.7	Diagramme corps libre de la poutre continue. ....	56
Figure 3.8	Plaque trouée soumise à une charge axisymétrique $w$ au rayon $r_0$ . ....	59
Figure 3.9	Plaque trouée soumise à un moment $M_0$ axisymétrique au rayon $r_0$ . ....	59
Figure 3.10	Diagramme corps libre de la plaque trouée avec encastrement. ....	60

Figure 3.11	Diagramme corps libre de la plaque trouée avec appui simple. ....	63
Figure 4.1	Découpage du modèle de l'assemblage des brides boulonnées munies de joint pleine face. ....	66
Figure 4.2	Élément structural parallélépipède SOLID45.....	68
Figure 4.3	Maillage de l'assemblage à brides boulonnées munies de joint pleine face.....	69
Figure 4.4	Continuité du maillage entre les composants.....	70
Figure 4.5	Élément contact CONTA173 et élément cible TARGE170. ....	71
Figure 4.6	Fonction de symétrie et fonction d'arrêt en déplacement des nœuds.....	72
Figure 4.7	Application de la pression interne et la pression hydrostatique.....	73
Figure 4.8	Caractéristiques de chargement et de déchargement du joint en fibre.....	75
Figure 4.9	Caractéristiques de chargement et de déchargement du joint en téflon. ....	75
Figure 4.10	Déplacement axial lors du pré-serrage d'un assemblage avec joint en fibre.....	76
Figure 4.11	Déplacement axial lors du pré-serrage d'un assemblage avec joint en téflon. ....	76
Figure 4.12	Déplacement du joint en fibre, mode pré-serrage (po). ....	79
Figure 4.13	Déplacement du joint en fibre, mode opératoire (po). ....	79
Figure 4.14	Contrainte sur joint en fibre, mode pré-serrage (psi).....	80
Figure 4.15	Contrainte sur joint en fibre, mode opératoire (psi).....	80
Figure 4.16	Déplacement du joint en téflon, mode pré-serrage (po). ....	81
Figure 4.17	Déplacement du joint en téflon, mode opératoire (po). ....	81
Figure 4.18	Contrainte sur joint en téflon, mode pré-serrage (psi). ....	82
Figure 4.19	Contrainte sur joint en téflon, mode opératoire (psi).....	82

Figure 4.20	Aperçu de la contrainte axiale sur une bride ayant un contact métal-métal .....	83
Figure 4.21	Aperçu de la déformation amplifiée d'une bride ayant un contact métal-métal.....	83
Figure 5.1	Contrainte sur joint en fibre, bride 10 po.....	89
Figure 5.2	Écrasement du joint en fibre, bride 10 po. ....	89
Figure 5.3	Contrainte sur joint en téflon, bride 10 po. ....	90
Figure 5.4	Écrasement du joint en téflon, bride 10 po. ....	90
Figure 5.5	Contrainte sur joint en fibre, bride 24 po.....	91
Figure 5.6	Écrasement du joint en fibre, bride 24 po. ....	91
Figure 5.7	Contrainte sur joint en téflon, bride 24 po. ....	92
Figure 5.8	Écrasement du joint en téflon, bride 24 po. ....	92
Figure 5.9	Évolution de $H_C$ en fonction de la pression interne, bride 10po.....	96
Figure 5.10	Évolution de $H_C$ en fonction de la pression interne, bride 24 po.....	96
Figure 5.11	Évolution du bras de levier de $H_C$ en fonction de la pression interne, bride 10 po.....	97
Figure 5.12	Évolution du bras de levier de $H_C$ en fonction de la pression interne, bride 24 po. ....	97
Figure 5.13	Évolution de la rotation de la bride en fonction de la pression interne, bride 10 po. ....	98
Figure 5.14	Évolution de la rotation de la bride en fonction de la pression interne, bride 24 po. ....	98
Figure 5.15	Contrainte axiale sur la face de contact, bride10 po. ....	101
Figure 5.16	Écartement entre les deux brides, bride 10 po. ....	101
Figure 5.17	Contrainte axiale sur la face de contact, bride 24 po. ....	102
Figure 5.18	Écartement entre les deux brides, bride 24 po. ....	102
Figure 5.19	Évolution de l'écartement entre les bords intérieurs des brides 10 po. ....	105

Figure 5.20	Évolution de l'écartement entre les bords intérieurs des brides 24 po. ....	105
Figure 5.21	Évolution de la contrainte d'extension sur les boulons, bride 10 po.....	107
Figure 5.22	Évolution de la contrainte d'extension sur les boulons, bride 24 po.....	107

## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

$\beta, \text{po}^{-1}$	Facteur
$\varepsilon$	Déformation
$\delta, \text{po}$	Écrasement du joint
$\nu$	Coefficient de Poisson
$\sigma, \text{psi}$	Contrainte
$\theta, \text{rad}$	Rotation
$\theta_{\text{fM}}, \text{rad}$	Rotation de la bride sous l'effet d'un moment de flexion
$\theta_{\text{fp}}, \text{rad}$	Rotation de la bride sous l'effet de la pression interne du fluide
$\mu$	constante
$\lambda$	constante
$A, \text{po}$	Diamètre extérieur de la bride
$A_B, \text{po}^2$	Surface totale des boulons
$A_G, \text{po}^2$	Surface de contact du joint
$A_m, \text{po}^2$	Surface totale requise des boulons
$A_T, \text{po}^2$	Surface totale des trous des boulons
$a, \text{po}$	Largeur de la poutre continue
$a_0, \text{po}$	Largeur au niveau du diamètre extérieur de la poutre continue
$B, \text{po}$	Diamètre intérieur de la bride
$b, \text{po}$	Bras de levier de la force de contact $H_C$
$b_G, \text{po}$	Largeur effective du joint
$b_{\text{max}}, \text{po}$	Bras de levier maximal de la force de contact $H_C$
$b_m, \text{po}$	Largeur d'assise effective du joint
$C, \text{po}$	Diamètre du cercle de perçage
$c, \text{po}$	Largeur intérieure de la poutre discontinue
$D, \text{po}$	Diamètre du trou du boulon
$D_s, \text{lb.po}$	Rigidité du cylindre
$D_f, \text{lb.po}$	Rigidité de la plaque trouée
$D_G, \text{lb.po}$	Diamètre du centroïde du joint et de la bride selon théorie de Blach
$D_0, \text{po}$	Diamètre au centre de rotation de l'anneau
$d_B, \text{po}$	Diamètre du boulon
$E, \text{psi}$	Module d'élasticité

$G, po$	Diamètre de la position de la charge du joint sur la bride
$G_m, po$	Diamètre effectif du joint
$g_0, po$	Épaisseur du cylindre
$H_D, lb$	Force hydrostatique sur la surface annulaire intérieure de la bride
$H_G, lb$	Charge opératoire dans le joint
$H_T, lb$	Force hydrostatique sur la surface annulaire extérieure de la bride
$H_B, lb$	Force sur les boulons
$H_P, lb$	Force de compression du joint
$h_D, po$	Bras de levier de la force due à l'effet de fond par rapport à au centroïde de la bride
$h_G, po$	Bras de levier de la charge du joint par rapport au centroïde de la bride
$h_B, po$	Bras de levier de la charge des boulons par rapport au centroïde de la bride
$h_T, po$	Bras de levier de la force due à la pression sur la surface intérieure de la bride par rapport au centroïde de la bride
$I_a, I_c, po^4$	Moment secondaire de la section transversale
$K$	Rapport du diamètre externe sur le diamètre interne $K=A/B$
$K_B, lb/po$	Rigidité axiale du boulon
$K_G, lb/po$	Rigidité axiale du joint
$K_{fM}, lb.po$	Rigidité axiale de la bride due à un moment de flexion
$K_{fP}, lb.po^2$	Rigidité axiale de la bride due à la pression interne d'un fluide
$L, po$	Largeur de la bride
$\ell, po$	Distance entre cercle du boulon et rayon intérieur
$l_B, po$	Longueur initiale du boulon
$M, po.lb/po$	Moment de discontinuité agissant sur la bride par unité de circonférence
$M_0, po.lb/po$	Moment total agissant sur la bride
$m$	Facteur de maintenance
$n_B$	Nombre de boulons
$n_f$	Nombre de filets
$P, psi$	Pression
$Q, lb/po$	Force de discontinuité entre la bride et le cylindre
$r_i, po$	Rayon interne de la bride
$r_e, po$	Rayon externe de la bride
$r_m, po$	Rayon moyen du cylindre, égale à : $\left(\frac{B+g_0}{2}\right)$ ,
$S_a, psi$	Contrainte admissible sur les boulons à température ambiante

$S_b$ , psi	Contrainte admissible sur les boulons à température de design
$S_G$ , psi	Contrainte sur le joint
$S_y$ , psi	Contrainte radiale de conception de la bride
$t$ , po	Épaisseur de la bride
$u_s$ , po	Déplacement radial du cylindre
$u_f$ , po	Déplacement radial de la bride
$W, N$	Charge de conception des boulons
$W_{m1}$ , lb	Charge minimale requise sur les boulons, en mode opératoire
$W_{m2}$ , lb	Charge minimale requise sur les boulons pour asseoir le joint
$x_G$ , po	Rayon du centroïde du joint
$x_C$ , po	Rayon du centre de la distribution de la contrainte sur le joint
$y$ , psi	Contrainte d'assise

### Exposants

i	Renvoi à l'état initial
f	Renvoi a l'état final

### Indices

B	Renvoi au boulon
C	Renvoi au cylindre
f	Renvoi à la bride
G	Renvoi au joint

### Acronymes

ASME	American Society of Mechanical Engineers
BPVC	Boiler and Pressure Vessel Code
AEF	Analyse par éléments finis

## INTRODUCTION

La maîtrise de manipulation des fluides et leurs transports exigent une sécurité d'utilisation au niveau de l'étanchéité des assemblages à brides boulonnées et des équipements pressurisés. En effet, le but principal d'un joint d'étanchéité est d'assurer le confinement d'un fluide et de protéger ainsi l'environnement immédiat contre une contamination provenant d'une fuite de fluide inoffensif tel que vapeur et eau, ou d'une fuite de fluide nauséabond, toxique, ou dangereux. Dans le premier cas, la perte d'un tel fluide inoffensif entraîne principalement une réduction du rendement de l'installation bien que de telles fuites puissent présenter des dangers, tels que la fuite de vapeur sous pression. Dans le second cas, la fuite ne représente pas seulement une baisse de rendement financier, mais elle est également dangereuse pour l'environnement et les humains. Un choix adéquat des matériaux et une utilisation appropriée de la technologie de l'étanchéité pour un procédé particulier ou en général, s'avèrent une responsabilité importante de l'utilisateur et du concepteur, en termes de respect des lois, des réglementations et des normes de calcul. En outre, il importe de noter que la performance de l'étanchéité dépend de l'interaction des divers composants du système. On ne peut espérer une performance satisfaisante de l'étanchéité que si tous les composants du système travaillent ensemble en harmonie.

Les arrangements des brides sont principalement de type «flottant» ou «à contact». Parmi les brides de type flottant, on distingue les brides à faces surélevées qui sont caractérisées par un jeu qui sépare les deux brides après l'assise du joint (Figure 0.1-a). Cette conception permet de comprimer davantage le joint d'étanchéité durant l'assemblage. Elle tolère une articulation plus souple des brides. Par contre, des contraintes élevées supplémentaires et permanentes sur les boulons, dans le cylindre et en particulier dans les brides, sont générées à cause de l'interaction élastique de tous les éléments. Ces contraintes varient de manière cyclique avec la pression interne du fluide suite à la rotation des deux brides, ce qui provoque la fatigue des boulons et des composants du système. Le comportement de l'assemblage est en conséquence nébuleux et les conditions d'opération du joint et des boulons ne sont pas connues.

En revanche, dans le cas des brides à contact ayant les faces plates (Figure 0.1-b, c), l'assemblage est principalement sous contrainte durant la pressurisation. Le moment fléchissant sur les brides est négligeable pendant le serrage initial, par contre, la contrainte d'assise doit être assez importante pour maintenir les faces des brides et le joint en contact. Ce qui requiert une surface des boulons assez grande. La rotation des brides est moins importante que celle des brides à faces surélevées. L'assemblage est donc plus rigide. La force hydrostatique est transmise principalement aux boulons. Elle tend à séparer les brides et à diminuer la contrainte sur le joint. D'où la nécessité de bien définir la contrainte d'assise des boulons pour assurer une pression qui demeure suffisamment élevée sur les surfaces de contact et de maintenir l'étanchéité pendant une bonne partie de la durée de vie de l'ensemble.

Les multitudes contributions sur la conception des brides boulonnées ont été focalisées sur les brides conventionnelles à faces surélevées dont les joints d'étanchéité sont placés à l'intérieur du cercle de perçage (Figure 0.1-a). Le développement des analyses de ce type de bride est couvert par le code ASME Section VIII, Appendice 2 [1] étant donné le dénouement de plusieurs approches et travaux de recherche qui ont été menés depuis plusieurs décennies.

La première étude consistante a été développée par Waters et Taylor en 1927 [2]. Cette méthode forme la source de l'actuel code ASME. Elle est basée sur la théorie des poutres sur fondation élastique et la défexion des plaques minces avec trou au centre en tenant compte de l'analyse de la discontinuité à la jonction entre la bride et le cylindre.

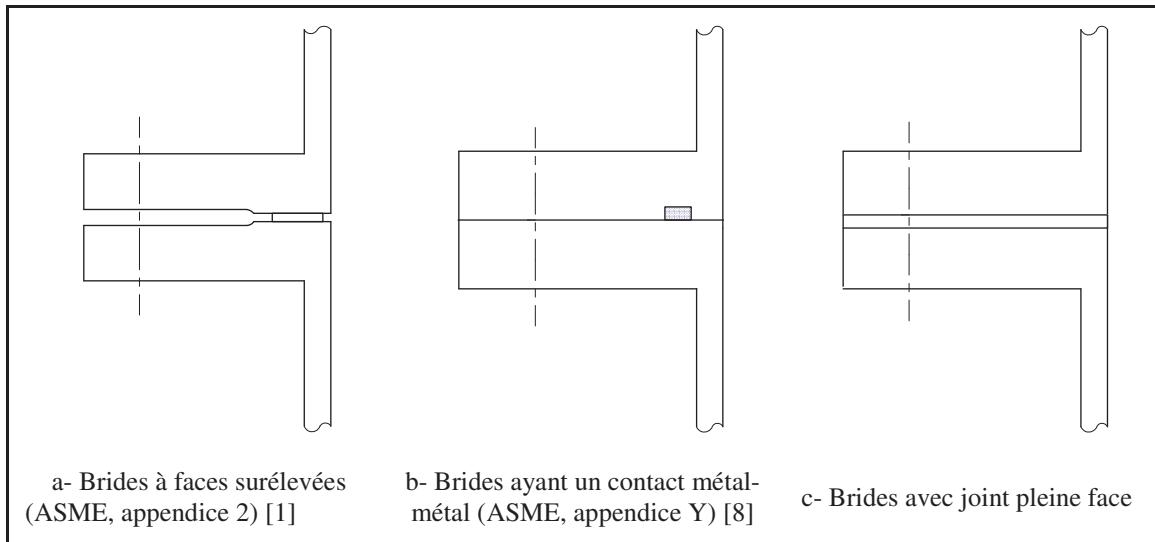
En 1927, Timoshenko [3] a simplifié la méthode de Waters et Taylor en appliquant la théorie des anneaux. Il a remplacé les formules complexes des moments sur la plaque circulaire avec trou au centre, par la rotation de corps rigides en supposant que l'épaisseur de la bride est plus importante que celle de la jonction avec le tube. Cette méthode a été adoptée par le code Britannique B.S.10 pour les applications à basse pression des brides connectées à des tubes ayant une faible épaisseur.

Le complément de Wahl et Lobo en 1930 [4], sur les travaux de Waters et Taylor à propos de la théorie des plaques circulaires ayant un trou au centre, a permis une meilleure compréhension du comportement des brides.

L'apparition des brides avec collerette conique destinées pour les applications à haute pression et l'adoption de la fusion des brides sur les tubes par la soudure, ont conduit Waters, Rosheim, Wesstrom et Williams [5,6] à raffiner la méthode de Waters et Taylor pour donner naissance à la méthode de «Taylor Forge». Il s'agit d'une étude élastique complète de l'ensemble tube, collerette et bride. Cette méthode a été intégrée au code «ASME Boiler and Pressure Vessel code» en 1938 et ensuite elle est mise à jour en 1942 pour rajouter les travaux de Rosheim et Markl [7] concernant les contraintes sur le joint d'étanchéité.

Une seconde catégorie d'assemblage à brides boulonnées est caractérisée par un contact métal-métal au-delà du cercle de perçage et muni d'un joint, connu sous le nom «O-ring», étant logé dans une rainure au niveau du diamètre intérieur de la bride (Figure 0.1-b). Cette méthode est couverte par le code ASME section VIII, appendice Y [8]. Le développement de la méthode d'analyse de cette catégorie est réalisé par Schneider en 1968 [9]. Elle est basée sur la théorie des poutres sur fondation élastique et la théorie de rotation de corps rigides en tenant compte de l'interaction entre les éléments de l'assemblage et la compatibilité géométrique au niveau de la jonction.

Une troisième catégorie ayant un joint étalé sur la face totale de la bride, est régulièrement utilisée à basse température et à basse pression (Figure 0.1-c). Cette catégorie n'est pas encore couverte par le code ASME. Elle est conçue par essai et erreur ou par l'extension approximative de la méthode «Taylor Forge» de l'appendice 2 du code ASME. Cependant, une contribution approfondie sur les brides munies de joint pleine face a été accomplie par Black et al. [10,11]. Ils ont développé une approche pour estimer la position de la charge résultante sur le joint d'étanchéité et se sont basés sur la philosophie du code ASME pour déduire le comportement des brides avec joint pleine face. Par contre, cette analyse ne tient pas compte de la flexibilité et l'interaction élastique entre les éléments de l'assemblage.



**Figure 0.1** Catégories des assemblages à brides boulonnées.

Dans ce contexte, les problèmes liés à l'utilisation des brides conventionnelles à face surélevée continuent à préoccuper les intentions des ingénieurs dans le monde. Les codes de conception présentent des faiblesses au niveau de la précision de la contrainte du joint et du degré d'étanchéité de l'assemblage. La détermination évasive de la pression de contact sur le joint d'étanchéité suite à la rotation de la bride sur les conditions opératoire constitue une déficience majeure des analyses dans ce type de raccordement. Ces problèmes deviennent encore plus critiques pour les applications à haute température et à haute pression. Le recours aux assemblages à brides «sans joint» ayant un contact métal-métal où avec joint pleine face, devient une alternative intéressante pour substituer les brides conventionnelles.

A l'avenant, le progrès exponentiel de la technologie des procédés industriels étant caractérisé par une amplification des valeurs de pressions et de température atteintes et aussi par l'utilisation de fluide ayant un caractère de plus en plus toxique et corrosif, constitue une sollicitation importante pour étudier à nouveaux les brides à face plate (Figure 0.2) et les analyser avec la précision requise en appliquant les méthodes analytiques et numériques récentes.

Dans le but de rendre plus explicite les études analytiques sur les assemblages à brides boulonnées à face plate, le présent travail de recherche favorise l'analyse de leur comportement de manière plus précise et concrète. Il consiste à :

- développer un modèle analytique de conception des brides à face plate basé sur une étude élastique rigoureuse et complète;
- reprendre les travaux du code ASME qui sont définis par des méthodes graphiques faute de moyens numériques dans le temps et améliorer les analyses;
- introduire la notion de flexibilité et d'interaction élastique dans les analyses des brides munies de joints pleine face, ce qui a été absent des travaux antérieures;
- analyser les brides ayant un contact métal-métal en considérant la bride comme étant une plaque trouée et une poutre continue. Comparer ensuite les résultats avec ceux obtenus à partir de la théorie des poutres discrètes;
- déterminer la distribution de la pression de contact sur les faces des brides en fonction de la pression hydrostatique;
- calculer la charge finale sur les boulons, la rotation et la séparation des brides;
- tenir compte des trous des boulons dans la flexibilité des brides;
- valider l'ensemble des méthodes analytiques proposées, par les méthodes numériques.

Cette contribution s'articule, ainsi, autour de cinq axes fondamentaux :

- une revue de littérature sur les brides munies de joint pleine face et sur les brides ayant un contact métal-métal au-delà du cercle des boulons ainsi qu'une présentation des calculs préliminaire des assemblages boulonnés proposés par le code ASME;
- une description détaillée des méthodes existantes parmi les plus avancées pour l'analyse des deux types d'assemblage;
- un développement du nouveau modèle analytique proposé pour chaque type;
- une modélisation numérique par éléments finis de chaque type;
- résultats et discussions.



**Figure 0.2 Montage des brides à face plate.**

Tirée de procédures d'installation des joints [12].

## CHAPITRE 1

### REVUE DE LITÉRATURE ET CALCULS PRÉLIMINAIRES

#### 1.1 Description des assemblages à brides boulonnées

##### 1.1.1 Sommaire sur les caractéristiques des assemblages à brides boulonnées

L’assemblage à brides boulonnées a été toujours très complexe à concevoir vu la variété des paramètres influents la modélisation. L’intégrité d’une étanchéité sûre est liée en grande partie aux paramètres du milieu de l’application tels que la pression du fluide, la température, la réactivité chimique, la nature corrosive, la viscosité, l’acidité (PH), la concentration, les efforts externes et les vibrations.

D’autre part, la maîtrise des fuites est principalement dominée par les caractéristiques du joint d’étanchéité. Le choix d’un joint approprié doit tenir compte de l’étanchéité du matériau, sa résistance à la rupture, sa résistance au fluage et à la relaxation, sa capacité de reprise élastique, sa compatibilité chimique avec le milieu, sa facilité de manutention et d’installation, sa tenue au feu, sa résistance combinée à la pression et la température, sa durée de vie prévue et son coût comparatif, ...

L’arrangement et les caractéristiques des brides ont aussi un impact majeur sur le maintien de l’étanchéité. De ce fait, le choix de la configuration, la rigidité, le matériau et l’état de surface des brides, la charge d’extension disponible sur les boulons, la probabilité de corrosion et la tolérance d’alignement méritent tous ensemble une attention particulière lors de la conception pour aboutir à une modélisation efficace.

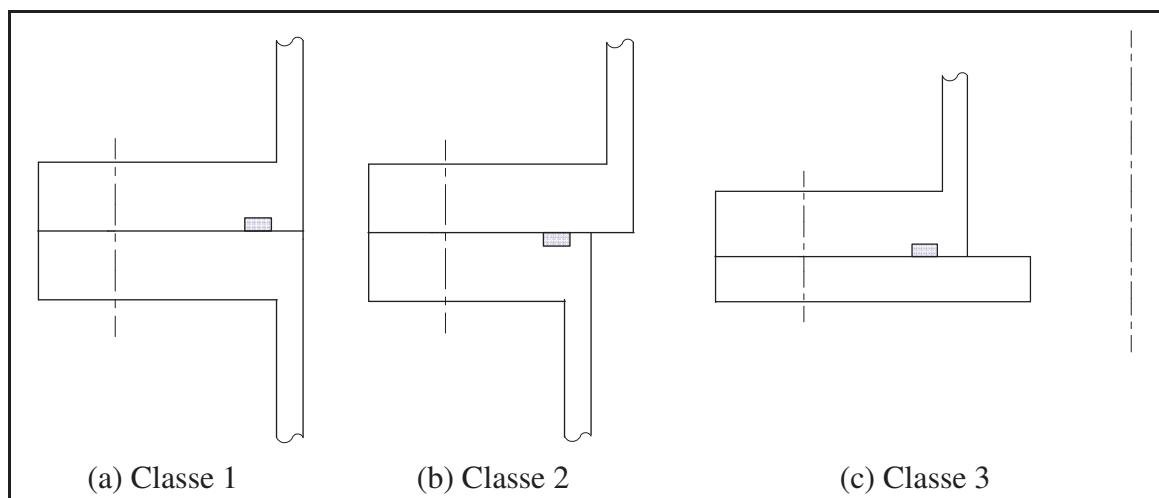
En d’autres termes, dans les études des raccordements boulonnés, on a constaté que ce ne sont pas seulement les joints qui rencontrent des défaillances, mais aussi les autres éléments de l’assemblage. De faibles couples de serrage initial, des charges excessives sur les boulons, une lubrification non appropriée des boulons, des modes d’installation inadaptés provoquant

la distorsion et le désalignement des brides, la relaxation due au fluage de chaque élément de l'assemblage peuvent aussi contribuer ensemble ou séparément à une défaillance de l'étanchéité.

### 1.1.2 Classification des assemblages et différents types de brides

Pour des raisons de calcul, la classification des assemblages se fait selon l'influence de la bride sur la déformation de l'assemblage étant donné que le comportement d'une bride dépend de sa rigidité. Selon l'appendice Y du code ASME, les différentes classes sont :

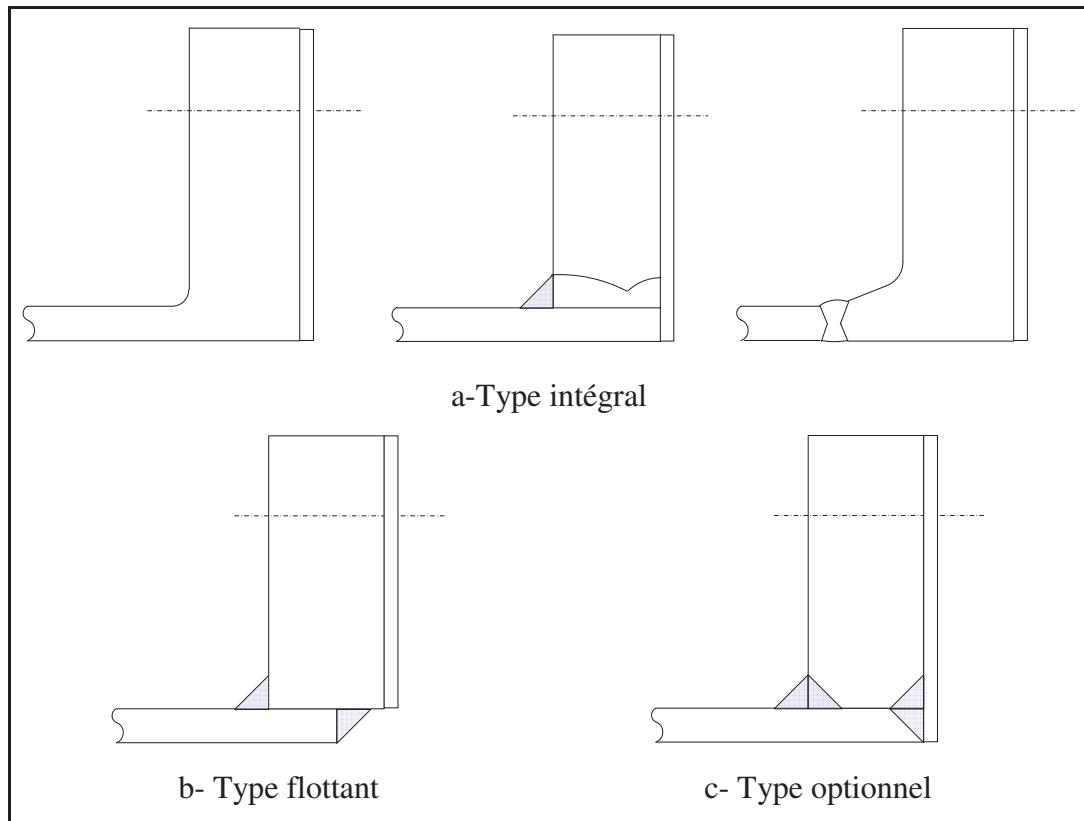
- classe 1 : tout assemblage constitué d'une paire de brides assemblées par des boulons ayant des propriétés identiques telles que la forme, les dimensions, les propriétés physiques et les contraintes admissibles. Cependant, on estime que la rainure qui sert à loger le joint dans une seule bride n'affecte pas le comportement identique (Figure 1.1.a).
- classe 2 : tout assemblage n'appartenant pas à la classe 1 et dont le diamètre intérieur de la bride ayant les dimensions réduites, dépasse la moitié du diamètre du cercle de perçage (Figure 1.1.b).
- classe 3 : tout assemblage constitué par une bride et une plaque circulaire plane sans ouverture ou avec un trou centrale, à condition que le diamètre du trou ne dépasse pas la moitié du diamètre du cercle de perçage (Figure 1.1.c).



**Figure 1.1 Différentes classes des assemblages. [1,8]**

On distingue aussi différents types d'assemblage selon les méthodes de connexion de la bride avec le cylindre :

- structure intégrale «Integral type» : cette catégorie couvre la conception des assemblages dont les brides sont moulées ou forgées avec le cylindre ou la coque. Par contre, les brides soudées au cylindre ou à la coque sont supposées équivalentes aux structures intégrales (Figure 1.2.a).
- structure flottante «loose type» : cette catégorie couvre les assemblages dont les brides n'ont pas une connexion directe et continue avec le cylindre (Figure 1.2.b).
- structure optionnelle «optional type» : cette catégorie couvre les assemblages dont les analyses peuvent être réalisées selon les deux modèles, intégral ou flottant, suivant les conditions de fabrication imposées par le code ASME de l'appendice 2 [1] (Figure 1.2.c).



**Figure 1.2** Différents types des brides. [1,8]

### 1.1.3 Les joints d'étanchéité

Un joint est destiné à créer et à maintenir une étanchéité statique entre deux brides fixes qui raccordent différents éléments mécaniques dans des installations renfermant une variété de fluides. Les brides peuvent présenter des imperfections mineures (alignement ou excentricité, cavités, stries, déformations et ondulations superficielles) que le joint doit surmonter. L'étanchéité est assurée par l'action d'un effort sur la surface du joint. Ce dernier étant comprimé, épouse les imperfections des brides et s'introduit dans les irrégularités des faces de contact. La combinaison de la pression de contact entre le joint et les brides avec la densification du matériau composant le joint bloque tout chemin de fuite potentiel.

Finalement, la sélection du joint d'étanchéité est basée sur :

- la compatibilité chimique avec le milieu du service;
- la température et la pression de service;
- les variations des conditions de service;
- le type d'assemblage concerné;
- le coût (bien que le coût d'un joint est de peu d'importance comparé au coût d'immobilisation ou à des considérations de sécurité).

Par ailleurs, le joint doit avoir une reprise élastique suffisante pour résister au déchargelement dû à la pression et au fluage dans des conditions de services normales. Il existe une grande variété de matériaux intéressants pour fabriquer des joints d'étanchéité à base de fibres, matériaux métalliques et métaloplastiques. On distingue : les caoutchoucs butyles, polyéthylène chlorosulphoné, propylenediene éthylène (EPDM), fluoroélastomère, caoutchouc naturel (NR), néoprène, nitrile, silicone, butadiène styrène, aramide, amiante, fibre de carbone, cellulose, verre, fibre minérale artificielle, graphite souple, mica, Téflon, Acier au carbone, titane, acier inoxydable austénitique, alliage 600 (inconel 600), aluminium, cuivre, etc.

Dans ce mémoire, les matériaux des joints choisis pour les analyses des brides avec joint pleine face seront à base de fibres comprimées et le Téflon en raison de leur utilisation fréquente dans l'industrie. Ils possèdent les caractéristiques suivantes [13]:

- téflon : c'est le polytétrafluoroéthylène (PTFE), couramment appelé Téflon. Ce polymère fluoré est un matériau doux, facilement déformable, semi cristallin, semi opaque et blanc. Son allongement est facile et sa résistance aux contraintes est faible. Il présente une remarquable résistance à la plupart des produits chimiques, un coefficient de friction très bas et reste stable à température relativement élevée (327 °C). Ces propriétés inhabituelles lui confèrent une valeur inestimable pour une grande quantité d'applications. Il présente une compressibilité élevée qui lui permet de s'adapter aux irrégularités des plans de joint. Il est facile à manipuler mais susceptible de se dégrader par irradiation et il a une faible résistance au fluage.
- les feuilles à fibres comprimées ont constitué de tout temps le matériau de choix pour les joints mous. On le considérait comme un matériau facile à utiliser et dont on pouvait abuser, ce qui en faisait un matériau considéré comme très «indulgent». Par conséquent on a utilisé ce matériau comme matériau d'étanchéité pour la plupart des applications communes avec une performance raisonnable. En outre, les fabricants, aussi bien que les utilisateurs, ont acquis au cours des années une vaste expérience de ce matériau.

Plus récemment, avec la tendance à s'éloigner de l'utilisation de fibre d'amiante étant cancérigène, une nouvelle génération de produits de substitution sans amiante a été mise au point par l'industrie de l'étanchéité. Une grande partie de ces matériaux assure un meilleur niveau de performance d'étanchéité bien qu'ils soient généralement réservés à une application particulière par rapport à leurs homologues en amiante. De même, les manipulations de ces nouveaux matériaux demandent en général plus de soins, selon les conditions d'utilisation.

De nouveaux produits d'étanchéité ont été progressivement mis au point, en particulier pour des services plus sévères et cela comprend les matériaux pour joints durs réalisés principalement en matériaux métalliques ou semi métalliques. Ces matériaux offrent un choix

encore plus grand dans la sélection de la technologie de l'étanchéité appropriée et confirme le besoin de maîtriser les conditions d'utilisation.

On peut définir les joints selon trois catégories : mou (non métallique), semi métallique et métallique [13] :

- joint mou (non métallique) : ce sont souvent des joints plats en matériaux composés convenant à une vaste gamme d'applications chimiques générales et corrosives. Leur utilisation est limitée à des applications sous des pressions basses ou moyennes. (PTFE, graphite,...).
- joint semi métalliques : Joints composites réalisés en matériaux métalliques et non métalliques. Le métal assure la résistance et la résilience du joint pour des applications sous basses et hautes températures et pressions. Ce type comprend les krampofiles, les métaloplastiques, les joints mou renforcés incluant les graphites à insères métalliques perforés et les matériaux renforcés par des fils métalliques.
- joints métalliques : Peuvent être fabriqués à partir d'un seul métal ou d'une combinaison de métaux. Ce type de joint convient à des applications sous hautes températures et pression. En outre, des charges très élevées sont exigées pour asseoir le joint.

#### **1.1.4 État de surface des brides et des joints**

L'état de surface a un effet considérable sur la capacité d'étanchéité et la sécurité du joint d'étanchéité. Les faces des joints non métalliques présentent souvent une forme à stries concentriques ou spiralées. Dans le cas d'une finition à stries concentriques, plus les surfaces des stries sont proches les unes des autres et moins les rainures sont profondes, plus la surface est lisse et, par conséquent, la surface de contact est plus importante. Un chargement plus élevé des boulons est donc nécessaire pour permettre une bonne assise du joint. On obtient l'effet contraire lorsque les distances entre les stries s'élargissent. Par ailleurs, avec une face de joint très lisse, on obtiendra une friction réduite aidant l'extrusion du joint vers l'extérieur sous l'influence de la pression interne.

Il est plus difficile d'assurer l'étanchéité d'un état de surface à stries spirales que celle d'un état de surface à stries concentriques. Les matériaux composant le joint à face spiralé doit s'introduire en totalité au fond de la «vallée» afin d'éviter qu'un chemin de fuite ne part de l'extrémité interne de la spirale vers l'extérieur.

### 1.1.5 Interaction mécanique et flexibilité

Le système en sa totalité, fonctionne comme un ensemble de ressorts reliés entre eux. Les boulons sont étirés et les autres composants de l'assemblage sont comprimés. L'ensemble des composants présente une réponse élastique au fur et à mesure qu'on serre les écrous bien qu'il puisse exister une certaine déformation plastique dans les filets. Ces derniers se trouvent arrachés si les forces axiales appliquées sur les boulons dépassent leur résistance au cisaillement. Les filets jouent un rôle majeur dans le blocage de l'assemblage et on doit veiller à préserver leur intégrité. Les fixations sont plus efficaces à l'intérieur de leur région élastique dans laquelle aucune déformation permanente des boulons n'est produite. Ils doivent avoir tous les mêmes modules d'élasticité afin d'assurer une distribution uniforme des efforts sur le joint d'étanchéité.

Cependant, la répartition de la pression sur le joint n'est pas identique sur tous les points. La zone du joint entourant les boulons, subit une compression plus grande que celle exercée à mi-parcours entre les boulons en raison du cintrage de la bride. Il faut donc utiliser un nombre plus élevé de boulons convenablement espacés pour obtenir une répartition la plus régulière possible de la pression sur le joint [13].

L'utilisation des rondelles est importante afin de répartir la charge d'une manière plus uniforme. Elles permettent de réduire considérablement la friction de l'écrou et la fatigue. Elles évitent aussi d'endommager des plans des brides.

Les contributions existantes ont tenu compte d'une façon partielle de l'interaction mécanique entre les différents éléments de l'assemblage en fragmentant le système en parties

élémentaires. On a souvent négligé la rotation des brides, le déplacement de la surface médiane de l'anneau et la participation même du joint et des boulons pour analyser le comportement de l'assemblage.

Schneider [9] a intégré la flexibilité des boulons, la compatibilité géométrique et l'analyse de discontinuité suivant un modèle basé sur la théorie des poutres pour les brides à face plate. Par contre il a jugé le modèle à plaque trouée, difficile à manier vu la complexité des équations et le grand nombre de paramètres.

Bouzid et al. [14,15], ont pris en considération la rotation de la bride, l'analyse de discontinuité, la compatibilité géométrique entre les différents éléments et la flexibilité du joint et des boulons dans leur analyse des brides à face surélevée. Cette modélisation s'avère complète.

Notre analyse des brides à face plate s'appuie sur l'ensemble des œuvres précédentes tels que les efforts de Schneider et les apports de Bouzid concernant l'interaction mécanique, la flexibilité, la rotation de la bride, tout en appliquant les différentes théories.

## 1.2 Méthode d'analyse des brides à faces surélevées selon le code ASME

Le code de calcul des assemblages boulonnés de l'ASME se base sur la théorie de plaques minces et la théorie des poutres sur fondation élastique pour la conception des brides à faces surélevées. Le code commence en première étape par calculer la charge requise sur les boulons. Il tient compte des deux conditions suivantes :

- condition d'assise du joint : c'est la détermination de la charge initiale pour asseoir le joint d'étanchéité. Elle dépend des propriétés physiques du joint, de la surface de contact et de la section des boulons.
- conditions opératoires : ce sont les conditions requises pour résister à la force hydrostatique et assurer le maintien de la pression sur le joint lors de la mise en service de la pression interne du fluide.

### 1.2.1 Charges sur les boulons pour le serrage initial

La charge initiale sur les boulons est fonction de la surface effective du joint  $G\pi b$  et la contrainte d'assise  $y$  étant la contrainte minimale requise sur le joint pour éviter les fuites. La charge minimale sur les boulons est obtenue en multipliant la surface effective du joint par la contrainte d'assise minimale  $y$  tel que:

$$W_{m2} = \pi G_m b_m y \quad (1.1)$$

où  $G_m$  est le diamètre effectif du joint et  $b_m$  est la largeur effective du joint.

### 1.2.2 Charges sur les boulons dans les conditions opératoires

La charge sur les boulons dans les conditions opératoires doit être égale à la somme de la force hydrostatique  $H_D$  découlant de l'application de la pression maximale  $P$  et de la force de compression du joint  $H_P$  indispensable pour maintenir l'étanchéité :

$$W_{m1} = H_D + H_P = G_m^2 P \frac{\pi}{4} + 2 b_m \pi G_m m P \quad (1.2)$$

où  $m$  est le facteur de maintenance. La contrainte d'assise et le facteur de maintenance sont déterminés expérimentalement et ils sont décrits initialement par Rossheim et Markl [7]. Une modification des valeurs originales de  $m$  et de  $y$  est incluse dans le code actuel d'ASME qui affirme que ces valeurs suggérées et non obligatoires, donnent généralement de bons résultats.

### 1.2.3 Approche du code ASME pour le dimensionnement des brides

Les charges décrites permettent de déterminer la surface totale requise des boulons  $A_m$  [1]:

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

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

On déduit ainsi le diamètre requis des boulons et la charge appliquée. Cette dernière est prise comme base de calcul pour la détermination des contraintes induites. Elle est égale à :

à l'état initial : 
$$W = \frac{(A_m + A_B)}{2} S_a \quad (1.4)$$

et en mode opératoire : 
$$W = W_{m1} \quad (1.5)$$

$A_B$  étant la surface totale à la racine des boulons :

$$A_B = n_B \frac{\pi}{4} \left( d_B - \frac{1.3}{n_f} \right)^2 \quad (1.6)$$

avec  $n_f$  : le nombre des filets par pouce;

$n_B$  : le nombre des boulons;

$d_B$  : diamètre des boulons (pouce).

Après avoir décidé du choix du joint d'étanchéité et fait le calcul de la charge sur les boulons, le concepteur détermine les dimensions de la bride qui doit supporter les forces appliquées. Au préalable, le diamètre extérieur de la bride doit être assez grand pour poser les boulons en tenant compte des tolérances de fabrication. L'étape suivante consiste à déterminer les bras des leviers pour les différentes forces. Par la suite, les contraintes dans la bride sont calculées dans les conditions initiales et opératoires.

C'est une méthode par essai et erreur dans laquelle le concepteur varie l'épaisseur de l'anneau, le diamètre et la hauteur de la collerette jusqu'à ce qu'il réalise une combinaison qui amène à des contraintes dans la bride et la collerette inférieures aux contraintes admissibles spécifiés par le code avec une économie raisonnable de la matière et sans écraser excessivement le joint.

Les formules du code ont été développées en se basant sur les hypothèses suivantes :

- comportement complètement rigide sous un chargement axisymétrique;
- la bride est supposée suivre la théorie de plaques minces chargées par des couples de forces sur ses bords intérieurs et extérieurs selon une distribution circonférentielle uniforme;

- le déplacement radial de la bride est négligeable;
- les positions du cercle de perçage et des bras des leviers des forces ne sont pas affectées par la rotation de la bride et la distribution des contraintes sur le joint;
- les charges sur les boulons sont supposées constantes pendant toute l'opération;
- l'effet des trous des boulons est négligeable.

Cependant, nombreux sont les chercheurs qui ont critiqué le code actuel. On distingue la mise en cause de Wesstrom et al. [16], Winter [17] et Kraus [18]. Ils affirment que le code est valable pour les assemblages conventionnels dans des conditions modérées de température et de pression et que les facteurs  $m$  et  $y$  sont conservateurs et peu précis. Par ailleurs, la charge sur les boulons dans les conditions d'opération est supposée constante et égale à la charge initiale d'assise. Cette hypothèse est inadmissible dans le cas où la précision est requise avec un milieu sévère.

Afin d'étudier d'une manière rigoureuse les assemblage à brides boulonnées Bouzid et al. ont, élaboré un programme intitulé «Superflange» [19]. Ce dernier est destiné aux analyses des assemblages des brides à faces surélevées. Il détermine avec une précision les contrainte sur les joints d'étanchéité en se basant sur l'interaction élastique entre les éléments de l'assemblage. Il tient compte de la variation de la distribution de la contrainte sur le joint d'étanchéité en fonction de la variation de la pression du fluide et du comportement non linéaire du joint dont les courbes caractéristiques sont introduites sous forme matricielle.

## CHAPITRE 2

### MÉTHODES EXISTANTES D'ANALYSE DES BRIDES À FACE PLATE

#### 2.1 Brides munies de joint pleine face

Les brides à face plates munies de joint ayant une surface prolongée à partir du bord intérieur jusqu'à la périphérie extérieure de la bride, sont caractérisées par un comportement rigide. D'habitude, elles sont faites à partir de plaques circulaires et sont soudées directement à une coque cylindrique. La surface large du joint nécessite une contrainte énorme sur les boulons. De ce fait, ce type de bride est destiné pour les applications à basse pression. En outre, les joints utilisés sont généralement mous tels que les caoutchoucs synthétiques et les fibres comprimées qui n'exigent pas une grande pression de serrage pour assurer l'étanchéité. La conception idéale d'assemblages munis de joint pleine face doit assurer une pression de contact suffisante sur le joint sans charger d'une manière excessive simultanément le joint, les boulons et la bride.

##### 2.1.1 Contributions principales

Il y a peu de publications qui traitent de ce type de bride à cause de la complexité du problème. En 1951, Taylor Forge & Pipe Works Inc. [20] ont proposé une méthode de conception qui s'avérait implicite. Ils ont suggéré de simuler le joint pleine face par deux joints. Un premier joint est situé à l'intérieur du cercle de perçage et le second joint est situé à l'extérieur. Par la suite, les analyses ont été faites systématiquement selon le code ASME des brides à faces surélevées.

Ultérieurement, en 1961, Schwaigerer [21] a développé une méthode basée sur une analyse élasto-plastique sur laquelle la norme allemande, DIN 2505 a été fondée.

Plus tard, en 1986, Blach et al. ont publié une étude approfondie sur les brides avec joint pleine face [11]. Ils se sont inspirés de la méthode Taylor Forge [16], en utilisant la théorie

des poutres sur fondation élastique pour analyser le tube et la bride considérée comme une plaque circulaire avec un trou au centre. Blach a effectué une comparaison entre cette méthode et celle de Taylor Forge pour confirmer que cette dernière est conservatrice. Par ailleurs, il a publié un nouveau papier en 1988 qui valide sa méthode aussi bien sur les brides non circulaires munies de joints pleine face [22].

Le code ASME mentionne qu'il est permis d'utiliser ce type de brides à condition qu'elles soient conçues en conformité avec les principes d'ingénierie en général. Le code ne fournit aucune méthode précise et n'exige aucune théorie spécifique à suivre pour la conception des brides avec joint pleine face.

### 2.1.2 Modèle proposé par Blach

#### 2.1.2.1 Géométrie de la bride

En se basant sur la symétrie axiale de la bride, Blach [11] raisonne sur un secteur circulaire ayant une largeur unitaire (Figure 2.1) pour déduire le comportement de l'anneau au complet.

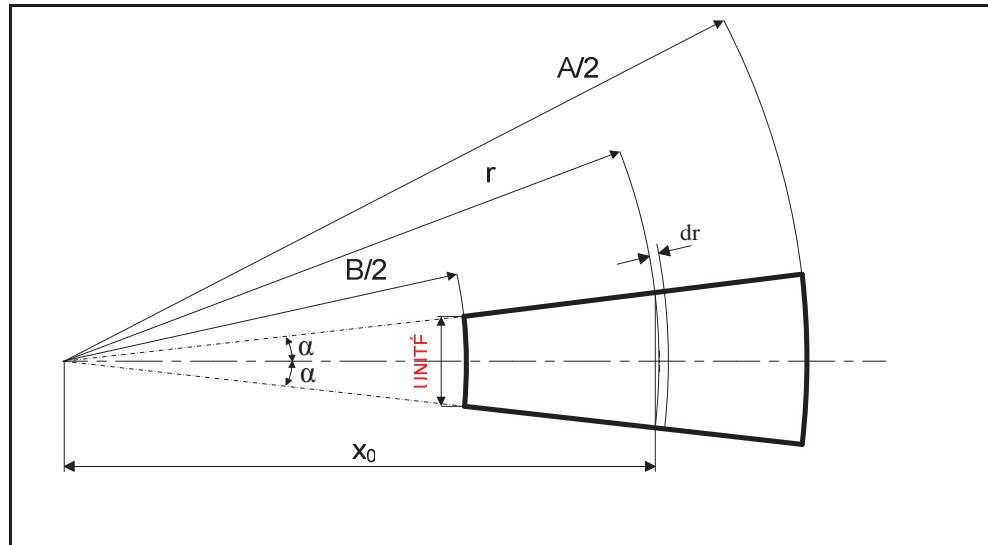


Figure 2.1 Modèle du secteur unitaire de la bride.

Il utilise le centroïde de l'anneau, obtenu par intégration par rapport à la surface du secteur, et défini comme suit :

- soit  $x_0$  le rayon du centroïde de l'arc de rayon  $R$ , on a :

$$x_0 = \frac{r \sin(\alpha)}{\alpha}, \text{ avec } \alpha = \frac{1}{B} \quad (2.1)$$

- soit  $x_G$  le rayon du centroïde du secteur, on a :

$$x_G = \frac{1}{A_s} \int_{B/2}^{A/2} x_0 dA_s \quad (2.2)$$

où  $A_s$  est l'aire du secteur unitaire. On déduit :

$$x_G = \frac{B^2}{3} \frac{\sin(\alpha)}{\alpha} \left( 1 + \frac{K^2}{K+1} \right), \text{ avec } K = \frac{A}{B} \quad (2.3)$$

ainsi, le diamètre du centroïde du joint et de la bride est :

$$D_G = 2x_G = \frac{2B^2}{3} \sin\left(\frac{1}{B}\right) \left( 1 + \frac{K^2}{K+1} \right) \quad (2.4)$$

### 2.1.2.2 Forces et moments appliqués sur la bride

Le cercle de perçage est plus grand que le diamètre du centroïde de la bride. Ceci entraîne une légère rotation de la bride autour de ce centroïde. Blach néglige cette rotation lors du serrage initial. Il suppose que la force initiale résultante sur le joint passe par le centroïde de ce dernier. Par conséquence, la contrainte appliquée sur la face de la bride est uniforme. Du fait aussi que le joint est seul pour contrer la force des boulons, les deux charges opposées sont égales. On déduit alors la charge initiale sur le joint :

$$H_{GS} = A_B S_a \quad (2.5)$$

Selon Blach, les forces qui agissent sur la bride en mode opératoire sont : (Figure 2.2)

- la force hydrostatique  $H_D$  ou l'effet de fond : c'est la force exercée par la pression interne sur la bride. Elle agit au niveau du diamètre intérieur avec un bras de levier  $h_D$  par rapport au centroïde de la bride  $G$  :

$$H_D = \frac{\pi}{4} P B^2 \quad (2.6)$$

$$h_D = \frac{1}{2} (D_G - B - g_0) \quad (2.7)$$

avec  $g_0$  est l'épaisseur du paroi cylindrique.

- force hydrostatique agissant sur le joint : Blach prétend qu'il peut y avoir une fuite de fluide entre le joint et la bride. Cette fuite entraîne une force hydrostatique qui agit quelque part entre les trous des boulons et le diamètre intérieur. Il estime cette force comme suit :

$$H_T = \frac{\pi}{4} P [(C - D)^2 - B^2] \quad (2.8)$$

C : diamètre de perçage des trous des boulons;

D : diamètre d'un trou du boulon;

le bras de levier de la force  $H_T$  est :

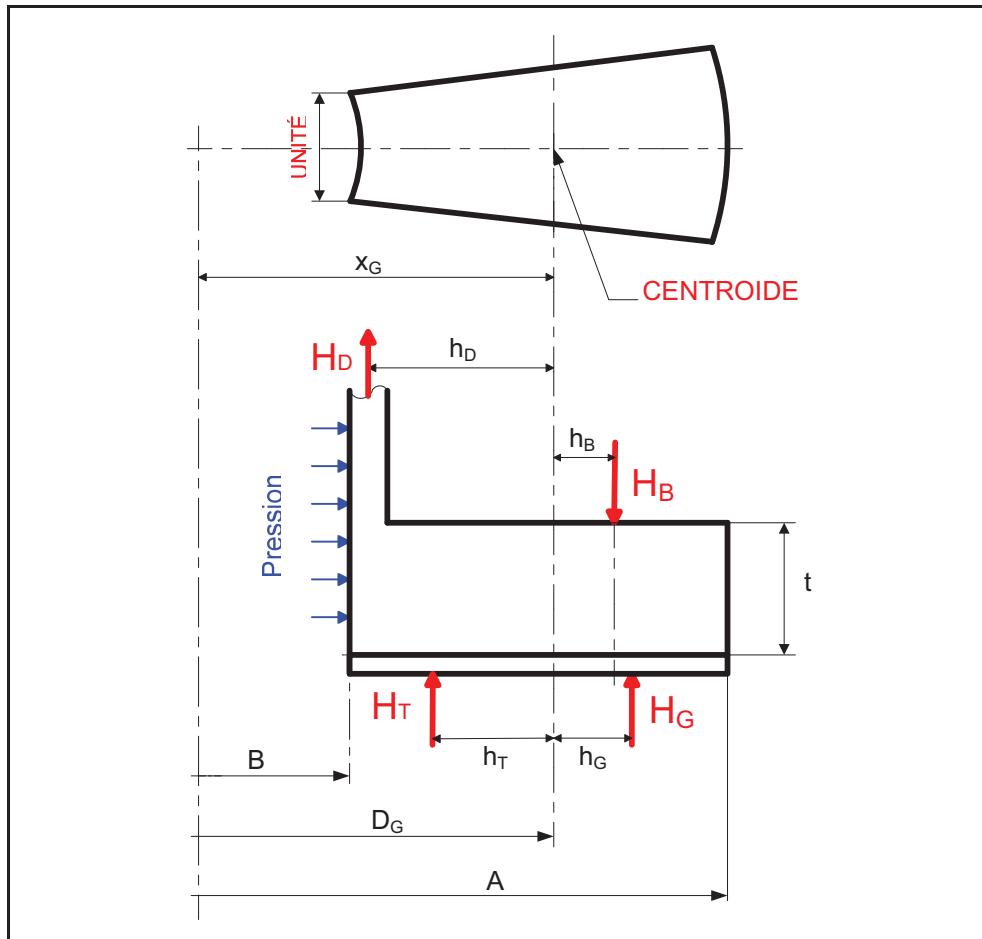
$$h_T = \frac{1}{2} (2D_G - B - C + D) \quad (2.9)$$

- La force totale du joint : une force totale  $H_G$  peut être déduite pour chaque redistribution de la pression de contact entre la bride et le joint. La ligne d'action de la force  $H_G$  passe par le centroïde du profil de la distribution de la pression de contact (Figure 2.3). Le bras de levier  $h_G$  de la force  $H_G$  est la distance entre le centroïde de la distribution de pression et le centroïde du secteur unitaire.
- La charge des boulons  $H_B$  est celle qui maintient le joint en contact avec les deux brides. La distance entre le cercle de perçage et le diamètre effectif du joint présente le bras de levier  $h_B$  de la force  $H_B$  et est défini comme suit :

$$h_B = \frac{1}{2} (C - D_G) \quad (2.10)$$

La multiplication des charges  $H_G$ ,  $H_D$ ,  $H_T$ , et  $H_B$  par leurs bras de leviers respectifs, constitue le moment exercé sur la bride par rapport au centroïde  $D_G$ , soient :

$$M_G = H_G h_G ; \quad M_D = H_D h_D ; \quad M_T = H_T h_T ; \quad M_B = H_B h_B$$



**Figure 2.2 Charges appliquées sur la bride.**

Dans les conditions opératoires, la bride (représenté par un anneau circulaire) est soumise à un moment de flexion externe  $M_0$  agissant par rapport au diamètre  $D_G$  (Figure 2.2, 2.4) :

$$M_0 = M_D + M_T + M_B - M_G \quad (2.11)$$

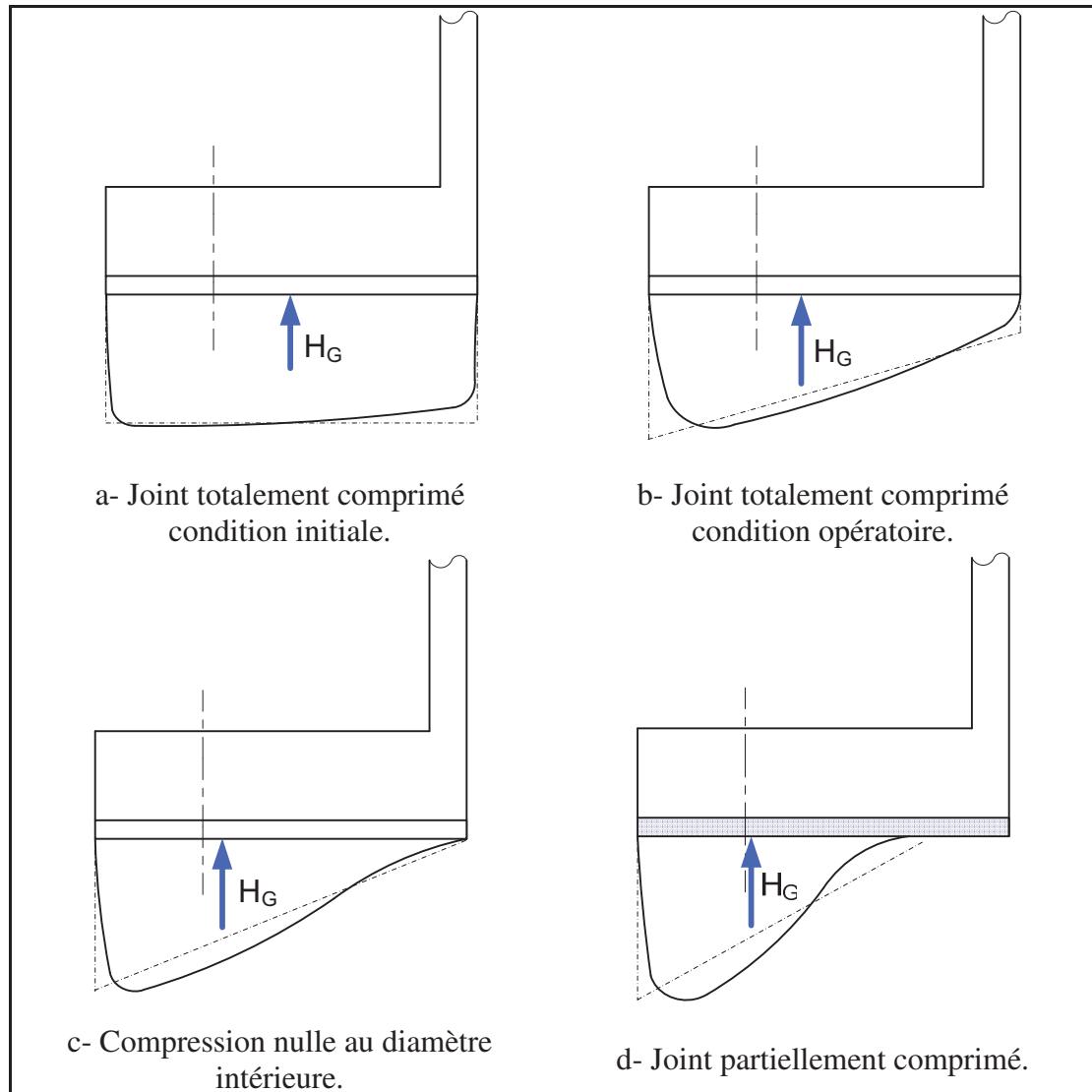
Par ailleurs, un moment de discontinuité  $M$  et une force de discontinuité  $Q$  tendent de résister au moment externe  $M_0$  à la jonction entre la bride et le cylindre (Figure 2.4). La force  $Q$  entraîne aussi un moment méridional égale à  $\frac{Qt}{2}$ . Les deux moments sont exprimés par unité de circonférence.

Pendant la mise en service de la pression interne du fluide, Blach révèle qu'en dépit des brides à face surélevée, la rotation des brides avec joint pleine face est contrariée uniquement

par le joint. Selon cette hypothèse, la force sur le joint est la somme algébrique de la force sur les boulons et la force due à la pression hydrostatique. Il estime ainsi une redistribution continue de la pression de contact sur le joint en fonction de la variation de la pression hydrostatique. Si la pression interne augmente, la bride tourne davantage, la compression du joint est libérée à la partie intérieure du joint et elle est récupérée à la partie extérieure. La force de compression perdue d'un côté est gagnée de l'autre côté.

Blick [23], Schwaigerer [24], et Nacer [25] prévoient une distribution linéaire de la pression de contact. Ils estiment que dans les conditions opératoires, la bride tourne selon le principe de rotation d'un corps rigide. Le joint est comprimé selon une forme triangulaire ayant une pression nulle au diamètre intérieur du joint et une valeur de  $2\sigma_i$  au diamètre extérieur (Figure 2.3-c). Bien qu'une distribution linéaire semble convenable pour les brides courtes et épaisses, cette supposition est critique pour les brides minces. Dans les faits, si la rigidité de la bride est faible, l'anneau se comporte comme une plaque mince fléchie en se mettant sous forme de parapluie et la compression du joint suit la déformation de la face de la bride. Pour adapter ces changements, Blach [11] et Naser [25] suggèrent une distribution parabolique de la pression de contact.

On peut distinguer quatre stades critiques possibles (Figure 2.3) : le premier stade est déduit suite au serrage initial. Il est représenté par une distribution uniforme et horizontale de la pression de contact (Figure 2.3.a). Le second stade est une distribution trapézoïdale entraînant une compression complète et inégale du joint (Figure 2.3.b). Le troisième stade est une distribution triangulaire ayant une pression nulle au diamètre intérieur du joint (Figure 2.3.c). Le quatrième stade prévoit une séparation des brides. Par conséquence une pression nulle sur la partie intérieure du joint est présente, entraînant des fuites à travers les trous des boulons (Figure 2.3-d).



**Figure 2.3 Distribution de la pression de contact.**

Blach ne prend pas en compte la distribution trapézoïdale. Ce pendant, il se base sur les distributions uniformes et triangulaires dans le but de simplifier les équations d'équilibre et de compatibilité.

La détermination de la position de la réaction résultante du joint sur la bride a un effet extrêmement important sur l'analyse des contraintes des brides à face plate avec joint pleine face. Elle influe énormément sur le calcul de la rotation des brides et, par conséquent, sur la détermination de leur séparation. En effet, il est important d'évaluer avec précision la

distribution de la pression de contact entre le joint et la bride pour déduire la position de l'application de la force résultante de cette distribution [11].

- Selon une distribution triangulaire de la pression de contact de la forme :

$$\sigma_G = \frac{2\sigma_i x}{b_G} \quad (2.12)$$

Le centroïde de cette distribution est défini comme suit :

$$x_C = \frac{1}{F} \int x_0 dF \quad (2.13)$$

La force résultante de la distribution est :

$$F = \frac{\sigma_i b_G}{3} (1 + 2K) = \frac{H_G}{\pi D_G} \quad (2.14)$$

On déduit le rayon de la réaction de cette distribution triangulaire :

$$x_C = \frac{B^2}{4} \sin\left(\frac{1}{B}\right) \left(1 + 3 \frac{K^2}{1 + 2K}\right) \quad (2.15)$$

D'où le bras de levier du moment qui s'exerce sur la bride est :

$$h_G = x_C - x_G \quad (2.16)$$

On a ainsi :

$$h_G = \frac{B^2}{4} \sin\left(\frac{1}{B}\right) \left(1 + 3 \frac{K^2}{2K + 1}\right) - \frac{D_G}{2} \quad (2.17)$$

- En supposant une distribution parabolique de la forme :

$$\sigma_G = \frac{\sigma_i}{b_G^2} (2b_G x - x^2) \quad (2.18)$$

La force résultante de la distribution est :

$$F = \frac{\sigma_i b_G}{3} (3 + 5K) = \frac{H_G}{\pi D_G} \quad (2.19)$$

On déduit le rayon du centre de la distribution parabolique :

$$x_C = \frac{B^2}{5} \sin\left(\frac{1}{B}\right) \left(\frac{4 + 7K + 9K^2}{3 + 5K}\right) \quad (2.20)$$

Le bras de levier par rapport au diamètre effectif du joint est :

$$h_G = \frac{B^2}{5} \sin\left(\frac{1}{B}\right) \left( \frac{4 + 7K + 9K^2}{3 + 5K} \right) - \frac{D_G}{2} \quad (2.21)$$

Blach déduit la rotation de la bride en se basant sur la distribution de contrainte triangulaire et parabolique. Il suppose que le comportement élastique du joint est complètement linéaire d'où :

$$\sigma_G = \frac{(\delta E_G)}{t_G} \quad (2.22)$$

$\delta$  est le déplacement du joint,  $E_G$  est son module élastique et  $t_G$  est son épaisseur initiale avant chargement. Il estime que la rotation de la bride, due à la compression du joint, est égale à :

$$\theta = \frac{\delta}{b_G} = \frac{\sigma_G t_G}{E_G b_G} \quad (2.23)$$

On déduit pour la distribution triangulaire :

$$\theta = \left( \frac{3}{1 + 2K} \right) \left[ \frac{M_G t_G}{\pi G E_G b_G^2 h_G} \right] \quad (2.24)$$

Et pour la distribution parabolique :

$$\theta = \left( \frac{12}{3 + 5K} \right) \left[ \frac{M_G t_G}{\pi G E_G b_G^2 h_G} \right] \quad (2.25)$$

### 2.1.2.3 Hypothèse et approches

Pour analyser des brides avec joint pleine face, Blach suit la méthodologie du code ASME des brides à faces surélevées. Après la détermination des dimensions et la forme du joint et la sélection du facteur de maintenance, la charge sur les boulons est calculée selon le code ASME dans les conditions initiales d'assise et les conditions opératoires. Le diamètre des boulons et l'espacement entre eux peuvent être ainsi déterminés. La théorie et les hypothèses de Kirchhoff sur les plaques minces soumises à un moment fléchissant sont utilisées pour déterminer la rotation de la bride. Les détails de cette théorie sont donnés dans les livres de Timoshenko [26] ou de Roark [27] :

$$\theta_f = \frac{B\pi Y}{Et^3} M_f \quad (2.26)$$

Il estime aussi que cette théorie est pénible à manipuler et elle peut être simplifiée par la théorie de rotation de corps rigides établie par Timoshenko [28] :

$$\theta_f = \frac{6B}{Et^3 \ln(K)} M_f \quad (2.27)$$

Le déplacement radial de la bride est calculé selon la théorie du cylindre épais de Timoshenko [28] :

$$u_f = \frac{B\gamma P}{2E} - \frac{B\gamma Q}{2tE} \quad (2.28)$$

Il applique la théorie des poutres sur fondation élastique [26], afin de déterminer le déplacement et la rotation du cylindre au niveau de la jonction avec la bride en appliquant la pression interne.

$$u_s = \frac{6(1-v^2)}{Eg_0^3 \beta^3} Q - \frac{6(1-v^2)}{Eg_0^3 \beta^2} M + \frac{(2-v)B^2}{8Eg_0} P \quad (2.29)$$

$$\theta_s = \frac{12(1-v^2)}{Eg_0^3 \beta^3} M - \frac{6(1-v^2)}{Eg_0^3 \beta^2} Q \quad (2.30)$$

Enfin on établit les équations de compatibilité suivantes entre les deux éléments :

$$u_s = u_f \quad (2.31)$$

$$\theta_s = \theta_f \quad (2.32)$$

On déduit un système avec deux équations et trois inconnues qui sont la force  $Q$  et le moment  $M$  de discontinuité et le moment du joint  $M_G$  étant inclus dans le moment total des forces extérieures  $M_f$  (Figure 2.4). Ceci résulte en un problème statiquement insolvable :

$$\frac{6(1-v^2)}{Eg_0^3 \beta^3} Q - \frac{6(1-v^2)}{Eg_0^3 \beta^2} M + \frac{(2-v)B^2 P}{8EG} = \frac{B\gamma P}{2E} - \frac{B\gamma Q}{2tE} \quad (2.33)$$

$$\frac{12(1-v^2)}{Eg_0^3 \beta^3} M - \frac{6(1-v^2)}{Eg_0^3 \beta^2} Q = \frac{B\pi Y}{Et^3} M_f \quad (2.34)$$

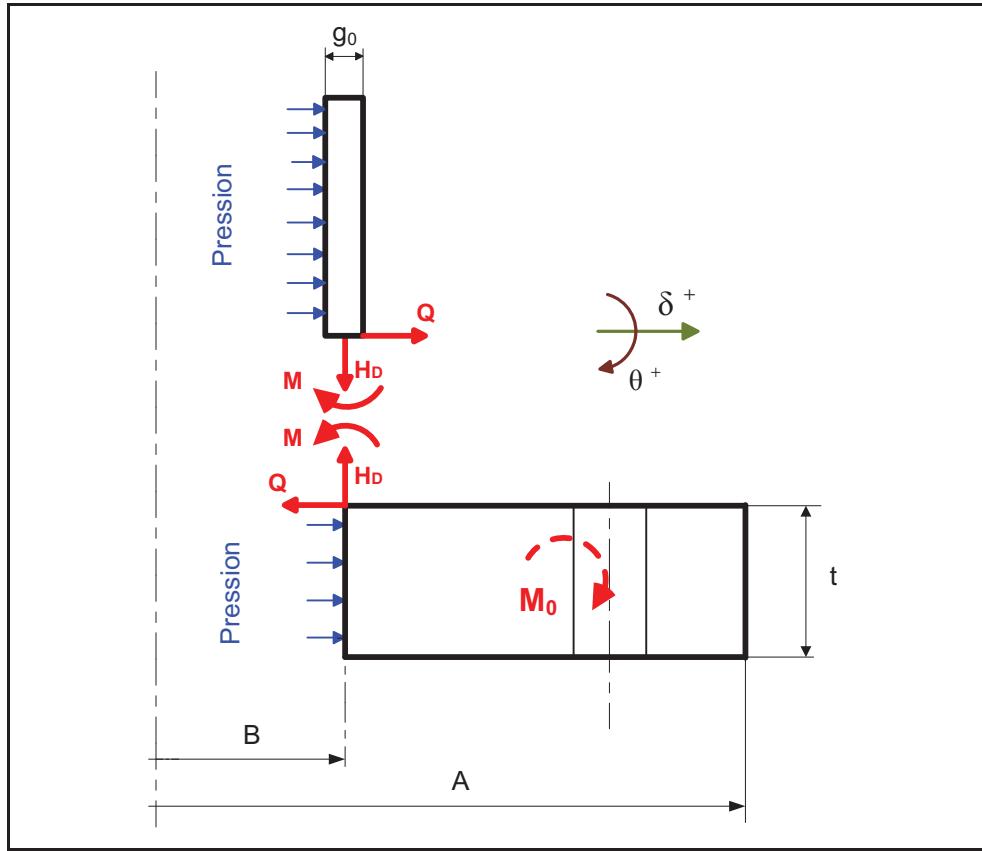


Figure 2.4 Jonction bride cylindre.

Pour résoudre ce système Blach, implique l'analyse de la rotation de la bride basée sur le profil triangulaire de la distribution de contrainte qu'on a présenté auparavant. Ce qui permet de dénouer le problème comme suit :

- selon la distribution triangulaire, l'égalité des rotations 2.24 et 2.26 donne :

$$\frac{B\pi YM_f}{Et^3} = \frac{3}{1+2K} \frac{M_G t_G}{\pi E_G D_G b_G^2 h_G} \quad (2.35)$$

- selon la distribution parabolique, l'égalité des rotations 2.25 et 2.26 donne :

$$\frac{B\pi YM_f}{Et^3} = \frac{12}{3+5K} \frac{M_G t_G}{\pi E_G D_G b^2 h_G} \quad (2.36)$$

On déduit pour chaque distribution le moment exercé par le joint sur la bride :

$$M_G = C_{14} [M_D + M_T + (H_D + H_T)h_B] + C_{15} \frac{P}{\beta^3} \quad (2.37)$$

Avec  $C_{14}$  et  $C_{15}$  sont des coefficients sans dimension. Ils sont détaillés dans l'article [11] pour les différentes distributions triangulaires et paraboliques.

L'auteur propose aussi une série de simplifications et admet plusieurs hypothèses afin de rendre le système solvable manuellement. Soient :

- l'anneau de la bride est muni d'une épaisseur substantielle relativement à celle du cylindre. De ce fait, il résiste à l'expansion du cylindre et son déplacement radial peut être négligé, d'où :

$$\frac{6(1-v^2)}{Eg_0\beta^3}Q - \frac{6(1-v^2)}{Eg_0\beta^2}M + \frac{(2-v)B^2P}{2Eg_0} = 0 \quad (2.38)$$

- il considère aussi le terme  $(1-v^2) \approx \frac{1}{2}(2-v)$  dans l'équation de compatibilité de déplacement pour exprimer  $Q$  en fonction de  $M$  et pour déduire le moment sur la bride.
- On obtient :

$$\beta M - Q = \frac{g_0\beta^3 B^2 P}{24} \quad (2.39)$$

- les hypothèses précédentes permettent d'avoir une nouvelle série d'équations et de coefficients sans dimension  $K_i$ . Il déduit alors une nouvelle forme du moment  $M_G$  :

$$M_G = K_4 [M_D + M_T + (H_D + H_T)h_B] + K_5 g_0^2 B P \quad (2.40)$$

- Blach suggère de négliger la pression interne dans le calcul du déplacement de la bride.
- L'équation (2.39) devient :

$$\beta M = Q \quad (2.41)$$

Et l'équation (2.30) devient alors :

$$\theta_s = \frac{6(1-v^2)}{Eg_0\beta^3}M \quad (2.42)$$

En répétant les mêmes étapes, on déduit :

$$M_G = L_4 [M_D + M_T + (H_D + H_T)h_B] \quad (2.43)$$

De même, en appliquant la théorie de rotation de corps rigides et en adoptant les mêmes approches et simplifications, on déduit le moment exercé sur la bride :

$$M_G = \frac{M_D + M_T + (H_D + H_T) h_B}{\mu + \lambda L_3 \left( \frac{L_1 + L_2}{L_2} \right)} \quad (2.44)$$

avec,

$$\lambda = \frac{3}{1 + 2K} \frac{t_G}{E_G} \frac{E}{D_G} \quad (2.45)$$

et,

$$\mu = 1 - \frac{h_B}{h_G} \quad (2.46)$$

$L_1$ ,  $L_2$  et  $L_4$  sont les nouveaux coefficients établis dans l'article [11] pour les distributions triangulaires et paraboliques.

Conformément à cette approche, Blach évite l'analyse de flexibilité et ne tient pas compte de l'interaction entre les éléments de l'assemblage. Il néglige la rigidité des boulons et également l'effet des trous des boulons sur la rigidité de la bride.

L'absence de méthode explicite pour déterminer d'une manière plus fiable la charge sur le joint dans les conditions opératoires rend les études des assemblages à brides boulonnées moins précises.

Grâce aux nouveaux moyens de calcul, notre étude complète l'analyse de Blach en évitant les approches et les simplifications faites, et en menant une analyse plus exacte. Notre apport consiste aussi à impliquer l'interaction entre tous les éléments de l'assemblage dans la résolution des équations d'équilibre et de compatibilité. Certes le système est difficile à manier, mais la solution peut être déduite par un logiciel de calcul. Une comparaison des résultats des différentes méthodes théoriques et ceux des analyses par éléments finis, seront révélées dans les chapitres subséquents.

## 2.2 Brides ayant un contact métal-métal au-delà du cercle des boulons

### 2.2.1 Contributions principales

Avant l'avènement des méthodes numériques, une multitude d'approches, de théories et d'études expérimentales ont été méditées afin d'analyser le comportement des brides boulonnées ayant un contact métal-métal au-delà du cercle de perçage. On distingue ainsi plusieurs travaux substantiels sur ce thème :

Webjörn en 1967 [29], a révélé les principes de base en définissant les premières méthodes de conception de ce type d'assemblage.

Schneider en 1968 [9] a édifié par la suite la théorie des poutres pour les assemblages à brides boulonnées. Une méthode qui sera adoptée par le code ASME et qui sera détaillée ultérieurement. Il a noté que les contraintes les plus élevées sont aperçues sur la bride au niveau du cercle de perçage, sur les boulons, et au niveau de la jonction entre la bride et le cylindre. Enfin, il a conclu que la charge initiale d'assise sur les boulons n'induit pas une contrainte significative sur les brides. Elle diminue la séparation des brides et l'extrusion du joint. Cependant, elle entraîne la fatigue des boulons.

Pindera et Size (1972) [30] se sont concentrés sur les méthodes expérimentales pour déterminer l'influence des boulons avec rondelles sur les brides à contact métal-métal. Les auteurs ont identifié la précontrainte d'assise et la rigidité des boulons comme les paramètres de conception. Ils ont noté que l'accroissement des valeurs de ces paramètres diminue la charge sur les boulons dans les conditions opératoires et augmente la pression de contact entre les deux brides.

Webjörn et Schneider (1980) [31] ont enrichi leurs travaux théoriques en appliquant leur propres essais expérimentaux sur des brides de type compact. Les boulons, munis de jauge de déformation, ont été pré-chargés au minimum à 80% de leur limite élastique. Les auteurs ont noté qu'à une certaine pression de service, l'assemblage n'a montré aucun signe de

séparation des brides au diamètre intérieur et la charge sur les boulons a légèrement diminué par rapport au serrage initial. A une pression plus haute, la séparation des brides s'est produite, mais ils n'ont pas remarqué de fuites alors que la contrainte sur les boulons, a augmenté seulement de 6%. Webjörn et Schneider ont affirmé que la contrainte sur les boulons dans les conditions opératoires reste presque égale au serrage initial tant que la pression interne est inférieure à celle qui provoque la séparation des brides. En effet, la variation de la pression cyclique au-dessous de cette limite ne cause pas la fatigue des boulons ni la détérioration du joint.

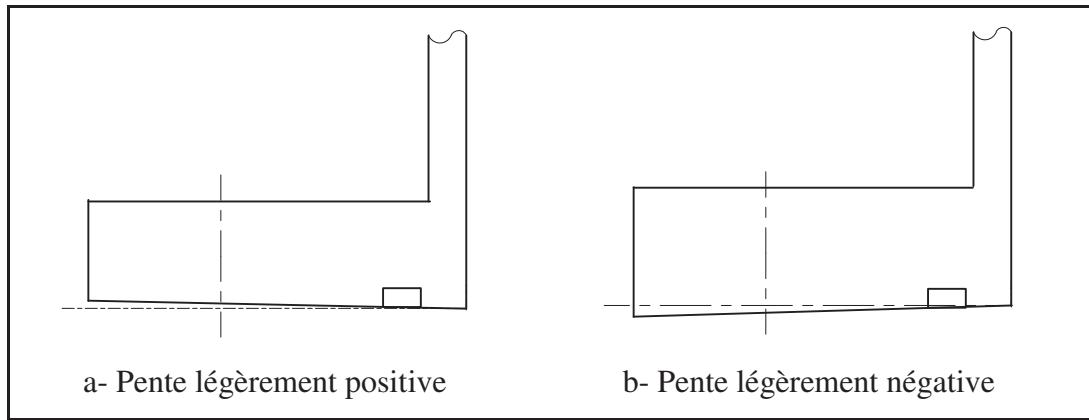
Webjörn (1985) [32] [33] a comparé les assemblages à contact métal-métal des brides boulonnées avec et sans l'application des charges extérieures telles que les moments fléchissant, l'excentricité, les charges transversales et en tenant compte de l'effet de la température et de la corrosion. Il a déduit que la contrainte sur les boulons augmente en moyenne de 5% à cause des efforts extérieurs. Il a proposé quelques conseils pratiques pour la conception des assemblages :

- déterminer avec précision les charges extérieures;
- faire la conception en supposant que les charges extérieures sont égales au moins à la moitié de la contrainte d'assise des boulons et pas plus que la 2/3;
- les brides doivent être les plus rigides possibles et les boulons les plus flexibles;
- utiliser des boulons thermiquement traités dont la classe est de préférence l'équivalent d'ISO grade 8.8;
- la précontrainte sur les boulons doit atteindre au minimum 80% de la limite élastique minimal;
- la conception d'un assemblage doit être refaite si le moment des forces extérieures provoque une flexion des boulons excédant 0.5 degré;
- les charges sur l'assemblage doivent être symétriques pour éviter les moments fléchissant.

Webjörn (1989) [34] a mentionné que la conception des brides boulonnées telle que présentée par le code ASME est conservatrice parce que les éléments de l'assemblage sont

conçus séparément. Il a recommandé la réalisation d'une étude complète qui tient compte de l'interaction entre tous les composants. Il a décrit le comportement dynamique des assemblages boulonnés comme suit : la charge initiale d'assise des boulons incite les brides à tourner autour d'un centre de rotation situé au niveau du joint d'étanchéité dans le cas des brides à face surélevée et au niveau du cercle de perçage pour les assemblages à contact. La force de serrage est balancée par les surfaces en contact. Une fois les charges externes sont exercées sous l'effet de la pression du fluide, la force axiale hydrostatique tend à séparer les deux brides. Mais en étant combinées à la charge d'assise, elle entraîne davantage la rotation des deux brides pendant que les forces appliquées sont équilibrées par les efforts de discontinuité à la jonction avec le cylindre. Un moment fléchissant important sur les boulons, est induit. Ce moment peut amplifier la rotation des brides et créer un mécanisme de fatigue des boulons au niveau de la tête et de l'écrou. L'auteur a noté aussi que la séparation des brides provoque le déchargement du joint. Selon le matériau utilisé, ce dernier peut ne pas récupérer la déflexion initiale. Il en résulte un jeu entre la bride et le joint, pouvant entraîner la fuite.

Lewis et al. (1987) [35] ont décrit une méthode pour déterminer le jeu initial entre les faces des brides à face plate avant l'application de la pression interne. Ils ont examiné différentes configurations et grandeur de bride ayant une pente légèrement négative ou une pente légèrement positive (Figure 2.5). Ils ont observé que dans le cas de la bride ayant une pente positive, le taux initial de fuite augmente énormément avec l'extension des boulons. Tandis que dans le cas de la bride ayant une pente légèrement négative, le taux de fuite initiale diminue avec l'extension des boulons. Lewis a conclu qu'une pente légèrement négative rend le taux de fuite initiale moins sensible à la charge hydrostatique et qu'une pente légèrement positive rend le taux de fuite initiale sensible à la charge d'assise des boulons. Ils rajoutent que la qualité de l'état de surface des brides joue un rôle crucial au niveau de l'étanchéité et elle a une influence plus importante que les déformations induites par l'écrasement du joint.



**Figure 2.5** Bride à face inclinée.

Fessler et al. [36] ont mené une étude élastique linaire par éléments finis sur les déflexions des brides. Les auteurs ont conclu que pour les brides ayant une pente légèrement positive, le flux hydraulique devient convergent si les boulons sont bien serrés à l'assise et, par conséquent, le taux de fuite diminue d'une manière remarquable.

Hyde (1988) [37,38] a continué le travail de Fessler et Lewis. Il s'est basé sur les analyses par éléments finis et les études expérimentales pour déterminer la contrainte sur les boulons et la perte de la pression de contact entre les brides. Les essais ont été faits sur une bride munie de quatre boulons munis chacun de jauge de contrainte pendant le serrage et la pressurisation. La variation de la contrainte a été faible et aucune relaxation n'a été enregistrée durant une longue période. Il a observé que les brides ayant une pente légèrement faible présentent moins de fuites que les brides à faces plates et parallèles. Il a noté aussi un faible moment fléchissant sur les boulons pendant le serrage à cause de l'excentricité de la force sur les boulons. Il a attribué cette excentricité à l'imperfection géométrique et à la position des boulons dans les trous. Il a mentionné que l'effet de la charge axiale est le plus dominant parmi les efforts appliqués. Cette dominance s'accentue si la surface de contact diminue.

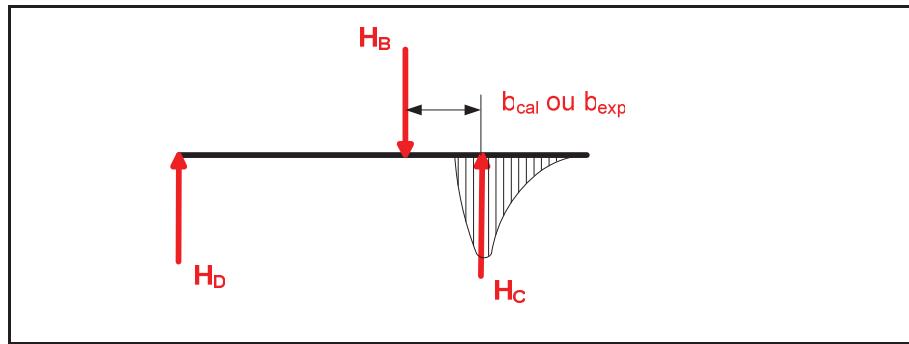
## 2.2.2 Modèle proposé par le code ASME

### 2.2.2.1 Mode de contact entre les brides

En augmentant la pression interne, l'étendue de la surface de contact entre les brides diminue en fonction de la rigidité de l'ensemble des éléments du système et la charge initiale des boulons. Cette évolution peut atteindre la limite d'un contact circulaire au niveau du diamètre extérieur des brides. Selon cette disposition, les faces ne sont plus tangentes et l'angle de rotation des brides n'est plus nul. C'est le joint qui doit assurer seul l'étanchéité pour éviter les fuites à travers les trous des boulons. D'où l'intérêt à bien estimer la séparation des brides au niveau du joint, ce qui permet de faire un choix judicieux du dernier.

Schneider [9] a développé le calcul pour deux configurations. Dans un premier cas, il a considéré un contact surfacique à partir d'une distance  $b$  du cercle de perçage. Dans le second cas, il a supposé que la rotation des brides n'est pas nulle au niveau du diamètre extérieur. Dans les deux cas, il tolère une séparation maximale des brides au niveau du joint, égale à 0.01 pouce, soit un déplacement égal à 0.005 pouce par bride.

Le contact entre les deux brides est caractérisé par une distribution de force réactive (Figure 2.6). Le centroïde de cette distribution sera la position de la réaction simple équivalente qui supporte la bride. Lévy [39] méconnaît cette distribution des forces réactives dans ses analyses des brides à face plate et suppose que la ligne de contact se produit à la position où les deux brides se séparent et l'angle de rotation de la bride est nulle. On estime ainsi que la position du centroïde coïncide avec la position de la ligne de contact proposée par Lévy. Pour valider cette hypothèse, plusieurs essais ont été effectués. Parmi ces tests, on considère deux poutres en acier disposées l'une contre l'autre. La surface d'une des poutres est instrumentée avec des jauge de contraintes. On applique une charge de compression et on relève les mesures de contrainte induites pour chaque incrément de force sur les surfaces des poutres en contact et sur une cale équivalente au joint et qui est posé près du diamètre intérieur. En comparant la position du centroïde déduite par le test et la position de la ligne de contact calculée par les analyses de Lévy, on constate une coïncidence plausible des deux positions.



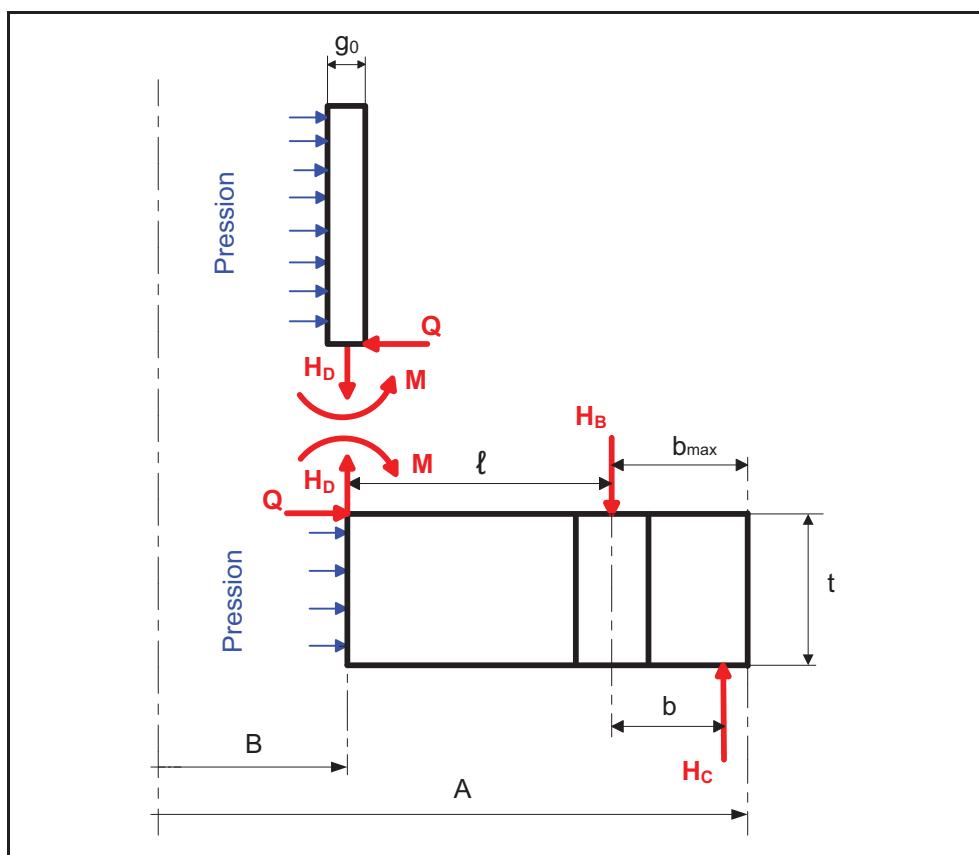
**Figure 2.6 Mode de contact.**

### 2.2.2.2 Hypothèses et approches

Les bases de calcul des brides avec contact métal-métal au-delà du cercle de perçage, couvertes par le code ASME section VIII Appendice Y Division 1, ont été révélées par Schneider [9]. Dans cette contribution, il admet les hypothèses et les conditions suivantes :

- les brides sont considérées sous contrainte si elles sont soumises à la pression interne;
- les brides peuvent être assemblées directement ou elles peuvent être séparées par une plaque métallique qui s'étend au-delà du cercle de perçage;
- le cylindre est soudé à la bride, qui peut avoir une collerette ayant une épaisseur uniforme de façon à ce que la bride et le cylindre réagissent comme une structure continue;
- le joint est approximativement en ligne avec le cylindre;
- le joint et la rainure n'entravent pas le contact métal - métal au complet sous une faible force initiale des boulons;
- le joint torique est suffisamment mou. De ce fait la charge appliquée par le joint sur la bride est considérée négligeable par rapport à la charge de pré-serrage. Toutefois, il faut tenir compte de cette charge si le joint est très dur puisqu'il influe sur la séparation initiale des brides;
- les brides et les boulons ont des propriétés élastiques stables;
- les brides sont identiques et se déforment de la même manière sous n'importe système de force;
- les règles ne sont pas applicables dans le cas où les faces des brides ne sont pas parallèles : le contact initial sera sur le diamètre intérieur.

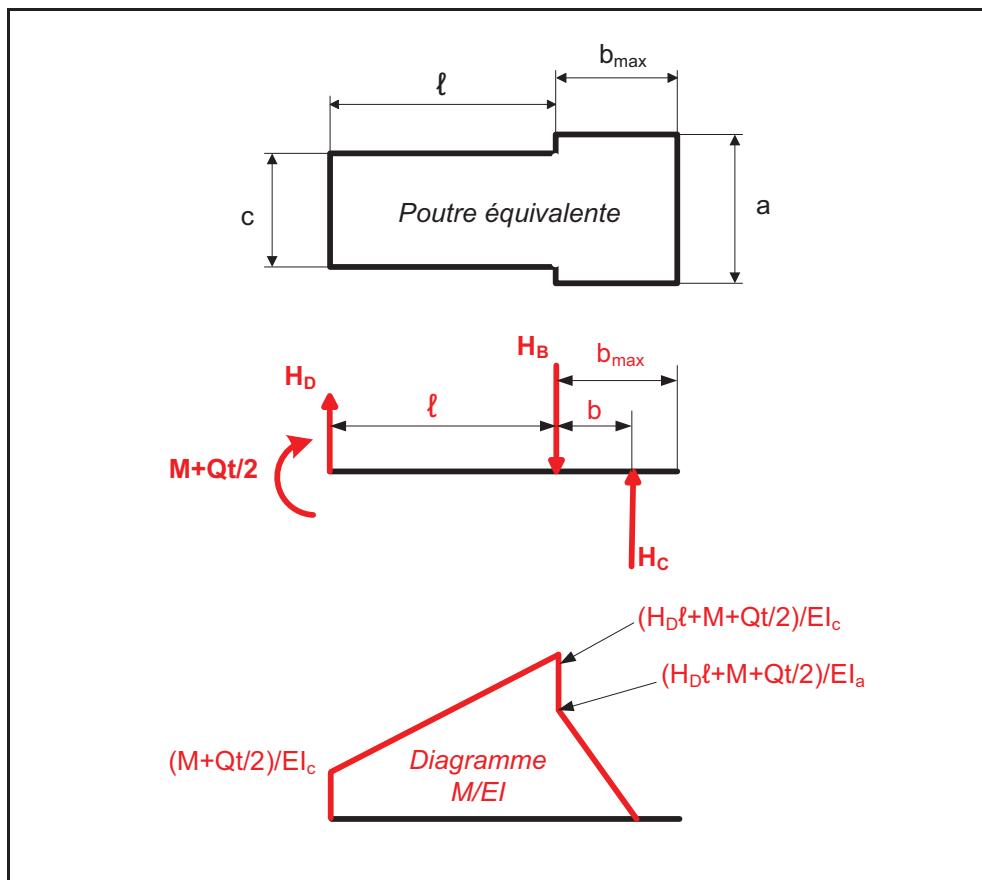
La première étape pour analyser les assemblages à brides boulonnées, est de représenter chaque élément du système par un corps libre. On applique par la suite l'ensemble des forces connues et inconnues au niveau de la jonction entre le tube et la bride, au cercle de perçage et au contact des deux brides (Figure 2.7).



**Figure 2.7 Diagramme corps libre de la bride.**

Selon Schneider [9], la bride peut être traitée comme étant une plaque trouée soumise à un système de forces bien défini. Par contre, il juge que cette approche est trop difficile à manier vu la complexité des équations de la théorie des plaques minces et que la position de la force de contact n'est pas déterminée. Cette dernière dépend simultanément de la pression interne et de la précontrainte. Il propose alors que le comportement de la bride puisse être décrit par analogie. L'anneau circulaire est considéré comme une série discrète de poutres trapézoïdales ayant une largeur unitaire au diamètre intérieur. Le problème peut être simplifié davantage en

remplaçant ces éléments trapézoïdaux par des poutres uniformes ayant une largeur constante ( $c$ ) à partir du diamètre intérieur jusqu'au cercle de perçage et une largeur constante ( $a$ ) à partir du cercle de perçage jusqu'au diamètre extérieur de la bride (Figure 2.8). La continuité circonférentielle de l'anneau circulaire ne peut être négligée, l'équation de la poutre est alors multipliée par  $(1 - v^2)$ .



**Figure 2.8 Diagramme corps libre de la poutre équivalente.**

Les équations de compatibilité géométrique à la jonction entre le cylindre et la bride (2.31 et 2.32) permettent de déduire les moments et forces de discontinuité  $M$  et  $Q$  en fonction de la rotation de la bride.

La rotation de la bride est équivalente à la rotation de la poutre étant égale à l'aire sous le diagramme  $\frac{M}{EI}$ .

$$\theta_f = \int \frac{M}{EI} dx = \int_0^{\ell} \frac{M}{EI_c} dx + \int_{\ell}^{\ell+b} \frac{M}{EI_a} dx \quad (2.47)$$

Avec

$$I_c = \frac{ct^3}{12(1-v^2)} \quad (2.48)$$

ET

$$I_a = \frac{at^3}{12(1-v^2)} \quad (2.49)$$

On déduit,  $\theta_f = \frac{6(1-v^2)}{Eat^3} \left[ H_D \ell^2 \left( \frac{a}{c} + \frac{b}{\ell} \right) + \left( M + \frac{Qt}{2} \right) \left( \frac{2a}{c} + \frac{b}{\ell} \right) \ell \right]$  (2.50)

Le déplacement radial de la bride est déterminé par la théorie des cylindres à paroi épaisse tout en tenant compte de la rotation de la bride due à l'ensemble des charges appliquées,

$$u_f = \frac{Pr_m \gamma}{E} + \frac{r_m \gamma}{tE} Q + \theta_f \frac{t}{2} \quad (2.51)$$

Ces équations dépendent de la position inconnue (b) de la réaction de contact  $H_C$  par rapport au cercle de perçage. Une équation supplémentaire est requise. La séparation totale des deux brides au niveau du cercle de perçage est égale à l'élongation totale des boulons, à laquelle il faut soustraire l'allongement dû au serrage initial.

$$y_{bolt} = \left( \frac{H_B}{K_B} - \delta^i \right) \quad (2.52)$$

Avec

$$\delta^i = \frac{\sigma^i \ell_B}{E_B} \quad (2.53)$$

On applique l'équation d'équilibre des moments par rapport au centre des trous des boulons pour exprimer la force sur les boulons en fonction de  $M$  et  $Q$ . On obtient :

$$H_B = H_D \left( 1 + \frac{\ell}{b} \right) + \left( M + \frac{Qt}{2} \right) \left( \frac{1}{b} \right) \quad (2.54)$$

En plus, la séparation des deux brides au niveau du cercle de perçage est déduite à partir du diagramme  $\frac{M}{EI}$  :

$$y_f = 2 \int \int_l^{l+b} \frac{M}{EI_a} dx dx = \frac{4b^2(1-v^2)}{Ea^3} \left( M + \frac{Qt}{2} + H_D \ell \right) \quad (2.55)$$

Les quatre équations (2.52), (2.53) (2.54) et (2.55) permettent d'exprimer la position de la force de contact en fonction de M et Q comme suit :

$$\left( \frac{b}{\ell} \right)^3 = \frac{Ea^3}{4K_B \ell^3 (1-v^2)} \left[ 1 - \frac{(K_B \delta - H_D) \frac{b}{\ell}}{H_D + \left( M + \frac{Qt}{2} \right) \frac{1}{\ell}} \right] \quad (2.56)$$

On obtient une équation du troisième degré. Cette dernière rend le système composé des équations (2.29), (2.30), (2.31), (2.32), (2.50), (2.51) et (2.56) difficile à manier pour déterminer M, Q, b, u<sub>s</sub>, θ<sub>s</sub>, u<sub>f</sub> et θ<sub>f</sub>. Schneider a proposé une résolution graphique qui est combinée avec une méthode par essai et erreur afin de trouver la valeur de b. Ainsi, notre étude consiste à valider les travaux de Schneider par une analyse comparative aux différentes théories proposées.

### 2.3 Objectifs

Il s'agit dans ce mémoire de recherche d'étudier, d'une manière intégrale, approfondie et cohérente, le comportement de l'assemblage suite à l'application de la pression de service pour définir la répartition de la contrainte sur le joint, ainsi que déterminer la rotation des brides et leur éloignement l'une par rapport à l'autre et déduire les contraintes finales sur les boulons pour les deux types d'assemblages.

## CHAPITRE 3

### NOUVEAUX MODÈLES ANALYTIQUES PROPOSÉS

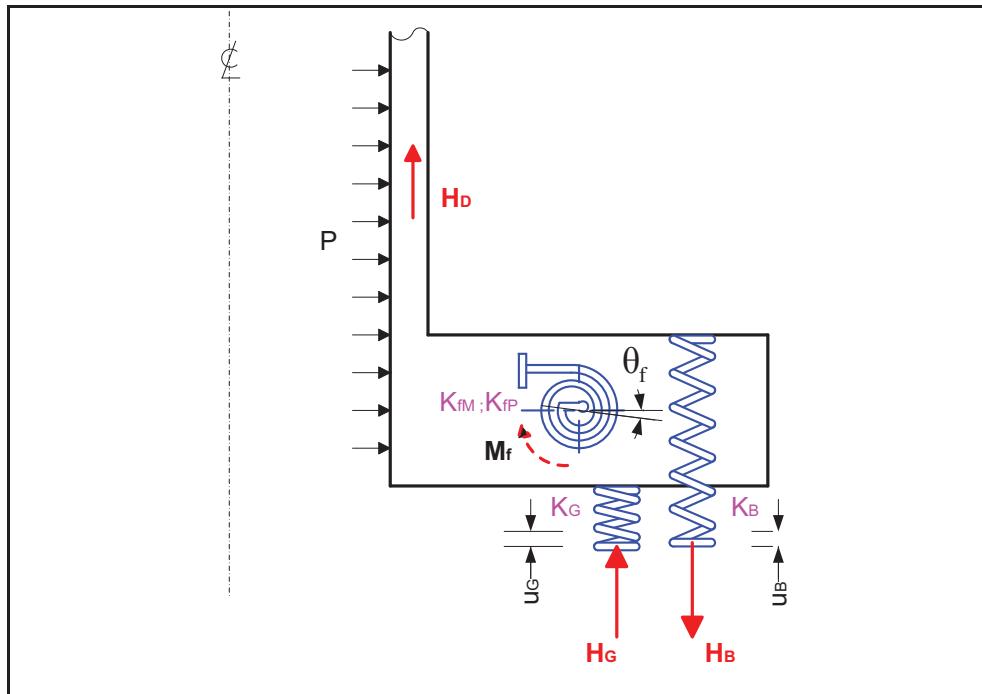
#### 3.1 Brides munies de joint pleine face

A l'encontre du code ASME et des approches de Blach qui s'appuient sur un modèle rigide pour le calcul des assemblages boulonnés, ce chapitre présente une approche théorique se basant sur un modèle qui tient compte de la flexibilité du joint d'étanchéité, des boulons et des brides ainsi que de l'interaction élastique entre les différents composants de l'assemblage.

##### 3.1.1 Modèle analytique proposé

Soit deux brides identiques de type «integral» (Figure 0.1.c). Ces brides sont munies d'un joint qui s'étale sur toutes leurs faces plates. Le modèle est ainsi considéré symétrique. Les charges appliquées sur chaque bride sont dues à la charge initiale sur les boulons, la pression interne et la réaction du joint d'étanchéité. En réponse au pré-serrage des boulons, le joint s'écrase et les brides subissent une rotation légère autour de leur ligne moyenne. En appliquant une pression interne, les deux brides tendent à s'éloigner l'une par rapport à l'autre. Ceci entraîne le déchargement du joint ainsi qu'une augmentation supplémentaire des rotations des brides. Par contre cette rotation peut paraître dans les deux sens selon la position des boulons et la pression appliquée. On constate aussi que le comportement d'un tel assemblage dans les conditions opératoires, dépend de nombreux paramètres.

Il s'agit au préalable de modéliser l'assemblage par un ensemble de ressorts interactifs. Par la suite, on applique les charges sur chaque élément. L'implication de la compatibilité axiale de déplacement des composants s'avère indispensable afin de déduire la charge finale sur les boulons et la contrainte sur le joint. Ainsi, notre étude débute par le calcul de la rigidité des brides, du joint et des boulons en vue de déterminer le déplacement de chaque élément suivant l'axe central de l'assemblage (Figure 3.1).

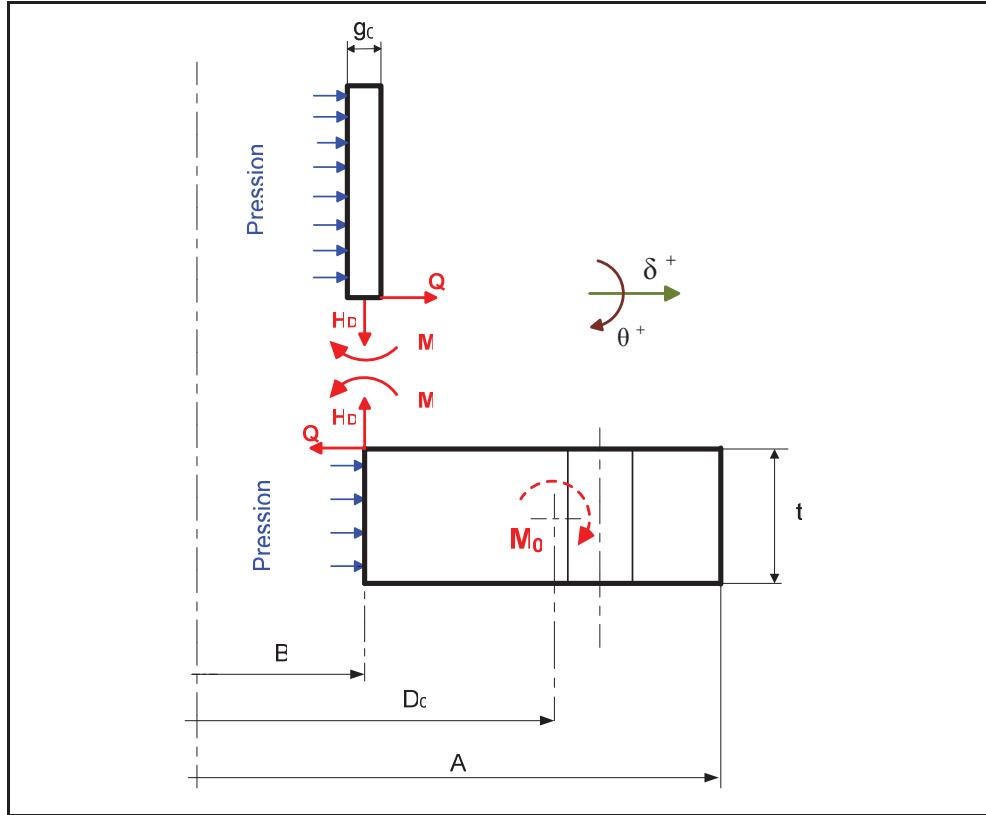


**Figure 3.1** Modèle analytique d'une bride munie de joint pleine face.

### 3.1.2 Calcul des rigidités

#### 3.1.2.1 Rigidité des brides

La rigidité d'une bride soumise à un moment de flexion ou à une pression interne est déterminée suite à une analyse de son déplacement radial et de sa rotation au niveau de la jonction avec l'enveloppe cylindrique. D'une part, le cylindre est traité par la théorie des poutres sur fondation élastique relative au cylindre à paroi mince, soumis à un moment  $M$  et une force  $Q$  par unité de circonférence appliquées à son extrémité (Figure 3.2). D'autre part, la bride peut être considérée comme un anneau circulaire de section rectangulaire soumis à un couple de torsion  $M_f$  uniformément distribué sur la circonférence décrite par le diamètre de son centroïde  $D_0$ . Aussi, la bride peut être traitée comme une plaque mince trouée au centre afin d'exprimer sa rotation  $\theta_f$  par rapport à son centroïde. Son déplacement radial  $u_f$  est évalué en considérant la bride comme un cylindre épais.



**Figure 3.2 Diagramme de discontinuité à la jonction cylindre-bride.**

Soient les constantes  $K, D_s, \beta, D_0, Y$  et  $\gamma$  étant données par [26] :

$$K = \frac{A}{B}; \quad D_s = EI = \frac{Eg_0^3}{12(1-v^2)}; \quad \beta = \sqrt[4]{\frac{12(1-v^2)}{B^2 g_0^2}};$$

$$D_0 = \frac{2(A^2 + AB + B^2)}{3(A+B)}; \quad Y = \frac{1}{K-1} \left[ \frac{3}{\pi} (1-v) + 6 \frac{(1+v)}{\pi} \left( \frac{K^2 \ln(K)}{K^2 - 1} \right) \right] \quad \gamma = \frac{A^2 + B^2}{A^2 - B^2} + v$$

Le moment de flexion total est égal à la somme des moments des charges extérieures et des moments de discontinuité, soit :

$$M_f = \frac{M_0 - \left( M + Q \frac{t}{2} \right) 2\pi r_m}{\pi D_0} \quad (3.1)$$

On obtient ainsi à la jonction entre la bride et le cylindre (Figure 3.2), les équations suivantes :

- les équations du déplacement radial (2.29) et de la rotation (2.30) du cylindre deviennent :

$$u_s = \frac{1}{2D_s\beta^3}Q - \frac{1}{2D_s\beta^2}M + \frac{(2-v)B^2}{8Eg_0}P \quad (3.2)$$

$$\theta_s = -\frac{1}{2D_s\beta^2}Q + \frac{1}{D_s\beta}M \quad (3.3)$$

- les équations du déplacement radial (2.28) et de la rotation (2.26) ou (2.27) de la bride deviennent :

$$u_f = \frac{B\gamma}{2E}P - \frac{B\gamma}{2tE}Q + \frac{t}{2}\theta_f \quad (3.4)$$

Selon la théorie des plaques minces :

$$\theta_f = \frac{\pi D_0 Y}{Et^3} M_f \quad (3.5)$$

Ou selon la théorie des anneaux :

$$\theta_f = \frac{6D_0}{Et^3 \ln(K)} M_f \quad (3.6)$$

Par le biais des équations de continuité à la jonction (2.31) et (2.32), le système est réduit à quatre équations (3.2), (3.3), (3.4) et (3.5) ou (3.6). Il permet de déterminer les quatre inconnus :  $Q$ ,  $M$ ,  $u_f$  et  $\theta_f$ . On déduit ainsi la rigidité de la bride en tenant compte de l'interaction entre les différents composants de l'assemblage et sans aucune simplification grâce à un développement matricielle simple sur l'environnement Matlab. Ce calcul assure davantage la précision de notre modèle analytique, et il permet de faire une étude comparative avec les analyses numériques.

Bouzid et al [14] exprime la rigidité de la bride due à la flexion  $K_{fM}$  et la rigidité due à la pression interne  $K_{fp}$  de la manière suivante :

- **Rigidité due à un moment de flexion :**

En écrivant le système d'équations avec un moment de flexion  $M_0$  et une pression  $P$  nulle, sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{2\beta^3 D_s} & \frac{-1}{2\beta^2 D_s} & -1 & 0 \\ \frac{-1}{2\beta^2 D_s} & \frac{1}{\beta D_s} & 0 & -1 \\ \frac{-B\gamma}{2tE} & 0 & -1 & \frac{t}{2} \\ \frac{-2\pi r_m Y}{Et^3} \frac{t}{2} & \frac{-2\pi r_m Y}{Et^3} & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q \\ M \\ u_s \\ \theta_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{-Y}{Et^3} \end{bmatrix} M_0$$

On déduit la valeur de la rotation de la bride pour un moment de flexion unitaire et, par la suite, on détermine la rigidité de la bride due à un moment de flexion  $M_0$ , soit :

$$K_{fM} = \frac{1}{\theta_f} = \frac{M_0}{\theta_{fM}} \quad (3.7)$$

- **Rigidité due à la pression :**

On applique seulement la pression interne sans le moment de flexion  $M_0$  et on écrit le système d'équation sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{2\beta^3 D_s} & \frac{-1}{2\beta^2 D_s} & -1 & 0 \\ \frac{-1}{2\beta^2 D_s} & \frac{1}{\beta D_s} & 0 & -1 \\ \frac{-B\gamma}{2tE} & 0 & -1 & \frac{t}{2} \\ \frac{-2\pi r_m Y}{Et^3} \frac{t}{2} & \frac{-2\pi r_m Y}{Et^3} & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q \\ M \\ u_s \\ \theta_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-B^2(2-v)}{8g_0 E} \\ 0 \\ \frac{-B\gamma}{2E} \\ 0 \end{bmatrix} P$$

On déduit la valeur de la rotation de la bride pour une pression interne unitaire, ce qui permet de déterminer la rigidité de la bride due à la pression  $P$ , soit :

$$K_{fP} = \frac{1}{\theta_f} = \frac{P}{\theta_{fP}} \quad (3.8)$$

### 3.1.2.2 Rigidité du joint

Le comportement du joint est généralement non linéaire comme la montre la figure 3.3. Cependant on constate qu'une fois le déchargement est entamé, la contrainte suit une courbe presque linéaire. En effet, le module d'élasticité en décompression  $E_G$  est déterminé à partir de la pente de cette courbe de décharge. L'allure de cette dernière dépend du niveau de la contrainte d'écrasement atteint pendant la phase de compression du joint. Sa pente est d'autant plus grande que le niveau de chargement est plus important. On constate alors que le joint est de plus en plus rigide avec l'augmentation de la charge initiale. Ce phénomène est connu sous le nom de l'effet de raideur. Le module de décompression peut s'écrire sous la forme de :

$$E_G = \frac{dS_G}{d\delta_G} (t_G - |\delta_{G\max}|) \quad (3.9)$$

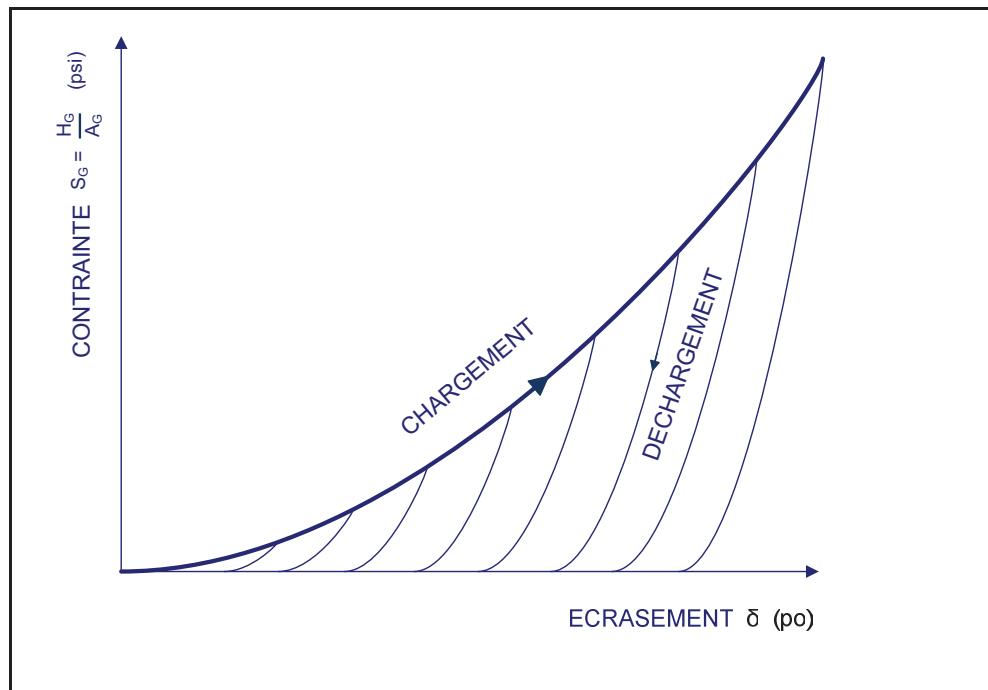


Figure 3.3 Courbe de compression d'un joint d'étanchéité.

On déduit par la suite la rigidité du joint :

$$K_G = \frac{E_G A_G}{t_G} \quad (3.10)$$

Avec

$$A_G = \frac{\pi(A^2 - B^2)}{4} - A_T \quad (3.11)$$

$t_G$  : épaisseur initiale du joint avant utilisation;

$\delta_{G_{max}}$  : écrasement initial du joint;

$A_T$  : surface totale des trous des boulons, soit :

$$A_T = n_B \frac{\pi}{4} (d_B + 0.125)^2 \quad (3.12)$$

$d_B$  : diamètre nominal du boulon, (en pouce).

### 3.1.2.3 Rigidité des boulons

La rigidité de l'ensemble des boulons est :

$$K_B = \frac{E_B A_B}{\ell_B} \quad (3.13)$$

Où  $A_B$  est la surface moyenne totale de l'ensemble des boulons :

$$A_B = n_B \frac{\pi}{4} (d_B - \frac{0.9743}{n_f})^2 \quad (3.14)$$

Et  $\ell_B$  est la longueur effective du boulon, calculée en fonction des épaisseurs des brides, de l'épaisseur du joint, ainsi que les longueurs de la tête du boulon et de l'écrou :

$$\ell_B = 2t + t_G + 0.5(1.125 d_B) \quad (3.15)$$

### 3.1.3 Analyse de flexibilité

Le pré-serrage de l'assemblage se produit suite à un déplacement initial de l'écrou  $\Delta_n$ . Il est égal à la somme des déplacements axiaux des différents éléments de l'assemblage à savoir l'écrasement du joint, l'allongement du boulon et le déplacement axial des deux brides suite à

leur rotation autour de leur ligne moyenne. Ce déplacement  $\Delta_n$  reste inchangé une fois la pression interne est appliquée selon Bouzid et al [14], tel que montré sur la figure 3.4. On obtient en effet :

$$\Delta_n = \sum_1^3 u_e^i = \sum_1^3 u_e^f = \text{constante} \quad (3.16)$$

$$u_B^i + u_G^i + 2u_f^i = u_B^f + u_G^f + 2u_f^f \quad (3.17)$$

Le déplacement axial de chaque élément s'exprime comme suit :

$$u_B^f = \frac{H_B^f}{K_B}; \quad u_G^f = \frac{H_G^f}{K_G}; \quad u_f = h_B(\theta_{fM} + \theta_{fp}).$$

d'où :

$$\frac{H_B^i}{K_B} + \frac{H_G^i}{K_G} + 2h_B\theta_{fM}^i = \frac{H_B^f}{K_B} + \frac{H_G^f}{K_G} + 2h_B(\theta_{fM}^f + \theta_{fp}^f) \quad (3.18)$$

Avant la mise en service, la réaction du joint sur la bride est égale à la charge de pré-serrage des boulons, soit :

$$H_B^i = H_G^i \quad (3.19)$$

En mode opératoire :

$$H_B^f = H_G^f + H_D \quad (3.20)$$

$$\text{et,} \quad H_D = P A_p = P \frac{\pi}{4} B^2 \quad (3.21)$$

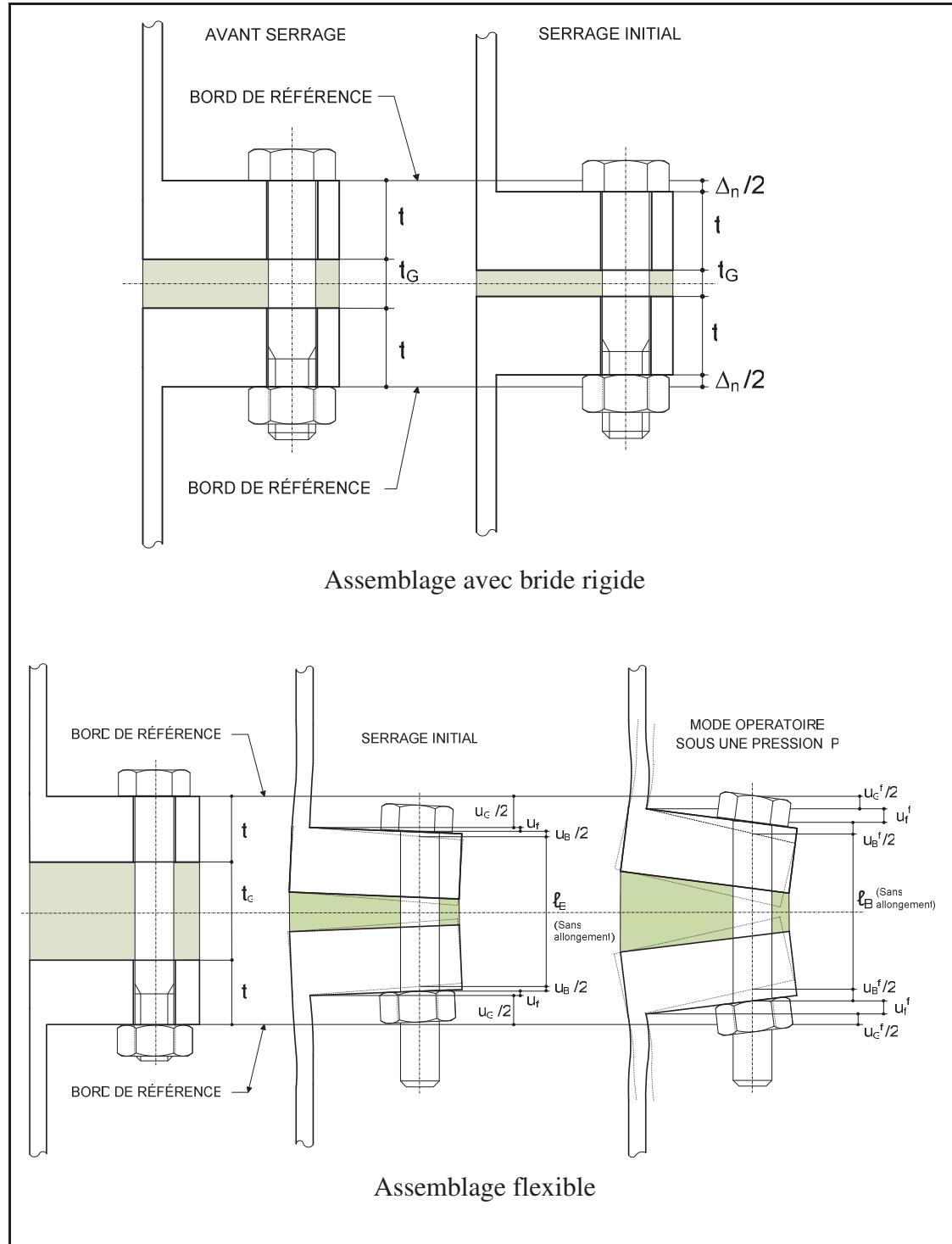
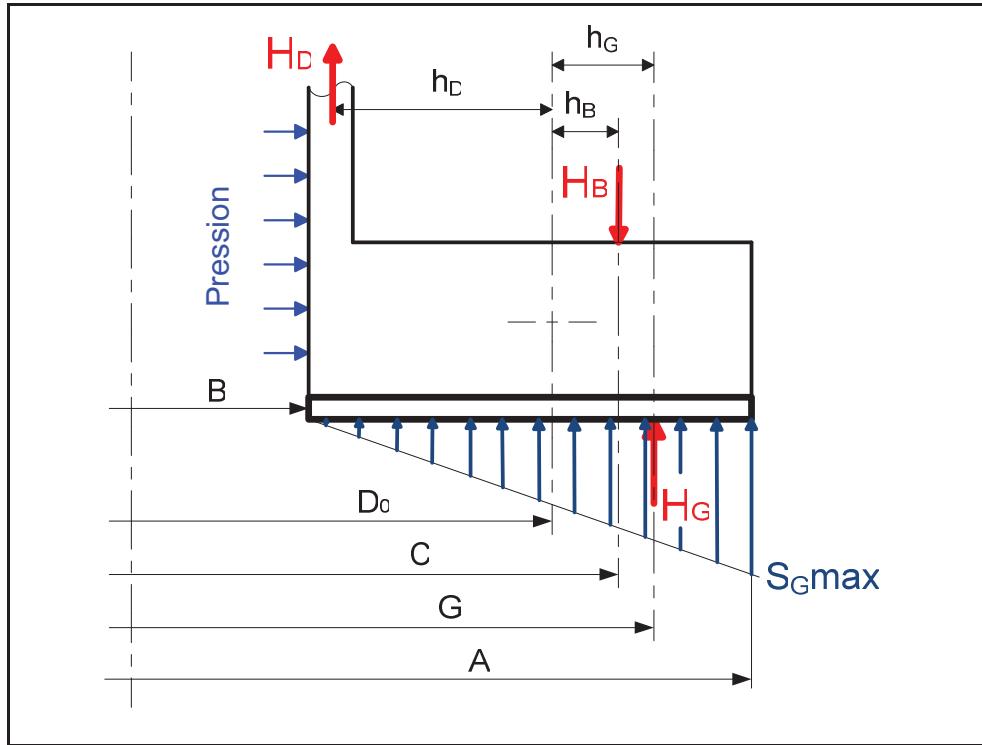


Figure 3.4 Déplacements axiaux des éléments d'un assemblage symétrique.



**Figure 3.5 Efforts sur une bride munie de joint pleine face.**

On déduit :

$$\frac{H_B^i}{K_B} + \frac{H_G^i}{K_G} + 2h_B \frac{M_0^i}{K_{fM}} = \frac{H_B^f}{K_B} + \frac{H_G^f}{K_G} + 2h_B \left( \frac{M_0}{K_{fM}} + \frac{P}{K_{fP}} \right) \quad (3.22)$$

Selon la Figure (3.5), les moments de flexion initial et final sur la bride sont égales à :

$$M_0^i = H_B^i h_B - H_B^i h_G^i \quad (3.23)$$

$$M_0^f = H_B^f h_B + H_D^f h_D - H_G^f h_G^f \quad (3.24)$$

Avec les bras de leviers :

$$h_G^i = \frac{(G^i - D_0)}{2}; \quad h_G^f = \frac{(G^f - D_0)}{2}; \quad h_B = \frac{(C - D_0)}{2}; \quad h_D = \frac{(D_0 - 2r_m)}{2}.$$

$G$  est le diamètre du cercle où s'applique la réaction du joint  $H_G$ . On constate que la valeur de ce diamètre varie avec la distribution de la contrainte sur le joint. Il dépend généralement de la géométrie de l'assemblage et, particulièrement, du comportement du joint face à la variation de la pression interne. Si on suppose que cette charge est due à une distribution

triangulaire durant un mode opératoire immuable de la contrainte du joint  $S_G$  (Figure 3.5), on exprime :

$$S_G(r) = \frac{2r-B}{A-B} S_{G\max} \quad (3.25)$$

D'où :

$$G^f = 2 \frac{\int_{B/2}^{A/2} 2\pi r^2 S_G(r) dr}{\int_{B/2}^{A/2} 2\pi r S_G(r) dr} \quad (3.26)$$

$$G^f = \frac{3A^2 + 2AB + B^2}{2(2A + B)} \quad (3.27)$$

Dans le cas de pré-serrage, la distribution peut être uniforme ou trapézoïdale dépendamment des caractéristiques géométriques de l'assemblage et de la position du cercle de perçage C par rapport à la ligne moyenne de la bride  $D_0$ . Si la distribution est supposée uniforme, on a :

$$G^i = D_0 = \frac{2(A^2 + AB + B^2)}{3(A + B)} \quad (3.28)$$

Pour une distribution trapézoïdale de la contrainte dont l'allure est une moyenne entre la distribution uniforme et la distribution triangulaire comme étant le cas pour les joints mous en téflon, on estime dans notre modèle analytique que la charge initiale sur le joint est positionnée à :

$$G^i = \frac{D_0 + G^f}{2} \quad (3.29)$$

Si la distribution trapézoïdale converge vers une distribution triangulaire comme étant le cas pour les joint dur en fibre, on suppose que :

$$G^i = \frac{D_0 + 2G^f}{3} \quad (3.30)$$

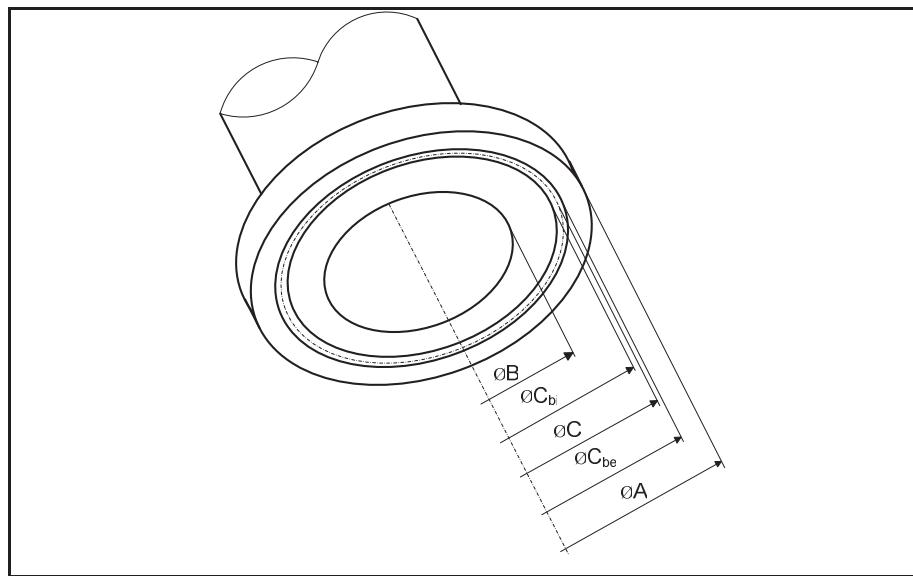
Si on tient compte de l'effet des trous des boulons, on modélise l'ensemble des trous par un anneau circulaire ayant une surface continue et égale à celle des boulons (Figure 3.6). Le diamètre  $G^f$  devient :

$$G_f = \frac{1}{2} \left[ \frac{3A^4 - 4A^3B + B^4 + 4B(C_{be} - C_{bi})(C_{bi}^2 + C_{bi}C_{be} + C_{be}^2) + 3(C_{bi} - C_{be})(C_{bi}^3 + C_{bi}^2C_{be} + C_{bi}C_{be}^2 + C_{be}^3)}{2A^3 - 3A^2B + B^3 + 3B(C_{be} + C_{bi})(C_{be} - C_{bi}) + 2(C_{bi} - C_{be})(C_{bi}^2 + C_{bi}C_{be} + C_{be}^2)} \right] \quad (3.31)$$

Avec :  $C_{bi} = C - \frac{A_T}{\pi C}$  et  $C_{be} = C + \frac{A_T}{\pi C}$  ;

$C_{bi}$  : diamètre intérieur de l'anneau équivalent.

$C_{be}$  : diamètre extérieur de l'anneau équivalent.



**Figure 3.6 Anneau équivalent aux trous des boulons.**

L'équation de compatibilité géométrique (3.22) devient alors :

$$\frac{H_B^i}{K_B} + \frac{H_G^i}{K_G} + 2h_B \frac{(H_B^i h_B - H_G^i h_G^i)}{K_{fM}} = \frac{H_G^f + H_D}{K_B} + \frac{H_G^f}{K_G} + 2h_B \left( \frac{H_B^f h_B + H_D h_D - H_G^f h_G^f}{K_{fM}} + \frac{P}{K_{fP}} \right) \quad (3.32)$$

On déduit la charge finale sur le joint en fonction de la force de pré-serrage et la pression interne :

$$H_G^f = \frac{H_B^i \left( \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_G} + 2h_B \frac{(h_B - h_G^i)}{K_{fM}} \right) - H_D \left( \frac{1}{K_B} + 2h_B \frac{(h_B + h_D)}{K_{fM}} \right) - 2h_B \left( \frac{P}{K_{fP}} \right)}{\frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_G} + 2h_B \left( \frac{h_B - h_G^f}{K_{fM}} \right)} \quad (3.33)$$

Dans le cas où les deux brides n'ont pas la même épaisseur, leur rigidité respective sera différente. On pose pour chaque bride la rigidité due à la flexion  $K_{fM}^1$  et  $K_{fM}^2$  et la rigidité due à la pression  $K_{fp}^1$  et  $K_{fp}^2$ . L'expression (3.32) devient en effet :

$$\frac{H_B^i}{K_B} + \frac{H_G^i}{K_G} + h_B (H_B^i h_B - H_G^i h_G^i) \left( \frac{1}{K_{fM}^1} + \frac{1}{K_{fM}^2} \right) = \frac{H_G^f + H_D}{K_B} + \frac{H_G^f}{K_G} + h_B (H_B^f h_B + H_D h_D - H_G^f h_G^f) \left( \frac{1}{K_{fp}^1} + \frac{1}{K_{fp}^2} \right) + h_B P \left( \frac{1}{K_{fp}^1} + \frac{1}{K_{fp}^2} \right) \quad (3.34)$$

et l'expression (3.33) devient :

$$H_G^f = \frac{H_B^i \left( \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_G} + 2 h_B (h_B - h_G^i) \left( \frac{1}{K_{fM}^1} + \frac{1}{K_{fM}^2} \right) \right)}{\frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_G} + h_B (h_B - h_G^f) \left( \frac{1}{K_{fM}^1} + \frac{1}{K_{fM}^2} \right)} - \frac{H_D \left( \frac{1}{K_B} + h_B (h_B + h_D) \left( \frac{1}{K_{fM}^1} + \frac{1}{K_{fM}^2} \right) \right) + h_B P \left( \frac{1}{K_{fp}^1} + \frac{1}{K_{fp}^2} \right)}{\frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_G} + h_B (h_B - h_G^f) \left( \frac{1}{K_{fM}^1} + \frac{1}{K_{fM}^2} \right)} \quad (3.35)$$

La charge finale sur les boulons est égale à la somme de la charge finale sur le joint et de la charge hydrostatique (effet de fond) selon les équations d'équilibre statique.

$$H_B^f = H_G^f + P \frac{\pi B^2}{4} \quad (3.36)$$

On mentionne que suite à l'application de la pression interne, la force sur les boulons pourrait augmenter ou diminuer dépendamment de la rigidité des éléments de l'assemblage boulonné.

### 3.2 Brides ayant un contact métal-métal au-delà du cercle des boulons

Dans le but de valider les hypothèses faites par Schneider sur les brides ayant un contact métal-métal au-delà du cercle des boulons, on propose dans un premier temps de remplacer le modèle de la poutre discontinue par une poutre continue et d'étudier en deuxième temps un modèle d'une plaque mince circulaire trouée au centre. Certes, les équations et les paramètres seront plus difficiles à gérer et à manipuler, mais grâce aux moyens de calcul assez performants en logiciels et machines, il est possible de résoudre les systèmes d'équations très complexes. Ainsi, cela permet de se rapprocher de la réalité et d'obtenir une modélisation analytique plus précise.

#### 3.2.1 Modèles analytiques proposés

##### 3.2.1.1 Modélisation de la bride en poutre continue

- **Principe :**

Soit l'expression du moment d'inertie en fonction de la largeur variable d'un élément d'une unité d'arc de la bride (Figure 3.7) :

$$EI(x) = E \frac{a(x)t^3}{12(1-v^2)} \quad (3.37)$$

Avec :

$$a(x) = \frac{(1-a_0)}{L}x + a_0 \quad (3.38)$$

$$a_0 = 1 + \frac{L}{r_m} ; \quad L = \ell + b$$

$$EI(x) = \frac{Et^3}{12(1-v^2)} \left[ \frac{(1-a_0)}{L}x + a_0 \right] \quad (3.39)$$

On pose les constantes suivantes

$$C_{t1} = \frac{Et^3}{12(1-v^2)} \left[ \frac{(1-a_0)}{L} \right] \quad \text{et,} \quad C_{t2} = \frac{Et^3}{12(1-v^2)} a_0 ;$$

Soit alors :  $EI(x) = C_{t1}x + C_{t2} \quad (3.40)$

Selon le diagramme corps libre de la poutre continue (Figure 3.7), le moment  $M(x)$  est une fonction discontinue et définie par morceaux, soient :

- si  $0 \leq x \leq b$

$$M(x) = \frac{\left( H_D \ell + M + \frac{Qt}{2} \right)}{b} x \quad (3.41)$$

On pose :

$$C_{t3} = \frac{\left( H_D \ell + M + \frac{Qt}{2} \right)}{b} \quad (3.42)$$

Soit

$$M(x) = C_{t3} x \quad (3.43)$$

- si  $b \leq x \leq L$

$$M(x) = -H_D x + \left( H_D (\ell + b) + M + \frac{Qt}{2} \right) \quad (3.44)$$

On pose :

$$C_{t4} = -H_D \quad (3.45)$$

$$C_{t5} = \left( H_D (\ell + b) + M + \frac{Qt}{2} \right) \quad (3.46)$$

Soit

$$M(x) = C_{t4} x + C_{t5} \quad (3.47)$$

- si  $0 \leq x \leq b_{MAX}$

$$M(x) = 0 \quad (3.48)$$

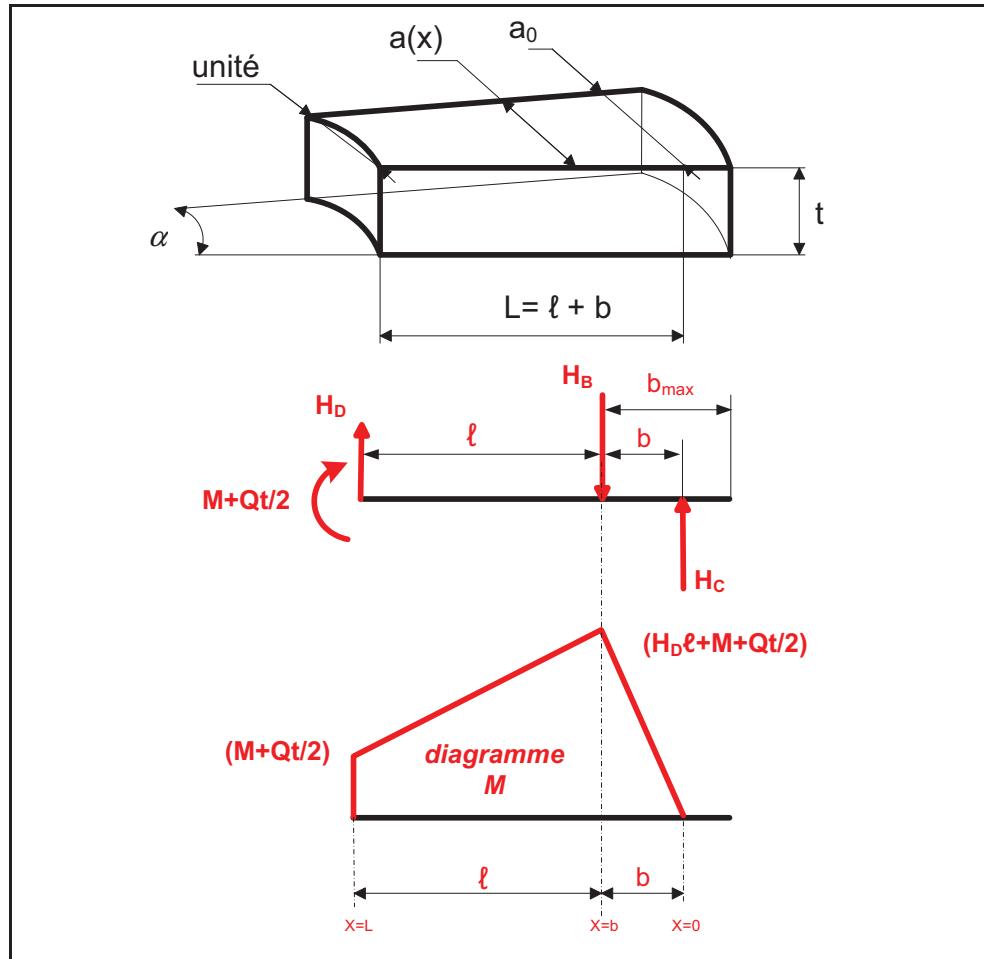


Figure 3.7 Diagramme corps libre de la poutre continue.

- **Rotation des brides :**

L'aire du diagramme du corps libre de la poutre continue, représente la valeur de la rotation de la bride au bord intérieur. Soit :

$$\theta_f = \int \frac{M}{EI(x)} dx + C_{t6} = \int_0^b \frac{M(x)}{EI(x)} dx + \int_b^L \frac{M(x)}{EI(x)} dx \quad (3.49)$$

Ainsi, le calcul de l'intégrale est défini par intervalles puisque la fonction est discontinue. On obtient :

$$\theta_{f_{-(x=L)}} = \int_0^b \frac{C_{t3}x}{C_{t1}x + C_{t2}} dx + \int_b^{b+\ell} \frac{C_{t4}x + C_{t5}}{C_{t1}x + C_{t2}} dx \quad (3.50)$$

et on déduit :

$$\begin{aligned}\theta_{f\_bord\_int} &= \frac{C_{t3}(C_{t1}b - C_{t2}\ln(C_{t1}b + C_{t2}) + C_{t2}\ln(C_{t2}))}{C_{t1}^2} \\ &+ \frac{C_{t4}LC_{t1} + \ln(C_{t1}L + C_{t2})(C_{t5}C_{t1} - C_{t2}C_{t4})}{C_{t1}^2} \\ &+ \frac{-C_{t4}bC_{t1} - \ln(C_{t1}b + C_{t2})(C_{t5}C_{t1} - C_{t3}C_{t4})}{C_{t1}^2}\end{aligned}\quad (3.51)$$

- **Séparation des brides :**

La double intégration de la fonction  $\frac{M(x)}{EI(x)}$  est la flèche de la poutre, soit

$$y_f = \int \int \frac{M(x)}{EI(x)} dx + C_{t6}x + C_{t7} \quad (3.52)$$

$$0 \leq x \leq b \quad y_{f\_boulons} = \int_0^b \theta_f dx = \int_0^b \left( \int \frac{C_{t3}x}{C_{t1}x + C_{t2}} dx + C_{t6} \right) dx \quad (3.53)$$

$$- \quad \text{si } x = 0, \text{ on a} \quad \theta_f = 0, \quad \text{on déduit : } C_{t6} = \frac{C_{t2}C_{t3}}{C_{t1}^2} \ln(C_{t2}) \quad (3.54)$$

$$- \quad \text{si } x = b, \text{ on a} \quad \theta_f = \theta_{f\_boulons} = \frac{C_{t3}}{C_{t1}} b - \frac{C_{t3}C_{t2}}{C_{t1}^2} \ln(C_{t1}b + C_{t2}) + C_{t6} \quad (3.55)$$

et, on déduit :

$$\begin{aligned}y_{f\_boulons} &= \frac{C_{t3}}{2C_{t1}^3} [b^2C_{t1}^2 - 2(C_{t1}C_{t2}b - C_{t2}^2)\ln(C_{t1}b + C_{t2})] \\ &+ \frac{C_{t3}}{2C_{t1}^3} [2C_{t1}C_{t2}b(1 + \ln(C_{t2})) + 2C_{t2}^2\ln(C_{t2})]\end{aligned}\quad (3.56)$$

L'équation de compatibilité géométrique au niveau du cercle des boulons (allongement du boulon dû au serrage initial et l'écartement des brides) permet de calculer la charge finale dans le boulon :

$$H_B^f = \frac{(2y_{f\_boulons} + \delta_i)K_B n_B}{\pi C} \quad (3.57)$$

En outre, les équations d'équilibre statique (somme des moments et somme des forces appliquées sont nulles) permettent d'avoir :

- la réaction de contact comme étant :

$$H_C = \left( H_B \frac{C}{A} - H_D \frac{2r_m}{A} \right) \quad (3.58)$$

- et son bras de levier par rapport à l'axe du boulon :

$$b = \frac{\left( H_D \ell + M + Q \frac{t}{2} \right)}{\left( H_B \frac{C}{2r_m} - H_D \right)} \quad (3.59)$$

On associe les équations (3.56), (3.57), (3.58) et (3.59) aux équations de compatibilité de déplacement et de rotation au niveau de la jonction de la bride et du cylindre (3.2), (3.3), (2.31), (2.32), (3.4) et (3.51). Ceci nous amène à déterminer le reste des inconnus qui sont la force et le moment de discontinuité  $Q$  et  $M$ . Par ailleurs, on est susceptible de déduire ainsi l'expression de la flèche de la bride et de déterminer l'écartement entre les deux brides à n'importe quel niveau entre le diamètre intérieur et le cercle des boulons. En particulier, on exprime l'écartement des deux bords intérieurs comme suit :

$$b \leq x \leq L \quad y_{f\_bord} = \int_b^{b+\ell} \left( \int \frac{C_{t4}x + C_{t5}}{C_{t1}x + C_{t2}} dx + C_{t8} \right) dx + y_{f\_boulons} \quad (3.60)$$

- si  $x = b$ , on a  $\theta_f = \theta_{f\_boulons}$ , on a :

$$Ct_8 = \theta_{f\_boulons} - \left[ \frac{C_{t4}}{C_{t1}} b + \left( \frac{C_{t5}}{C_{t1}} - \frac{C_{t2}C_{t4}}{C_{t1}^2} \right) \ln(C_{t1}b + C_{t2}) \right] \quad (3.61)$$

$$\begin{aligned} y_{f\_bord} &= y_{f\_boulons} + \frac{1}{2C_{t1}^3} \left[ 2(C_{t1}^2 C_{t5} L + C_{t1} C_{t2} C_{t5} - C_{t1} C_{t2} C_{t4} L) \ln(C_{t1} L + C_{t2}) - 2C_{t1} C_{t2} C_{t4} b \right] \\ &+ \frac{1}{2C_{t1}^3} \left[ 2C_{t1} C_{t2} C_{t4} L + 2C_{t1}^2 C_{t3} b L - (2C_{t1} C_{t2} C_{t3} L) \ln(C_{t1} b + C_{t2}) + (2C_{t1} C_{t2} C_{t3} L) \ln(C_{t2}) \right] \\ &+ \frac{1}{2C_{t1}^3} \left[ -C_{t1}^2 C_{t4} b L + (-2C_{t1}^2 C_{t5} L + 2C_{t1} C_{t2} C_{t4} L + 2C_{t1} C_{t2} C_{t3} b) \ln(C_{t1} b + C_{t2}) + 2C_{t1}^2 C_{t5} b \right] \\ &+ \frac{1}{2C_{t1}^3} \left[ C_{t1}^2 C_{t4} b^2 + C_{t1}^2 C_{t4} L^2 - 2C_{t1}^2 C_{t5} L - 2C_{t1}^2 C_{t3} b^2 - (2C_{t1} C_{t2} C_{t3} b) \ln(C_{t2}) \right] \\ &+ \frac{1}{2C_{t1}^3} \left[ -2C_{t2}^2 C_{t4} \ln(C_{t1} L + C_{t2}) + (-2C_{t1} C_{t2} C_{t5} + 2C_{t2}^2 C_{t4}) \ln(C_{t1} b + C_{t2}) \right] \end{aligned} \quad (3.62)$$

### 3.2.1.2 Modélisation de la bride en plaque trouée

- **Principe :**

R.Roark et W.Young [27] ont exprimé la déformation  $y_f(r)$  et la rotation  $\theta_f(r)$  d'une plaque mince circulaire trouée selon différentes dispositions de conditions aux limites. Et ce, dans le cas où la plaque est soumise à une charge axisymétrique  $w$  (Figure 3.8) ou un moment axisymétrique  $M_0$  (Figure 3.9) appliqués à un rayon  $r_0$  à partir du centre de la plaque.

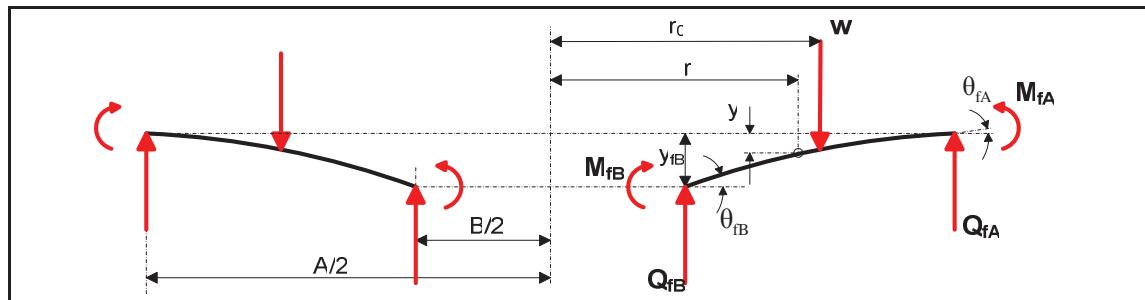


Figure 3.8 Plaque trouée soumise à une charge axisymétrique  $w$  au rayon  $r_0$ .

$$y_f(r) = y_{fb} + \theta_{fb} r F_1 + M_{fb} \frac{r^2}{D_f} F_2 + Q_{fb} \frac{r^3}{D_f} F_3 - w \frac{r^3}{D_f} G_3 \quad (3.63)$$

$$\theta_f(r) = \theta_{fb} F_4 + M_{fb} \frac{r}{D_f} F_5 + Q_{fb} \frac{r^2}{D_f} F_6 - w \frac{r^2}{D_f} G_6 \quad (3.64)$$

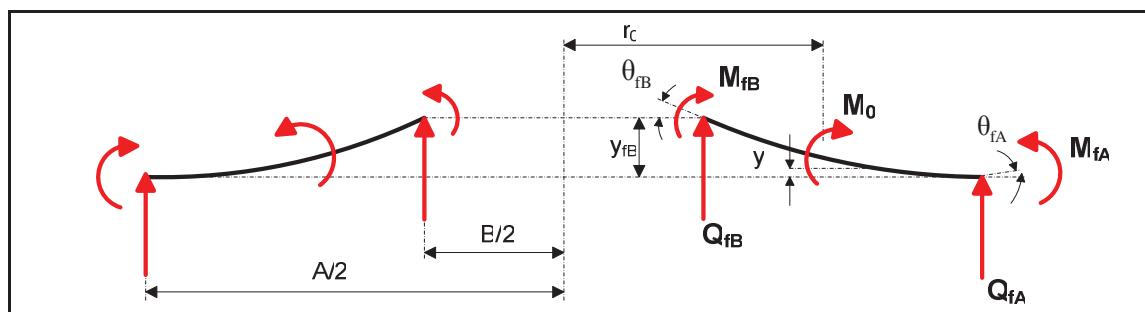


Figure 3.9 Plaque trouée soumise à un moment  $M_0$  axisymétrique au rayon  $r_0$ .

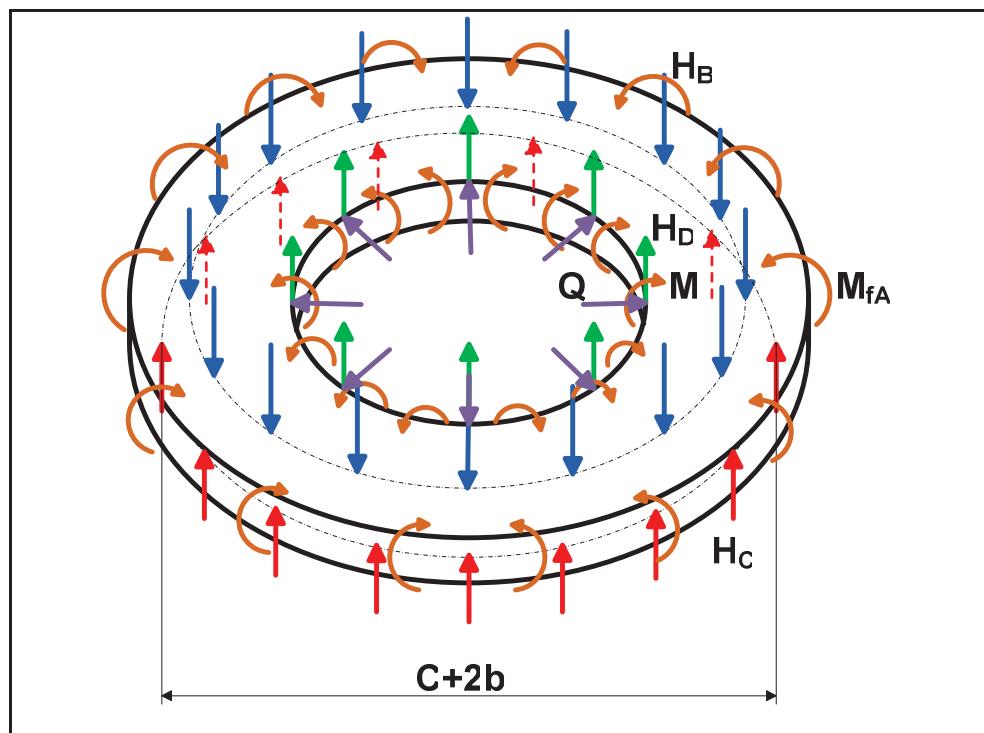
$$y_f(r) = y_{fb} + \theta_{fb} r F_1 + M_{fb} \frac{r^2}{D_f} F_2 + Q_{fb} \frac{r^3}{D_f} F_3 + M_0 \frac{r^2}{D_f} G_2 \quad (3.65)$$

$$\theta_f(r) = \theta_{fb} F_4 + M_{fb} \frac{r}{D_f} F_5 + Q_{fb} \frac{r^2}{D_f} F_6 + M_0 \frac{r}{D_f} G_5 \quad (3.66)$$

A partir de ces formules, on exprime la déflexion et la rotation de la plaque en fonction de chaque charge appliquée d'une manière indépendante. On applique par la suite le principe de la superposition à l'ensemble des ces charges afin de déterminer l'expression de l'écartement résultant entre les deux brides une fois la pression interne  $P$  est appliquée.

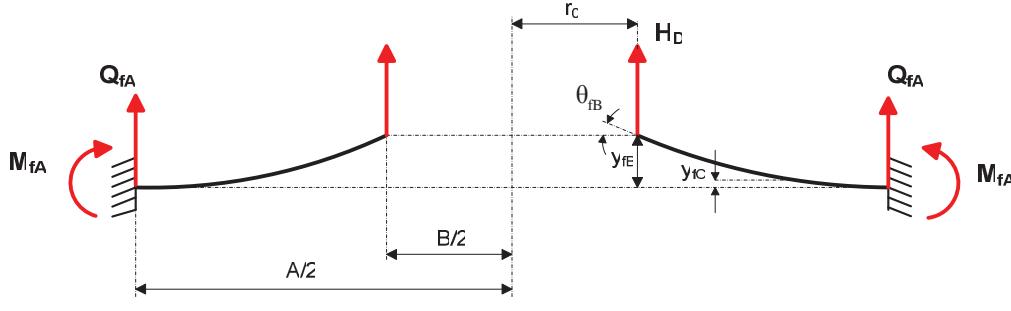
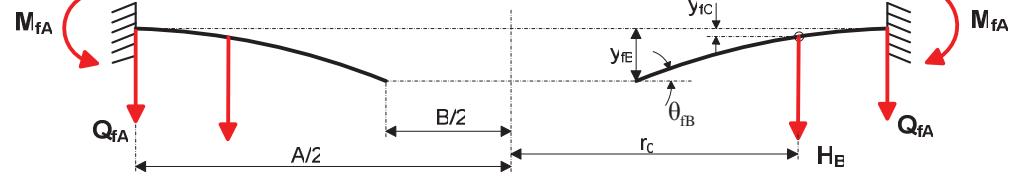
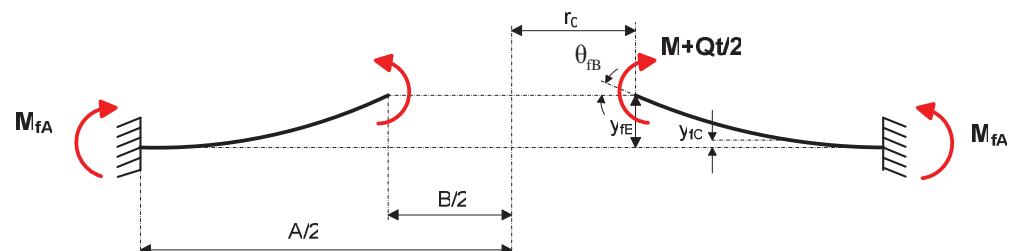
- **Séparation et rotation des brides :**

Dans un premier temps, les faces des deux brides restent en contact sous l'effet du serrage initial des boulons. Dans cette disposition, on modélise les conditions aux limites des brides par un encastrement défini par un moment  $M_{fA}$  et un effort tranchant  $H_C$  au niveau de la position de la force de contact. Soit  $A = C + 2b$ . (Figure 3.10) :



**Figure 3.10** Diagramme corps libre de la plaque trouée avec encastrement.

**Tableau 3.1 Superposition des charges appliquées sur une plaque mince circulaire avec encastrement.**



<p>(W = H<sub>D</sub> ou H<sub>B</sub>); (C<sub>i</sub> et L<sub>i</sub> selon [27]). Les valeurs aux bords sont :</p> $M_{fB} = 0, \quad Q_{fB} = 0; \quad y_{fA} = 0; \quad \theta_{fA} = 0; \quad y_{fB} = -\frac{w\left(\frac{A}{2}\right)^3}{D_f} \left( \frac{C_1 L_6}{C_4} - L_3 \right);$ $\theta_{fB} = \frac{w\left(\frac{A}{2}\right)^2}{D_f C_4} L_6; \quad M_{fA} = -w\left(\frac{A}{2}\right) \left( L_9 - \frac{C_7 L_6}{C_4} \right); \quad Q_{fA} = -w \frac{r_0}{\left(\frac{A}{2}\right)};$

<p>(M<sub>0</sub> = M + Q <math>\frac{t}{2}</math>); (C<sub>i</sub> et L<sub>i</sub> selon [27]). Les valeurs aux bords sont :</p> $M_{fB} = 0; \quad Q_{fB} = 0; \quad y_{fA} = 0; \quad \theta_{fA} = 0; \quad Q_{fA} = 0;$ $y_{fB} = \frac{M_0\left(\frac{A}{2}\right)^2}{D_f} \left( \frac{C_1 L_5}{C_4} - L_2 \right); \quad \theta_{fB} = \frac{-M_0\left(\frac{A}{2}\right)}{D_f C_4} L_5; \quad M_{fA} = M_0 \left( L_8 - \frac{C_7 L_5}{C_4} \right);$

Les valeurs au bord de la plaque telles que mentionnées dans le tableau 3.1 permettent de déterminer la flèche de la bride  $y_f(r)$  ainsi que la rotation  $\theta_f(r)$ . En particulier, on déduit l'écartement total des brides et leur rotation aux niveaux :

- du diamètre des boulons:

$$2y_{fc} = 2(y_{CH_D} + y_{CMQ} - y_{CH_B}) \quad (3.67)$$

$$\theta_{fc} = \theta_{CH_D} + \theta_{CMQ} - \theta_{CH_B} \quad (3.68)$$

- du diamètre intérieur de la bride:

$$2y_{fb} = 2(y_{BH_D} + y_{BMQ} - y_{BH_B}) \quad (3.69)$$

$$\theta_{fb} = \theta_{BH_D} + \theta_{BMQ} - \theta_{BH_B} \quad (3.70)$$

Le système composé des équations (3.2), (3.3), (2.31), (2.32), (3.4), (3.57), (3.58), (3.59) (3.67), et (3.70) nous permet de calculer les inconnus  $M$ ,  $Q$ ,  $H_B^f$ ,  $H_C^f$ ,  $b$ ,  $y_{f\_boulons}$ ,  $u_s$ ,  $\theta_s$ ,  $u_f$  et  $\theta_f$ .

Dans le cas où les brides ne sont pas identiques, leurs déplacements et rotations respectives sont différents. Les équations (3.67) et (3.70) deviennent ainsi en fonction de la rigidité respectives  $D_f^1$  et  $D_f^2$  de chaque bride. Aussi en fonction des efforts et des moments de discontinuités  $Q^1$ ,  $Q^2$ ,  $M^1$  et  $M^2$ , on déduit :

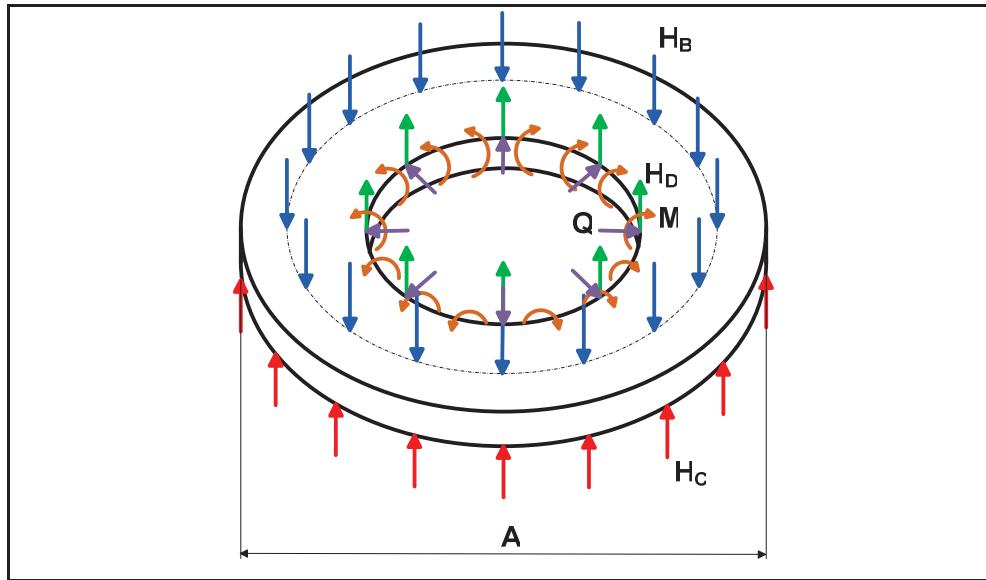
$$\delta_C = y_{fc}^1 + y_{fc}^2 = (y_{CH_D}^1 + y_{CMQ}^1 - y_{CH_B}^1) + (y_{CH_D}^2 + y_{CMQ}^2 - y_{CH_B}^2) \quad (3.71)$$

$$\theta_{fb}^1 = \theta_{BH_D}^1 + \theta_{BMQ}^1 - \theta_{BH_B}^1 \quad (3.72)$$

$$\theta_{fb}^2 = \theta_{BH_D}^2 + \theta_{BMQ}^2 - \theta_{BH_B}^2 \quad (3.73)$$

L'écartement des deux brides augmente progressivement avec la pression. À un certain moment, le contact entre les deux brides se réduit seulement à la ligne du diamètre extérieur de la bride. À cette situation les conditions aux limites du modèle étudié changent puisque la plaque se repose sur un appui simple (Figure 3.11). Selon cette disposition, le bras de levier de la force de contact est :  $b = \frac{A-B}{2}$ . Par contre, la rotation de la bride au niveau de l'appui n'est plus nulle. L'équation supplémentaire de cette rotation est donnée par Roarks [27]

(Tableau 3.2). Dans cette situation, on choisit comme indicateur de convergence du système d'itération la précision sur la charge finale  $H_B^f$ .



**Figure 3.11 Diagramme corps libre de la plaque trouée avec appui simple.**

On déduit finalement la séparation des deux brides au niveau du joint d'étanchéité entre le diamètre intérieur de la bride et le cercle intérieur tangent aux trous des boulons :

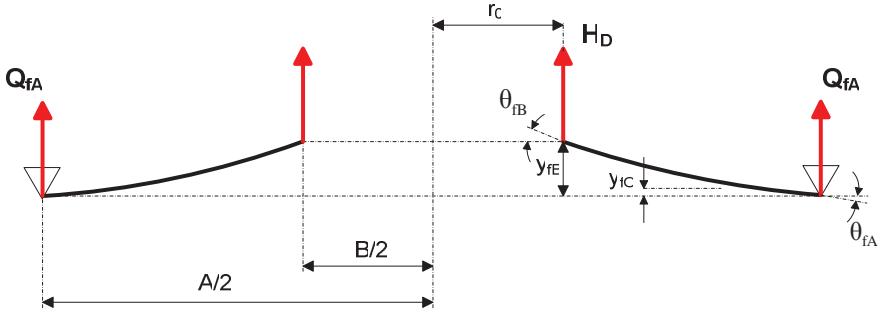
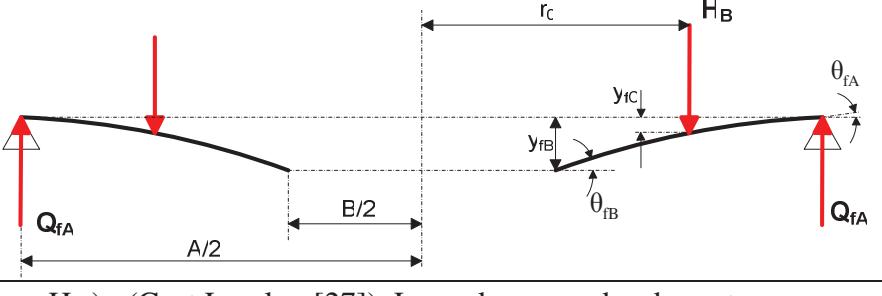
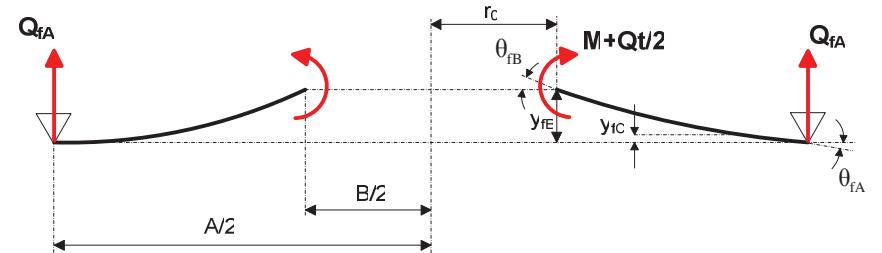
$$\delta_G = 2y_G = 2(y_{GH_D} + y_{GMQ} - y_{GH_B}) \quad (3.74)$$

Ainsi, si les deux brides ne sont pas identiques, (3.74) devient :

$$\delta_G = y_{fc}^1 + y_{fc}^2 = (y_{GH_D}^1 + y_{GMQ}^1 - y_{GH_B}^1) + (y_{GH_D}^2 + y_{GMQ}^2 - y_{GH_B}^2) \quad (3.75)$$

Ce résultat s'avère très important et utile. C'est un paramètre essentiel pour définir les caractéristiques du joint d'étanchéité torique adéquat qu'on peut utiliser pour les brides à contact métal-métal. En fait, à partir de l'écartement entre les brides et suivant la position du joint torique dans la bride, on déduit la contrainte qui reste sur le joint dans les conditions opératoires à travers les courbes caractéristiques décrivant la charge en fonction de l'écrasement du joint. Autrement dit, on sera en mesure de prévoir la valeur limite de la pression interne qu'on peut appliquer avant de constater les fuites de fluide à travers les trous des boulons.

**Tableau 3.2 Superposition des charges appliquées sur une plaque mince circulaire avec appui simple.**



<p>(<math>w = H_D</math> ou <math>H_B</math>); (<math>C_i</math> et <math>L_i</math> selon [27]). Les valeurs aux bords sont :</p> $M_{fB} = 0; Q_{fB} = 0; y_{fA} = 0; M_{fA} = 0; Q_{fA} = -w \left( \frac{r_0}{\frac{A}{2}} \right)$ $y_{fB} = -w \left( \frac{A}{2} \right)^3 \left( \frac{C_1 L_9}{C_7} - L_3 \right); \quad \theta_{fB} = \frac{w \left( \frac{A}{2} \right)^2}{D_f C_7} L_9; \quad \theta_{fA} = \frac{w \left( \frac{A}{2} \right)^2}{D_f} \left( \frac{C_4 L_9}{C_7} - L_6 \right);$

<p><math>(M_0 = M + Q \frac{t}{2})</math>; (<math>C_i</math> et <math>L_i</math> selon [27]). Les valeurs aux bords sont :</p> $M_{fB} = 0; Q_{fB} = 0; y_{fA} = 0; M_{fA} = 0; Q_{fA} = 0;$ $y_{fB} = \frac{M_0 \left( \frac{A}{2} \right)^2}{D_f} \left( \frac{C_1 L_8}{C_7} - L_2 \right); \quad \theta_{fB} = \frac{-M_0 \left( \frac{A}{2} \right)}{D_f C_7} L_8; \quad \theta_{fA} = \frac{-M_0 \left( \frac{A}{2} \right)}{D_f} \left( \frac{C_4 L_8}{C_7} - L_5 \right);$

## CHAPITRE 4

### MODÈLES NUMÉRIQUES PAR ÉLÉMENTS FINIS

#### 4.1 Introduction

La méthode des éléments finis est une technique qui permet d'étudier les réponses des structures face aux facteurs environnementaux tels que la force, la chaleur et la vibration. Le développement de cette technique commence par la création d'un modèle géométrique regroupant les composants de l'assemblage. Chaque composant est découpé par la suite, en éléments de petites formes triangulaires, quadratiques, tétraédriques ou cubiques qui sont connectés entre eux à des nœuds spécifiques. L'ensemble des éléments constitue le maillage. Suivant cette manière, la relation entre les contraintes et les déformations est plus facile à déterminer. On introduit ensuite les propriétés du matériau des différents composants et on définit les conditions aux frontières de l'assemblage. L'analyse est ainsi prête pour élaboration. Elle nous amène à déduire les contraintes et les déformations dans chaque nœud du maillage et à valider le modèle analytique proposé.

#### 4.2 Brides munies de joint pleine face

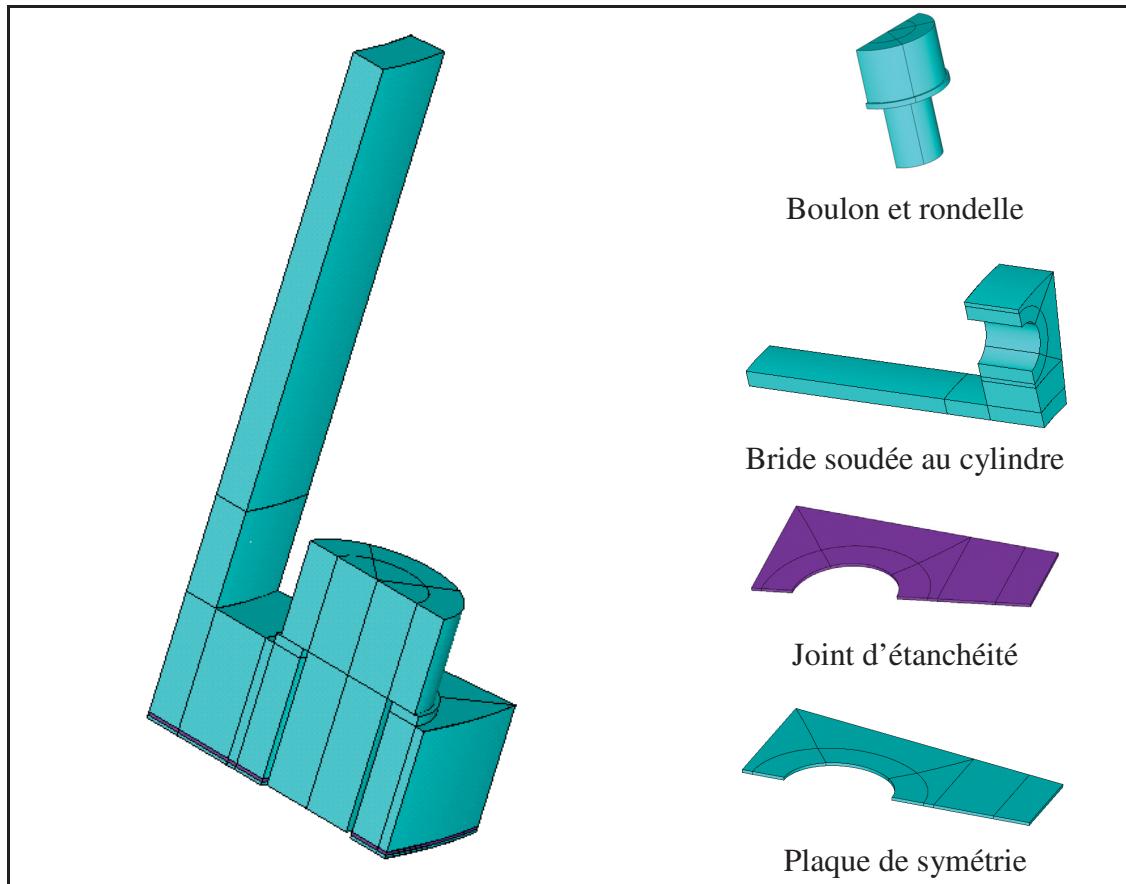
##### 4.2.1 Modélisation géométrique

Le modèle est constitué de deux brides identiques soudées à l'enveloppe cylindrique, un joint d'étanchéité étalé sur la surface totale de la bride et un nombre  $n_b$  de boulons avec écrous et rondelles. Les longueurs des deux portions de l'enveloppe cylindrique sont supposées semi infinies si elles dépassent une longueur  $L$ . Selon la théorie des poutres sur fondation élastique, cette longueur  $L$  est définie comme suit :

$$L = 4,9 \sqrt{\frac{B}{2} g_0} \quad (4.1)$$

En outre, la géométrie du modèle est symétrique. Elle possède deux plans de symétrie. Le premier plan permet d'étudier une seule bride incluant la moitié de l'épaisseur du joint. La

deuxième bride et la deuxième moitié du joint sont remplacées par une plaque rigide qui arrête le déplacement axial du modèle découpé au niveau du plan de symétrie. Le second plan permet d'avoir un secteur symétrique des deux cotés. Cette portion est limitée par le plan du demi-boulon et le plan axial passant par la moitié de l'espace entre deux boulons successifs. L'angle du secteur est alors fonction du nombre  $n_B$  des boulons et elle est égale à  $\frac{360^\circ}{2n_B}$ . L'application de la symétrie permet de réduire significativement le temps de compilation vu que le nombre de nœuds est réduit ainsi que la taille de la matrice de rigidité globale est réduite (Figure 4.1).



**Figure 4.1** Découpage du modèle de l'assemblage des brides boulonnées munies de joint pleine face.

On note qu'un modèle 2D n'est pas approprié pour l'étude des assemblages à brides boulonnées, étant donné que l'effet des trous des boulons influe d'une façon remarquable sur

la distribution des contraintes. Ainsi que la variation de la contrainte entre deux boulons ne peut être simulée qu'avec un modèle 3D.

#### 4.2.2 Définition des matériaux

Les propriétés des matériaux de la bride, des boulons et des rondelles sont spécifiées comme suit (Tableau 4.1). Elles sont extraites de la référence Blach [11] :

**Tableau 4.1 Propriétés des matériaux.**

Constantes	E (psi)	$\nu$	S <sub>y</sub> (psi)
Brides et cylindres	$29 \cdot 10^6$	0,3	$70 \cdot 10^3$
Boulons	$29 \cdot 10^6$	0,3	$90 \cdot 10^3$
Rondelles	$29 \cdot 10^6$	0,3	$90 \cdot 10^3$
Plaque de symétrie	$40 \cdot 10^9$	0,3	$70 \cdot 10^3$

#### 4.2.3 Configuration du maillage et choix des éléments

On utilise trois classes d'éléments :

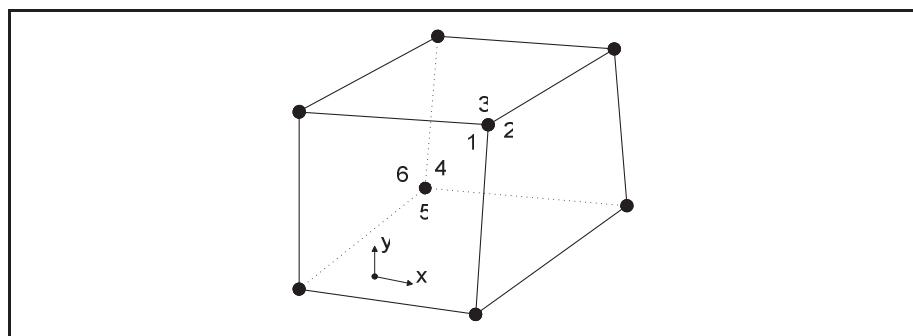
- éléments solides pour modéliser la bride, le boulon, la rondelle et la plaque de symétrie;
- élément contact pour modéliser le contact entre les différentes surfaces;
- élément joint pour modéliser le comportement non linéaire du joint d'étanchéité;

Le logiciel ANSYS permet de modéliser le joint d'étanchéité à l'aide d'un module particulier appelé 'GASKET'. Ce type d'élément permet de simuler le comportement non linéaire du joint en introduisant ses courbes caractéristiques de chargement et de déchargement. L'allure des courbes décrit en effet le niveau d'écrasement du joint d'étanchéité suite à la variation de la contrainte appliquée et vice-versa. Ces courbes sont déterminées à partir des essais de compression au laboratoire.

Le joint est modélisé par l'élément INTER195. Ce dernier comporte trois degrés de liberté de déplacement suivant les axes x, y et z. La bride, la rondelle, le boulon et la plaque de

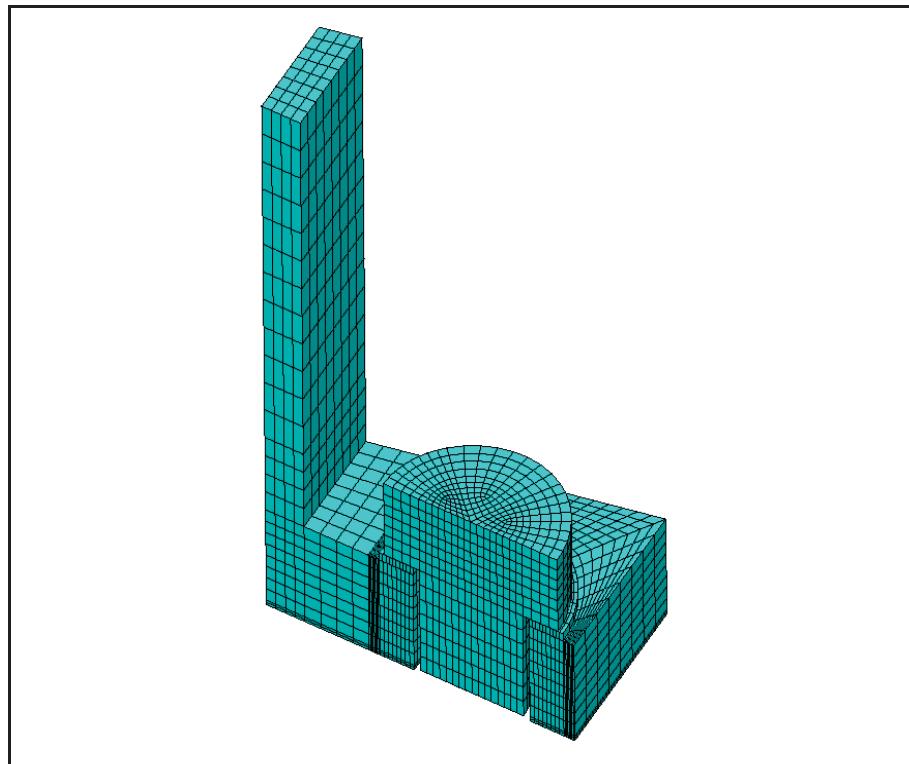
symétrie sont modélisés par l'élément structural SOLID45. Cet élément est défini par huit nœuds ayant chacun trois degrés de liberté en déplacement suivant x, y et z. Ce dernier est choisi pour établir une esquisse de calcul numérique vue qu'il comporte un nombre minimal de nœuds en assurant une solution raisonnable.

Une fois la convergence du modèle est réalisée, l'élément SOLID45 peut être remplacé par l'élément SOLID95 étant défini par vingt nœuds, avec 3 degrés de liberté par nœud, dans le but d'affiner les résultats et d'augmenter la précision. Cependant dans le cas de notre modèle, les résultats obtenus avec les deux types d'éléments, s'avèrent presque identiques. Par contre, le temps d'exécution que nécessite l'élément SOLID95 est plus important par rapport à celui que prend l'élément SOLID45 à cause de la différence notable du nombre des nœuds, outre la performance du processeur requise pour l'élément SOLID95. On a adopté, en conséquence, l'élément structural quadratique SOLID45 pour l'ensemble des modèles à élaborer (Figure 4.2).



**Figure 4.2** Élément structural parallélépipède SOLID45.

On a opté pour un raffinement du maillage dans des zones spécifiques (Figure 4.3, Tableau 4.2). Il s'agit d'augmenter la densité des nœuds dans les surfaces où on soupçonne l'existence de concentration des contraintes. Les régions des concentrations de contraintes sont identifiées suite à une étude préliminaire du modèle de base comme les surfaces de contact et les zones de changement brusque de section. D'autre part, la densité des nœuds est réduite dans les zones où les contraintes sont perçues uniformes afin de minimiser le temps d'exécution de calcul et à cause aussi des restrictions sur la version académique du logiciel Ansys qui limite le nombre maximal d'éléments.

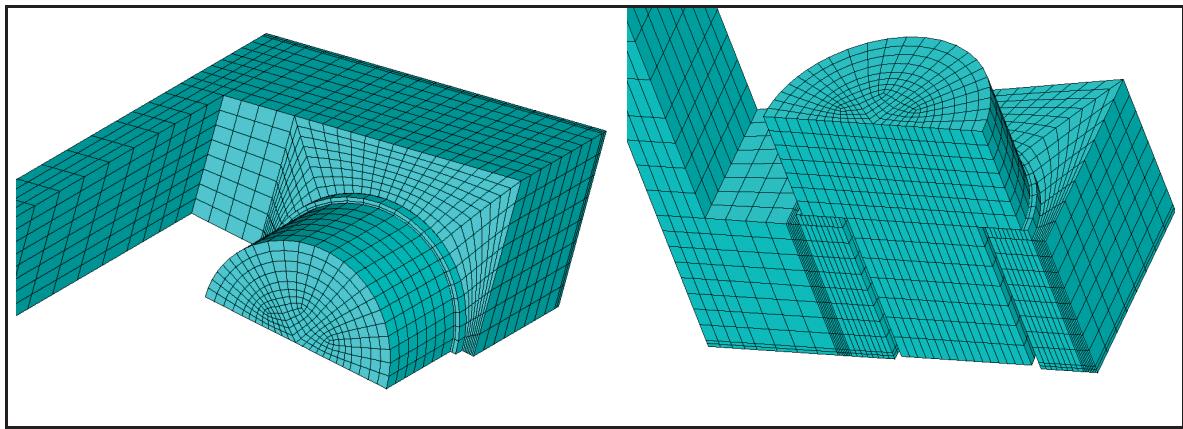


**Figure 4.3** Maillage de l'assemblage à brides boulonnées munies de joint pleine face.

**Tableau 4.2** Maillage des éléments.

A 3D finite element model of a bolted joint component, showing a vertical plate with a horizontal slot and a horizontal plate with a vertical slot, designed to be joined together.	A 3D finite element model of a gasket, which is a semi-circular ring designed to be placed between two mating surfaces to provide a seal.	A 3D finite element model of a bolt, showing its threaded shank and a flat head.
Bride	Rondelle	Boulon
A 3D finite element model of a symmetry plane, represented as a semi-circular wedge.	Joint d'étanchéité	
Plaque de symétrie	Joint d'étanchéité	

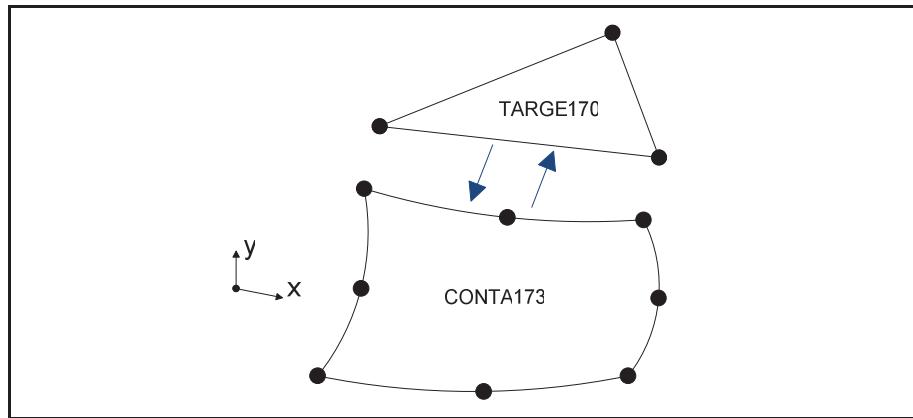
En outre, pour obtenir la convergence de la solution numérique, on doit assurer au mieux la continuité du maillage entre deux éléments en contact de manière que les nœuds à la frontière des composants soient coïncidents (Figure 4.4).



**Figure 4.4 Continuité du maillage entre les composants.**

#### 4.2.4 Interaction mécanique entre les éléments

Les interfaces sont simulées avec l'élément **CONTAC173** combiné avec l'élément cible **TARGE170**. Les deux éléments sont appliqués entre la face haute de la bride et la face basse de la rondelle et entre la face d'appui du boulon et la face haute de la rondelle. L'élément **CONTAC173** est associé à l'élément **TARGE170** par l'intermédiaire d'un ensemble de paramètres incluant le coefficient du frottement et le type des matériaux en contact (Figure 4.5). On distingue les contacts rigide-flexible et les contacts flexible-flexible. Le contact rigide-flexible est utilisé si l'une des pièces est moins rigide que l'autre, sinon on applique le type flexible-flexible. Avec ce module, on peut aussi envisager un jeu entre les surfaces ou une légère pénétration dans la matière.

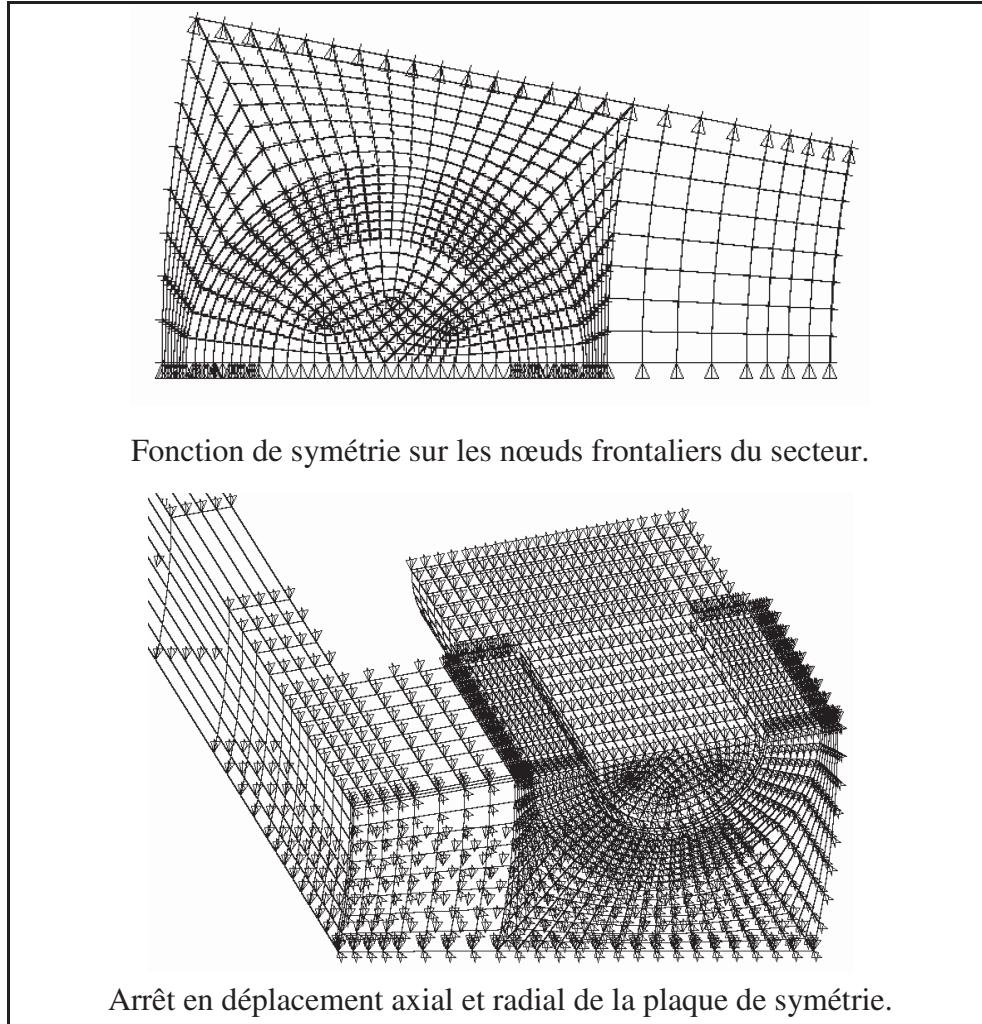


**Figure 4.5** Élément contact **CONTA173** et élément cible **TARGE170**.

Dans notre cas, la rigidité des éléments est presque identique pour l'ensemble des composants brides, boulons et rondelles. On applique alors le type de contact flexible-flexible. Le coefficient de frottement utilisé est celui du contact métal-métal, soit 0.6. Cependant les forces normales à la surface de contact étant largement plus importantes que les forces de cisaillement, le coefficient de frottement ne doit pas imputer les résultats.

#### 4.2.5 Conditions aux frontières

Les conditions aux frontières sont indispensables dans une simulation par éléments finis afin d'éviter les déplacements de corps rigides. Elles sont appliquées sur les plans de symétries. En effet, la modélisation de la symétrie axiale de l'assemblage est réalisée en substituant la deuxième bride et la moitié du joint élastique par une plaque extrêmement rigide dont on procéde à l'arrêt axial des nœuds de sa face en contact avec l'élément GASKET. Ce dernier requiert deux surfaces bien définies qui seront celle de la face plate de la bride et de la plaque rigide. La symétrie radiale de la portion sectorielle est assurée par l'application de la fonction symétrie à l'ensemble des nœuds frontaliers du secteur (Figure 4.6).



**Figure 4.6    Fonction de symétrie et fonction d'arrêt en déplacement des nœuds.**

D'autre part, les charges appliquées sont transmises à chaque composante par l'intermédiaire de la fonction contact appliquée entre les interfaces adjacentes. Ceci évite le recours au couplage des nœuds entre les composants et favorise une modélisation plus réaliste du système. Ainsi, la bride est positionnée d'une manière flottante entre le joint élastique et la face inférieure de la rondelle. Ceci lui tolère la rotation autour de son centroïde et lui permet un déplacement axial et radial libre. Le modèle est analysé en deux temps. Dans un premier temps, on applique uniquement un pré-serrage des boulons. Ensuite, on applique une pression du fluide sur les parois internes de l'ensemble enveloppe cylindrique et bride. Ainsi la force hydrostatique, équivalente à l'effet de fond, est appliquée sur la section du cylindre.

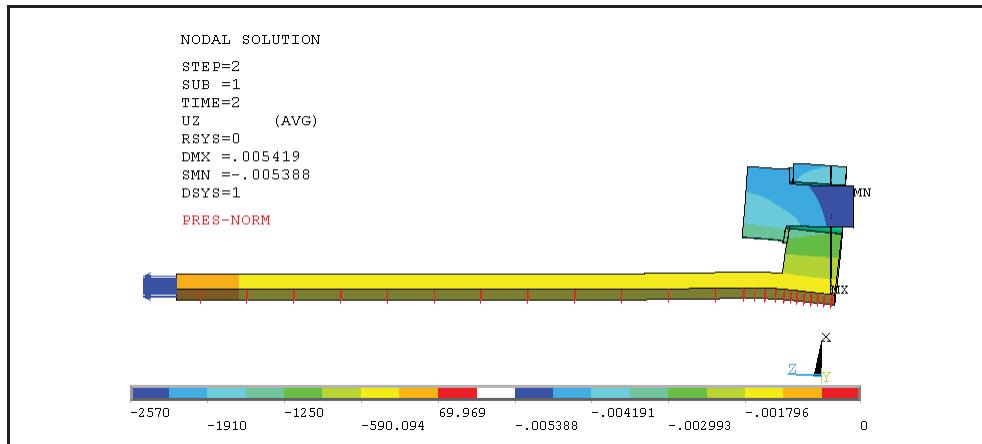
#### 4.2.5.1 Pré-serrage des boulons

Le pré-serrage est effectué en imposant un déplacement axial sur les nœuds du boulon, appartenant au plan de symétrie. Ce déplacement est déduit suite à une étude préliminaire de l'assemblage dont les boulons sont soumis à une contrainte de serrage initial. La valeur de cette contrainte est calculée selon le code ASME dont la méthodologie est présentée dans le chapitre 1.

#### 4.2.5.2 Pression interne et pression hydrostatique

La pression interne est appliquée uniformément sur les faces des éléments qui représentent les parois internes du cylindre et de la bride. Le choix de la valeur de cette pression est spécifique pour chaque grandeur d'assemblage. Elle est déterminée selon les paramètres d'utilisation industrielle. La valeur de la pression hydrostatique équivalente  $P_{ax}$ , est déduite à partir de la pression interne (Figure 4.7), elle est donnée par l'expression :

$$P_{ax} = \frac{\pi \left(\frac{B}{2}\right)^2 P}{\pi \left[\left(\frac{B}{2} + t_s\right)^2 - \left(\frac{B}{2}\right)^2\right]} = \frac{B^2 P}{(B + 2t_s)^2 - B^2} \quad (4.2)$$



**Figure 4.7 Application de la pression interne et la pression hydrostatique.**

#### 4.2.6 Modèles étudiés

Deux grandeurs typiques de brides seront analysées. Le premier assemblage est défini par une bride B10 ayant un diamètre intérieur égal à 10 po. et le deuxième assemblage est défini par une bride B24 ayant un diamètre intérieur égale à 24 po. Ce choix couvre une gamme de brides la plus utilisée dans l'industrie pour une plage moyenne et large d'assemblage. Par ailleurs, les paramètres géométriques de l'assemblage qui influent considérablement sur la pression de contact en plus du diamètre intérieur B, sont le diamètre extérieur de la bride A, le diamètre du cercle de perçage C, l'épaisseur de la bride t, l'épaisseur de l'enveloppe cylindrique  $g_0$ , le diamètre des boulons  $d_B$ , l'espacement entre deux boulons ou le nombre des boulons  $n_B$  et l'épaisseur du joint d'étanchéité  $t_G$ . Le choix des valeurs de ces paramètres est établi sur la base des travaux de Blach et du code ASME afin de pouvoir faire une comparaison fiable entre les différentes théories appliquées (Tableau 4.3) :

**Tableau 4.3 Géométries de l'assemblage.**

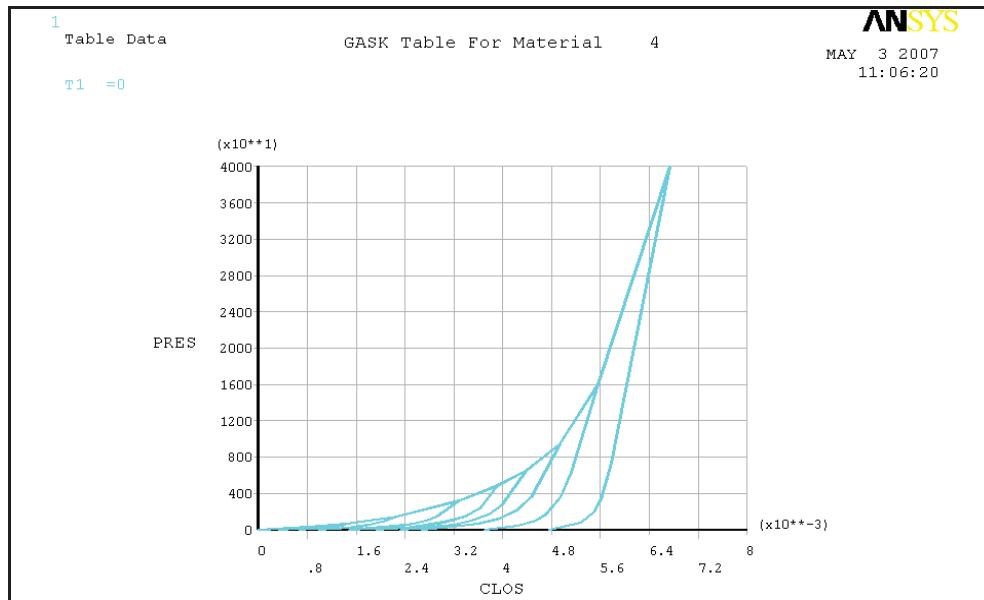
BRIDE	B	A	C	t	$g_0$	$d_B$	$n_B$	$t_G$
B10	10	16	14	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	1 $\frac{1}{8}$	16	1/16
B24	24	32	29.5	2	7/8	1 $\frac{1}{4}$	24	1/16

Chaque grandeur d'assemblage est caractérisée par une charge initiale d'assise des boulons et une pression interne d'opération (Tableau 4.4).

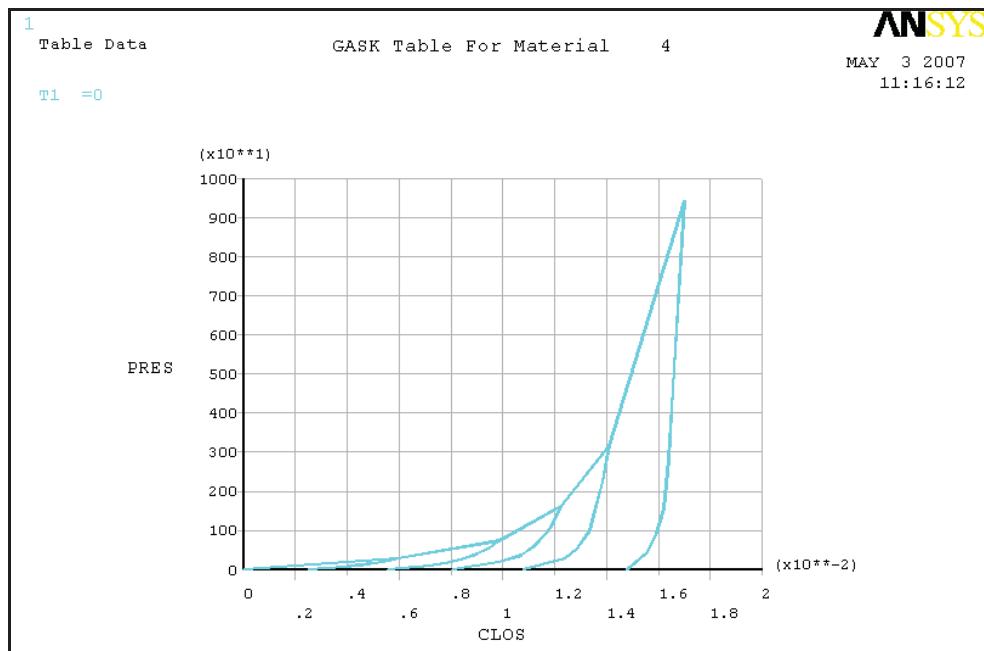
**Tableau 4.4 Contraintes initiales appliquées sur les boulons**

BRIDES	Pré-serrage (psi)	Pression interne (psi)
B10	24 715	400
B24	23 092	200

En plus des deux grandeurs de bride étudiée, l'analyse sera faite avec deux matériaux différents du joint : un joint à fibres comprimées et un joint en téflon plus mou. Les courbes de chargement et de déchargement des deux matériaux sont introduites dans le programme ANSYS sous le module spécifique 'GASKET' comme le montre la figure suivante :

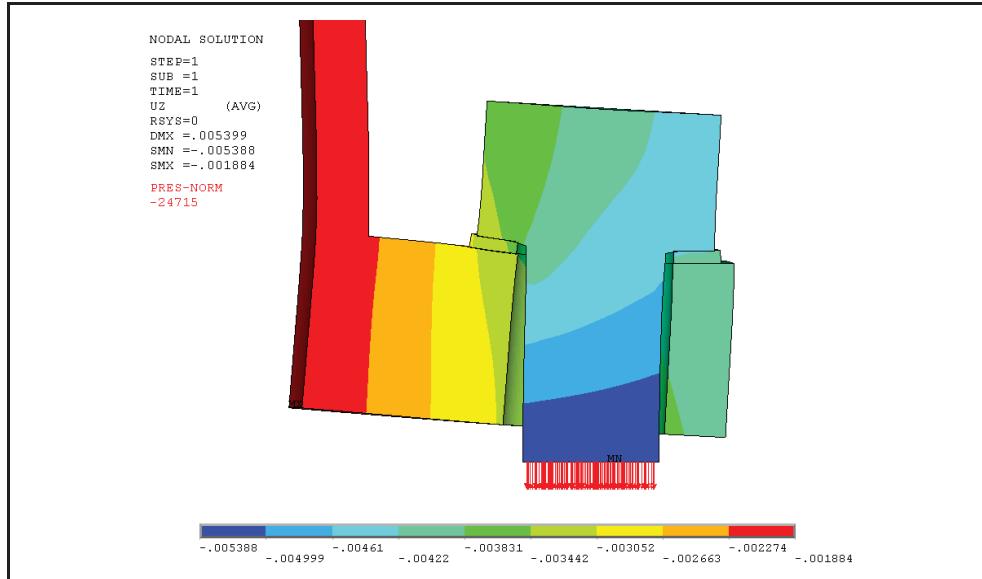


**Figure 4.8 Caractéristiques de chargement et de déchargement du joint en fibre.**

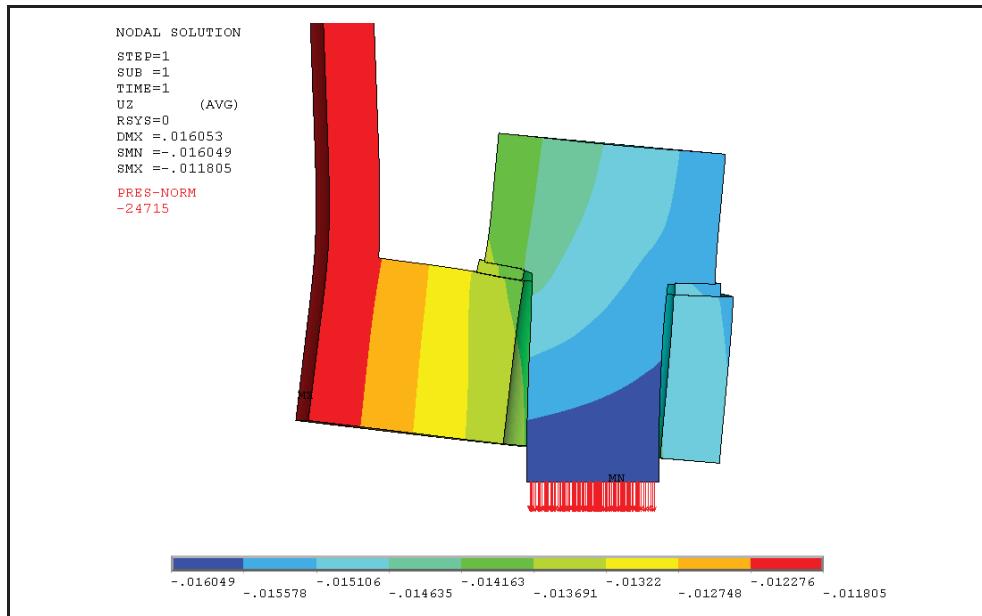


**Figure 4.9 Caractéristiques de chargement et de déchargement du joint en téflon.**

On applique la même valeur du pré-serrage pour les deux types de joint (mou et rigide) afin de pouvoir comparer les comportements des deux assemblages (déplacement axial) et de valider la modélisation d'une manière universelle (Figures 4.10 et 4.11).



**Figure 4.10** Déplacement axial lors du pré-serrage d'un assemblage avec joint en fibre.



**Figure 4.11** Déplacement axial lors du pré-serrage d'un assemblage avec joint en téflon.

Cette étude préliminaire consiste à déduire le déplacement axial des nœuds des extrémités des boulons dont la valeur est équivalente au déplacement axial dû uniquement à la contrainte initiale de serrage. Pendant la phase opératoire, ce déplacement axial est imposé sur les nœuds du boulon, situés sur le plan de symétrie et remplace l'application de la précontrainte. Cette procédure assure une cohérence de chargement lors de l'exécution du programme ANSYS et permet d'appliquer un allongement uniforme du boulon.

#### **4.2.7 Interprétations des résultats numériques**

##### **4.2.7.1 Vérification du modèle**

Pendant la phase de pré-serrage, la seule charge appliquée sur l'assemblage est celle exercée par les boulons. Cette dernière provoque le déplacement axial des brides et l'écrasement du joint. En effet, la contrainte moyenne induite sur le joint doit être égale à la force de serrage des boulons divisé par la surface de contact du joint. Un calcul statique permet de vérifier si l'équilibre axial est respecté par le modèle numérique. Il s'agit de comparer la force initiale sur les boulons avec la somme des réactions dans chaque nœud de la face de contact de la plaque avec le joint. Ainsi on peut valider si notre modèle 3D réunissant le choix des éléments, la configuration du maillage, les conditions aux frontières et de symétrie et les fonctions de contact entre la bride, la rondelle et le boulon sont bien définies.

Comme exemple de vérification, on présente celui de la Bride B10 avec joint en fibre. La contrainte appliquée sur le boulon est de 24715 psi, soit une charge de 9768 lb. Par ailleurs, la somme des réactions repérées dans les nœuds de la plaque de symétrie sur laquelle repose le joint, est égale à  $F = 9736$  lb. La différence entre ces deux forces est de l'ordre de 0,32 %. Cette différence est considérée négligeable et on peut estimer que le modèle des éléments finis est correctement bâti d'une manière préliminaire.

#### 4.2.7.2 Présentations et interprétations des résultats numériques

L'étude du comportement de la bride et la conception de l'assemblage par le biais des analyses des déformations et des contraintes pour vérifier l'intégrité des brides, ne fait pas parti de notre étude. Par contre, elles peuvent constituer un complément postérieur de ce travail pour examiner l'ensemble des constituants de l'assemblage. Notre analyse est focalisée sur le comportement du joint d'étanchéité vis-à-vis du serrage initial et de la pression interne. Il s'agit principalement d'étudier la distribution des contraintes sur le joint et sa déformation par le biais du module 'GASKET' se trouvant dans la section «illustration des résultats des noeuds dans ANSYS».

On présente ultérieurement l'ensemble des résultats numériques tels que présentés par ANSYS suivant des codes de couleurs concernant la variation de l'écrasement du joint (Figures 4.12, 4.13, 4.16, 4.17) et de la distribution de la contrainte axiale (Figures 4.14, 4.15, 4.18, 4.19) dans les deux phases initiales et opératoires pour les deux types des joints en fibre et en téflon relativement au secteur de la bride B10. Depuis on superpose les courbes de contrainte par rapport à la largeur du joint sur un seul diagramme afin d'observer l'état d'évolution de la distribution de la contrainte une fois la pression interne est appliquée et ceci au niveau de l'axe des trous des boulons (traits continus) et entre deux boulons (traits interrompus). On répète la même pratique concernant la déformation du joint pour les deux grandeurs des brides B10 et B24. Cette manipulation nous amène à déduire la rotation de la bride par un simple calcul de pente de la courbe de déplacement axial.

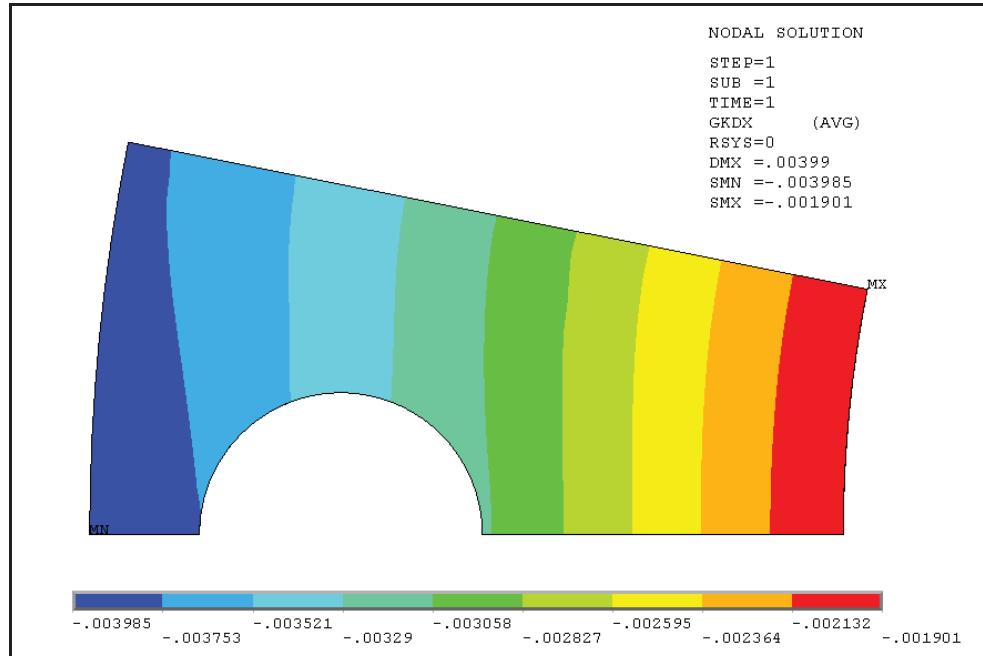


Figure 4.12 Déplacement du joint en fibre, mode pré-serrage (po).

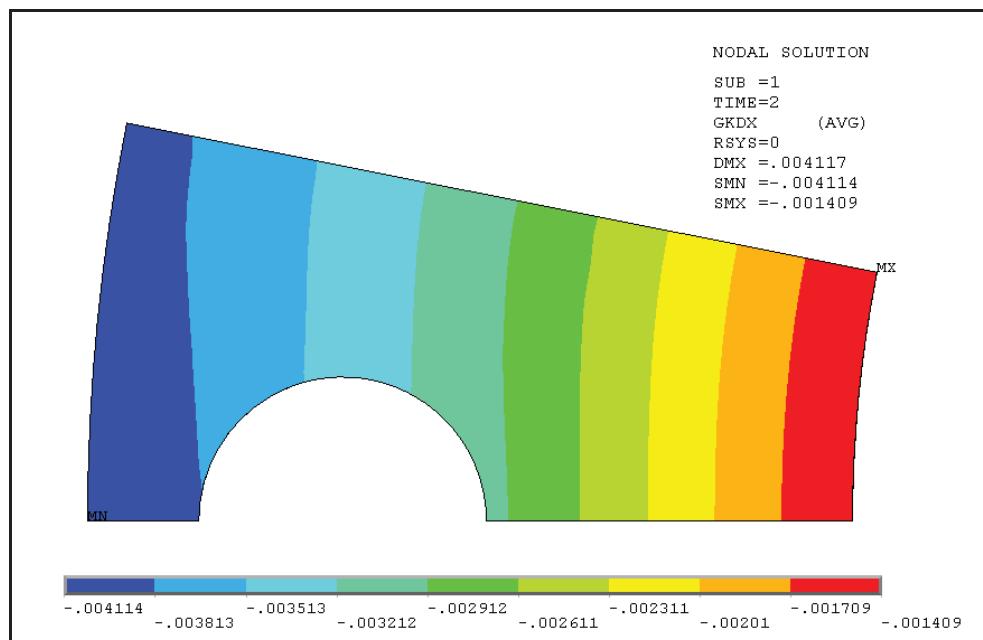


Figure 4.13 Déplacement du joint en fibre, mode opératoire (po).

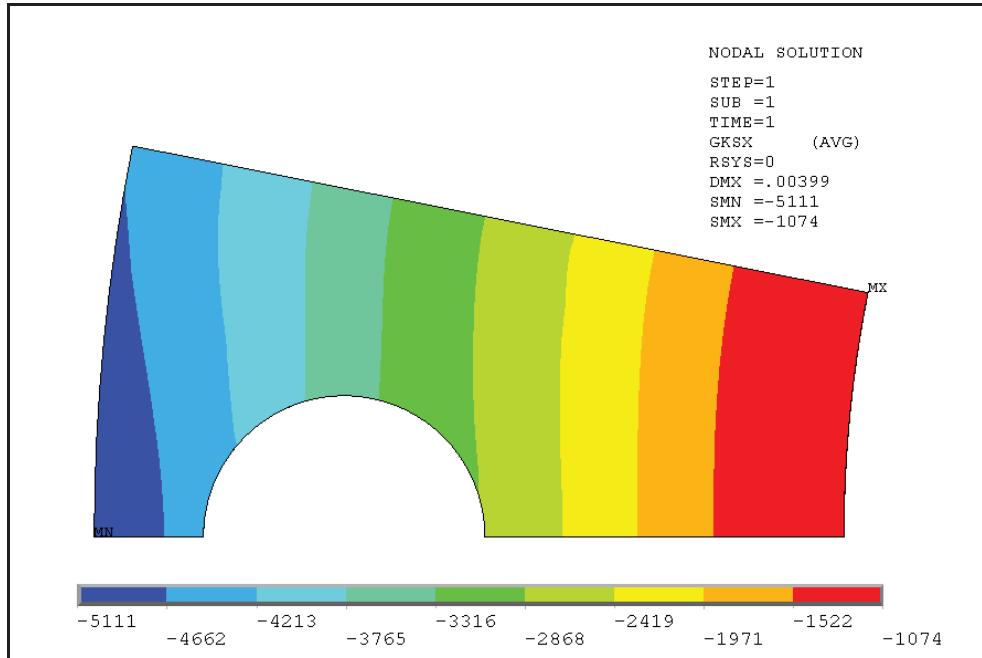


Figure 4.14 Contrainte sur joint en fibre, mode pré-serrage (psi).

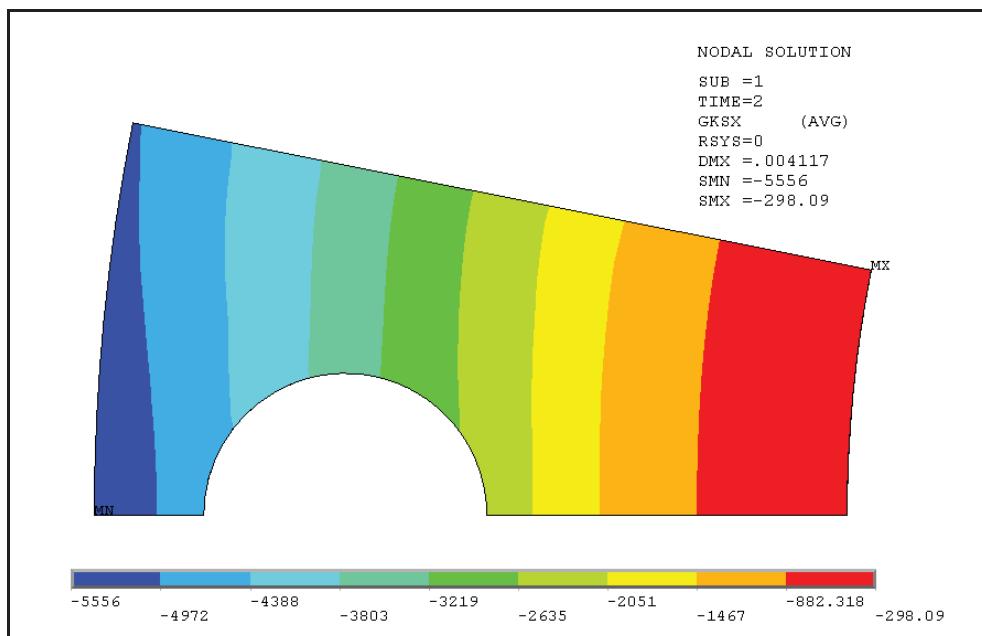


Figure 4.15 Contrainte sur joint en fibre, mode opératoire (psi).

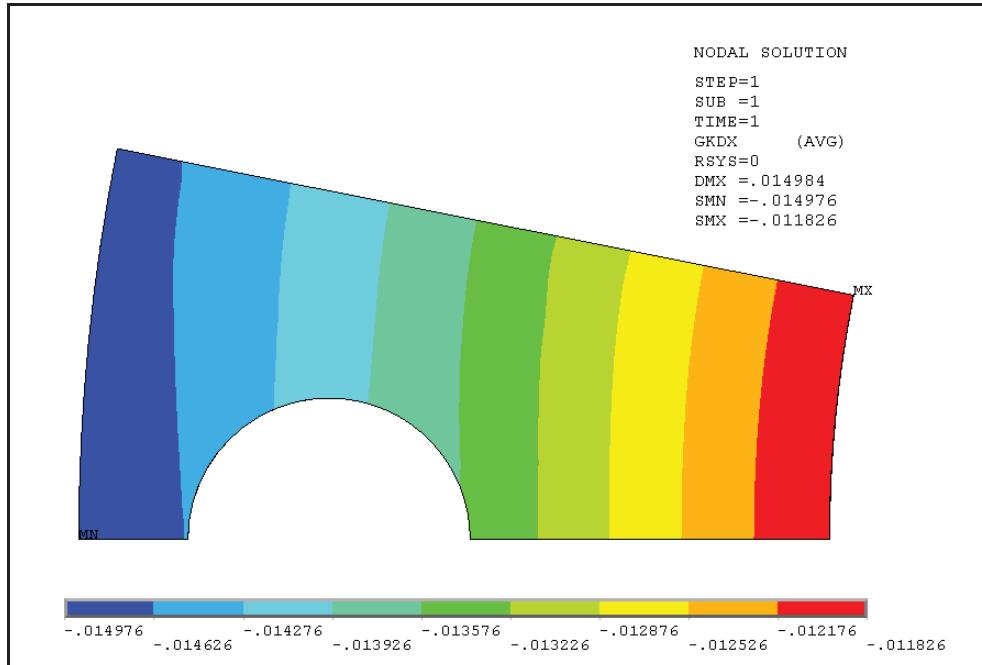


Figure 4.16 Déplacement du joint en téflon, mode pré-serrage (po).

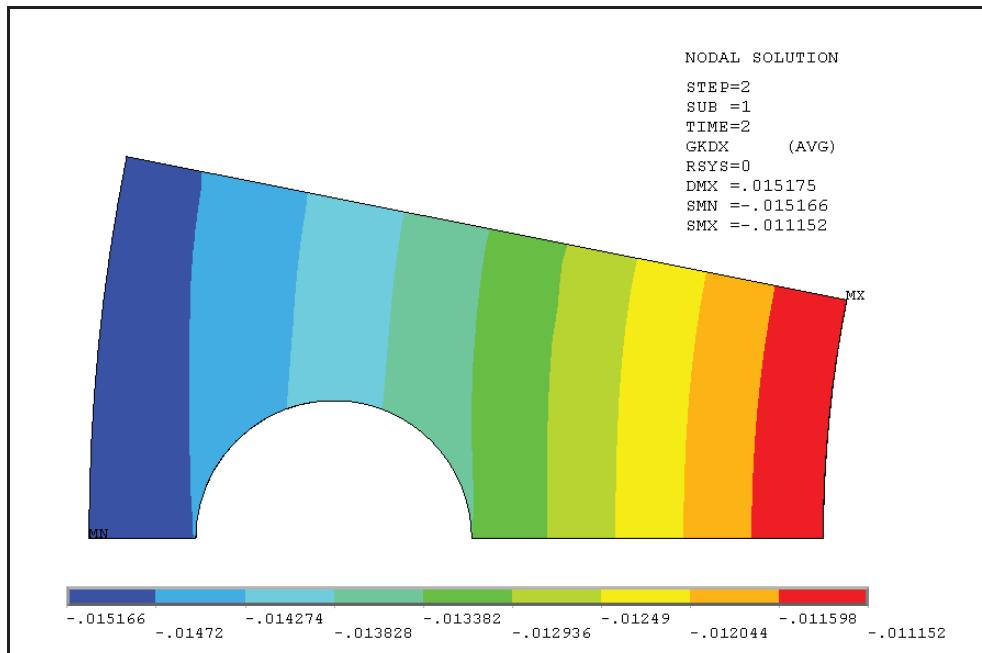


Figure 4.17 Déplacement du joint en téflon, mode opératoire (po).

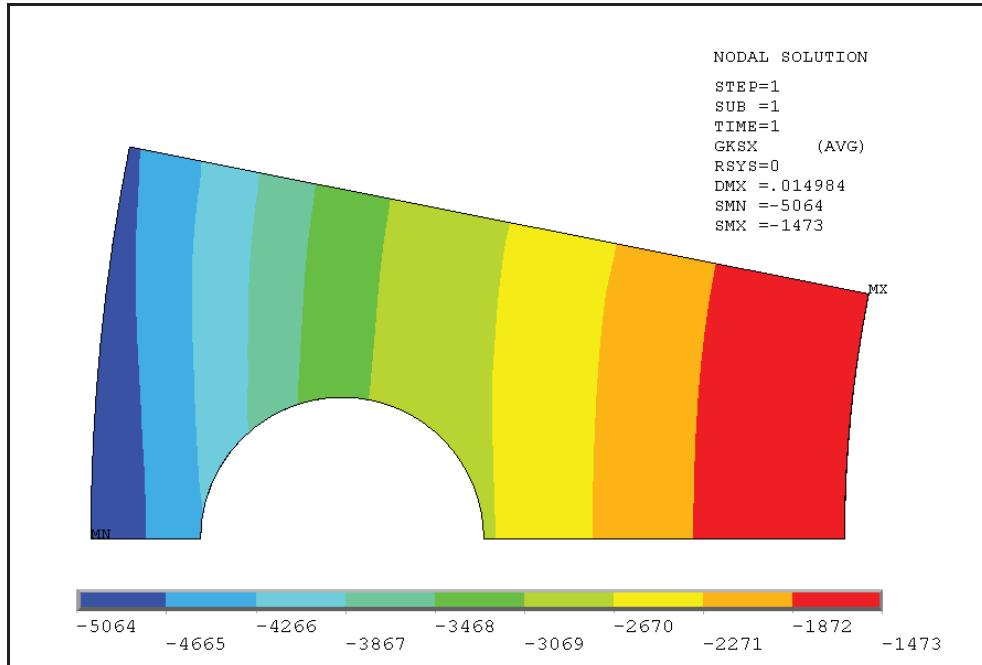


Figure 4.18 Contrainte sur joint en téflon, mode pré-serrage (psi).

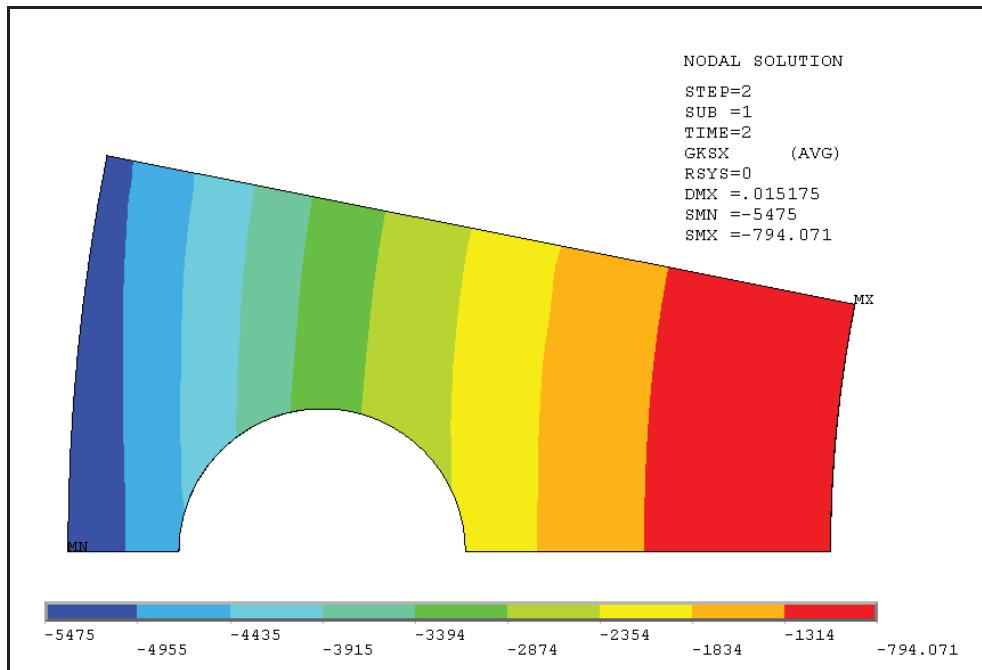
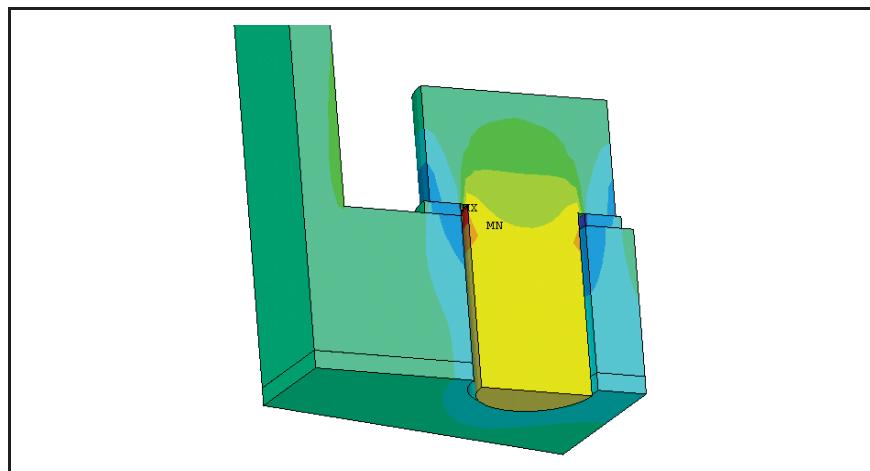


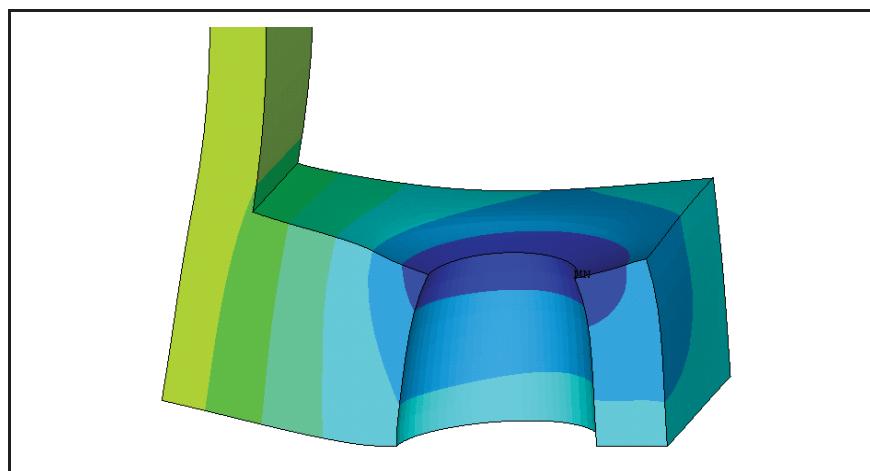
Figure 4.19 Contrainte sur joint en téflon, mode opératoire (psi).

#### 4.3 Brides ayant un contact métal-métal au-delà du cercle des boulons

On adopte les mêmes modèles que ceux des brides munies de joint pleine face, détaillés dans la section précédente, sauf que l'élément joint est supprimé. On positionne la bride contre la plaque de symétrie et on applique l'élément contact entre les deux faces métalliques (Figure 4.20). L'analyse sera focalisée sur la déflexion de la bride (Figure 4.21), la charge finale sur les boulons et l'évolution de la pression de contact entre les deux brides sous l'effet combiné de la force de serrage et la pression interne.



**Figure 4.20** Aperçu de la contrainte axiale sur une bride ayant un contact métal-métal



**Figure 4.21** Aperçu de la déformation amplifiée d'une bride ayant un contact métal-métal.

## CHAPITRE 5

### ANALYSES DES RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

#### 5.1 Brides munies de joint pleine face

On a étudié trois types de modèles analytiques de distribution de la contrainte sur le joint. Ces modèles suivent des approches différentes pour définir le bras de levier de la réaction du joint  $H_G$  par rapport à la position du centroïde  $D_0$  de la bride. Le premier modèle tient compte de l'analyse de la flexibilité des différents éléments de l'assemblage en se basant sur l'hypothèse d'une distribution trapézoïdale de la contrainte sur le joint dans les conditions de pré-serrage et une distribution triangulaire dans les conditions opératoires. Le deuxième modèle est identique au premier sauf qu'il se base sur une distribution de la contrainte obtenue par les éléments finis. Cette démarche permet de vérifier la pertinence du modèle d'interaction élastique sans introduire un autre paramètre que le comportement non linéaire du joint. Pour ce modèle, il s'agit de réaliser une intégration quadratique ou linéaire de la fonction polynomiale qui représente la courbe de tendance de la distribution de la contrainte sur le joint (Annexe II). Cette méthode numérique permet de déterminer la position de la réaction du joint en évaluant le centroïde de la distribution de la contrainte pour déduire le bras de levier de la force  $H_G$ . Ce dernier modèle s'avère plus fidèle car il se base sur une allure réaliste de la distribution de la contrainte qui varie avec la pression interne. Les résultats du troisième modèle sont établis par le programme Superflange, élaboré par Bouzid [19]. Ce programme est initialement destiné aux analyses des assemblages de brides à faces surélevées. Il a été amendé pour s'adapter aux brides à face plate munies de joint pleine face. Il tient compte de la variation de la distribution de la contrainte sur le joint d'étanchéité, de l'évolution du bras de levier de la force  $H_G$  en fonction de la pression interne et du comportement non linéaire du joint dont les courbes caractéristiques sont introduites sous forme matricielle.

Pour tester les modèles analytiques développés, on les a comparé avec l'approche de Blach [10] décrite dans le chapitre 2 «méthodes existantes d'analyse des brides à face plate» et avec

les résultats numériques obtenus par éléments finis. On présente dans les tableaux 5.1 et 5.2 les résultats de la contrainte moyenne agissant sur le joint d'étanchéité et le pourcentage de différence entre les résultats de l'analyse analytique selon la distribution triangulaire par rapport aux analyses par éléments finis. Ceux-ci ont été obtenus pour les brides B10 et B24 avec les joints en fibre et en téflon pour une pression du fluide dans les conditions de service respectivement égale à 400 psi et 200 psi.

**Tableau 5.1 Comparaison des valeurs moyennes de la contrainte sur le joint en fibre.**

BRIDE / MODE		CONTRAINTE SUR JOINT EN FIBRE (psi)				AEF	
		ANALITIQUE					
		APPROCHE BLACH	BRAS DE LEVIER DE $H_G$ SELON DISTRIBUTION TRIANGULAIRE	BRAS DE LEVIER DE $H_G$ SELON DISTRIBUTION PAR AEF	SUPER FLANGE		
B10	PRÉ-SERRAGE	3038	3038	3038	3038	3028	
	OPÉRATOIRE	7373	2482	2661	2629	2726	
B24	PRÉ-SERRAGE	1752	1752	1752	1752	1746	
	OPÉRATOIRE	10806	1230	1380	1513	1469	

**Tableau 5.2 Comparaison des valeurs moyennes de la contrainte sur le joint en téflon.**

BRIDE / MODE		CONTRAINTE SUR JOINT EN TÉFLON (psi)				AEF	
		ANALITIQUE					
		APPROCHE BLACH	BRAS DE LEVIER DE $H_G$ SELON DISTRIBUTION TRIANGULAIRE	BRAS DE LEVIER DE $H_G$ SELON DISTRIBUTION PAR AEF	SUPER FLANGE		
B10	PRÉ-SERRAGE	3038	3038	3038	2796	3031	
	OPÉRATOIRE	3331	2662	2727	2713	2752	
B24	PRÉ-SERRAGE	1752	1752	1752	1752	1759	
	OPÉRATOIRE	2616	1423	1363	1485	1531	

On aperçoit une harmonie pertinente entre les résultats analytiques de la distribution triangulaire et les résultats numériques des valeurs moyennes des contraintes concernant les deux phases de chargement. Les écarts entre les deux modèles sont principalement dus à

l'approximation faite sur le comportement du joint. En effet, ANSYS permet d'introduire un comportement plus représentatif du joint, c'est-à-dire un comportement non-linéaire et non-élastique, tandis que le modèle analytique considère un comportement linéaire et adopte une rigidité constante sur toute la largeur du joint. En réalité, et comme observé à travers les courbes des éléments finis, cette distribution n'est pas linéaire et la valeur de contrainte n'est pas nulle au diamètre intérieur du joint. Avec l'augmentation de la pression interne, le cercle d'application de la force  $H_G$  évolue vers le diamètre extérieur de la bride affectant considérablement le moment  $M_0$ . En effet, la position de la force  $H_G$  change avec la rotation de la bride comparativement à la position de l'application de la charge des boulons qui demeure pratiquement invariable. Il est important de noter que l'hypothèse faite sur la distribution triangulaire de la contrainte, assure une évaluation acceptable et sécuritaire de la contrainte sur le joint malgré que le bras de levier  $h_G$  est supposé indépendant de la pression interne appliquée.

Le deuxième modèle confirme nos constatations puisque les résultats analytiques trouvés par rapport au bras de levier de la force  $H_G$ , établis en fonction du centroïde de la distribution déduite à partir de l'analyse numérique, se rapprochent plus des résultats obtenus exclusivement par le modèle des éléments finis. Le modèle analytique «Superflange» se base sur le même modèle que on a proposé dans le chapitre 3 sauf que celui-ci utilise les courbes caractéristiques réelles du joint introduites sous forme matricielle pour déterminer de façon précise la rotation de la bride et le bras de levier de la force  $H_G$ . Ce programme constitue un exploit pour l'analyse des brides à face plate munies de joint pleine face comme l'affirment les diagrammes des contraintes et des déplacements du joint présentées dans les figures 5.1 à 5.8. Il s'applique pour les brides considérées comme des plaques minces qui se caractérisent par une rotation qui varie en fonction du rayon. Par ailleurs, il peut traiter le cas où il y a séparation entre le joint et la bride au niveau du diamètre intérieur. Cette situation peut avoir lieu si la pression intérieure est importante qui provoque une séparation excessive des deux brides. En plus, cette séparation peut être amplifiée par l'augmentation de la force hydrostatique due à la pression interne qui peut s'introduire entre les faces de la bride où la contrainte sur le joint est inférieure à la pression du fluide.

Tableaux 5.3 et 5.4 comparent la rotation de la bride selon les différentes approches. Il est à noter que la rotation de la bride est extrêmement sensible à la variation de la position du point d'application de la force  $H_G$  par rapport au cercle des boulons. Par conséquent, la rotation de la bride constitue un indicateur éminent pour la fiabilité de chaque approche.

**Tableau 5.3 Comparaison des valeurs de la rotation de la bride munie de joint en fibre.**

BRIDE / MODE		ROTATION BRIDE AVEC JOINT EN FIBRE (degré)				AEF	
		ANALYTIQUE					
		APPROCHE BLACH	BRAS DE LEVIER DE $H_G$ SELON DISTRIBUTION TRIANGULAIRE	BRAS DE LEVIER DE $H_G$ SELON DISTRIBUTION PAR AEF	SUPER FLANGE		
B10	PRÉ-SERRAGE	0,044	0,036	0,037	0,040	0,038	
	OPÉRATOIRE	0,106	0,072	0,054	0,051	0,049	
B24	PRÉ-SERRAGE	0,023	0,034	0,025	0,027	0,027	
	OPÉRATOIRE	0,144	0,067	0,040	0,037	0,039	

**Tableau 5.4 Comparaison des valeurs de la rotation de la bride munie de joint en téflon.**

BRIDE / MODE		ROTATION BRIDE AVEC JOINT EN TÉFLON (degré)				AEF	
		ANALYTIQUE					
		APPROCHE BLACH	BRAS DE LEVIER DE $H_G$ SELON DISTRIBUTION TRIANGULAIRE	BRAS DE LEVIER DE $H_G$ SELON DISTRIBUTION PAR AEF	SUPER FLANGE		
B10	PRÉ-SERRAGE	0,149	0,038	0,060	0,058	0,059	
	OPÉRATOIRE	0,163	0,070	0,083	0,082	0,075	
B24	PRÉ-SERRAGE	0,079	0,050	0,045	0,053	0,051	
	OPÉRATOIRE	0,119	0,068	0,071	0,078	0,066	

L'ensemble de ces résultats permet de constater que suite à l'application de la charge de pré-serrage, la bride subie une faible rotation autour de son centroïde. Cette rotation augmente légèrement en appliquant la pression interne dans le cas où le joint est rigide (joint en fibre) et augmente davantage dans les cas où le joint est mou (joint en téflon). Par contre, la valeur moyenne de la contrainte sur le joint est pratiquement indépendante de la rigidité de celui-ci.

La perte de charge sur le joint entre l'état initial et l'état de pressurisation n'est pas vraiment significative pour les modèles étudiés. Elle est de l'ordre de 11 % pour la bride B10 et 10 % pour la bride B24. Par ailleurs, les améliorations en matière de précision de notre modèle par rapport à l'approche de Blach sont considérables du point de vue de la rotation de la bride. On rappelle que dans le modèle de Blach, l'étude de l'état opératoire est indépendante de l'état de serrage initial. En outre, son modèle ne tient pas en compte ni de la flexibilité des boulons et du joint ni de l'interaction entre les composants de l'assemblage. Les résultats obtenus avec le modèle de Blach, démontrent un aspect irréaliste des valeurs trouvées. En effet, les rotations de la bride et les contraintes moyennes sur le joint sont très élevées par rapport à celles obtenues par notre modèle analytique et par les éléments finis. Ce qui remet en cause certaines hypothèses considérées dans l'approche par Blach. D'autre part, on note qu'après l'étape de pressurisation, la contrainte finale sur les boulons augmente d'une manière proportionnelle avec la pression interne du fluide comme le montre le tableau 5.5. Cependant, il est important de noter que cette charge peut subir une diminution par rapport à la charge initiale dans certains cas dépendamment de la rotation de la bride et de la rigidité du joint d'étanchéité et des boulons.

**Tableau 5.5 Contrainte finale sur les boulons.**

BRIDE / TYPE DE JOINT		CONTRAINTE FINALE SUR LES BOULONS (psi)				AEF	
		ANALYTIQUE					
		APPROCHE BLACH	BRAS DE LEVIER DE $H_G$ SELON DISTRIBUTION TRIANGULAIRE	BRAS DE LEVIER DE $H_G$ SELON DISTRIBUTION PAR AEF	SUPER FLANGE		
B10	JOINT EN FIBRE	64021	22675	24130	26616	24662	
	JOINT EN TÉFLON	31139	24139	24667	27194	24867	
B24	JOINT EN FIBRE	147600	19977	21955	24990	23127	
	JOINT EN TÉFLON	39652	22528	21731	25355	23945	

Les figures 5.1 à 5.8 présentent les distributions de la contrainte et les écrasements du joint entre ses diamètres intérieur et extérieur aux niveaux de l'axe d'un boulon et entre deux boulons. Ces paramètres sont représentés aussi pour les modèles numériques par éléments finis et analytiques de «Superflange» :

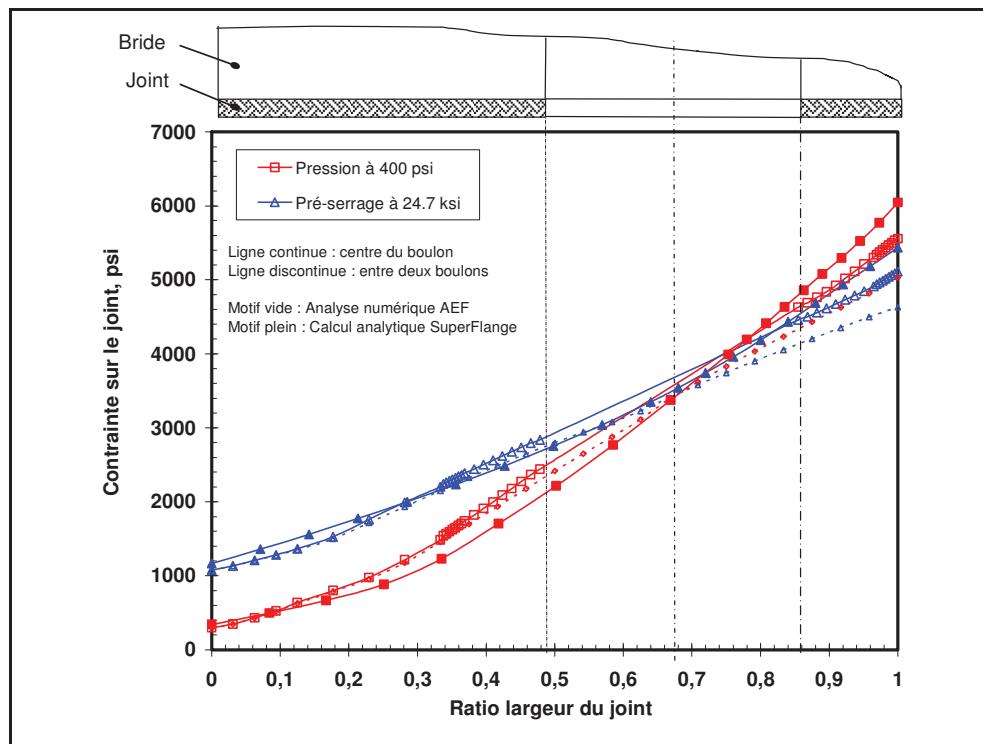


Figure 5.1 Contrainte sur joint en fibre, bride 10 po.

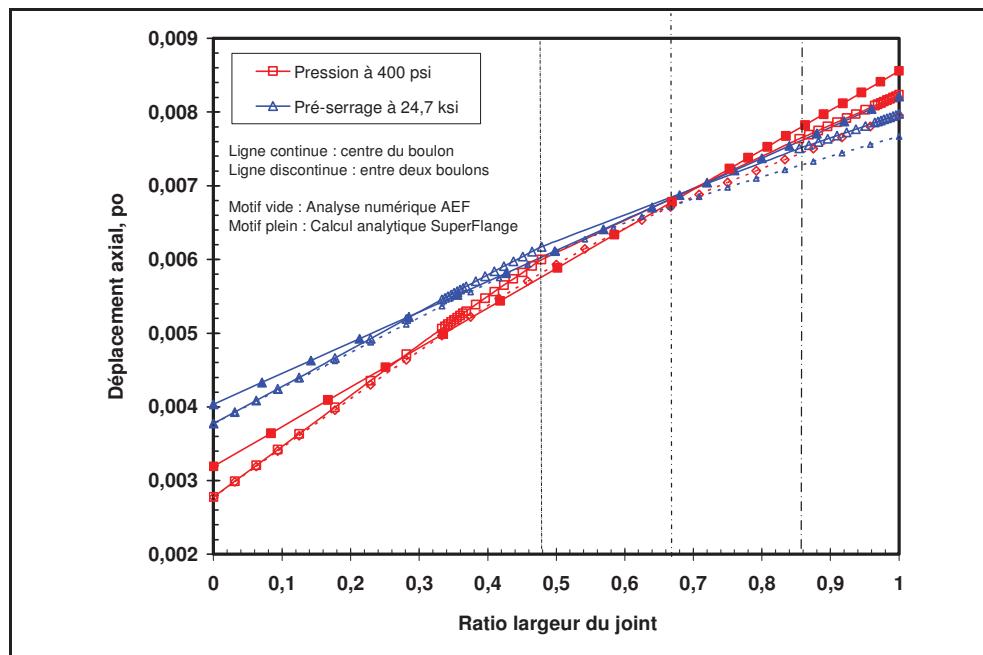


Figure 5.2 Écrasement du joint en fibre, bride 10 po.

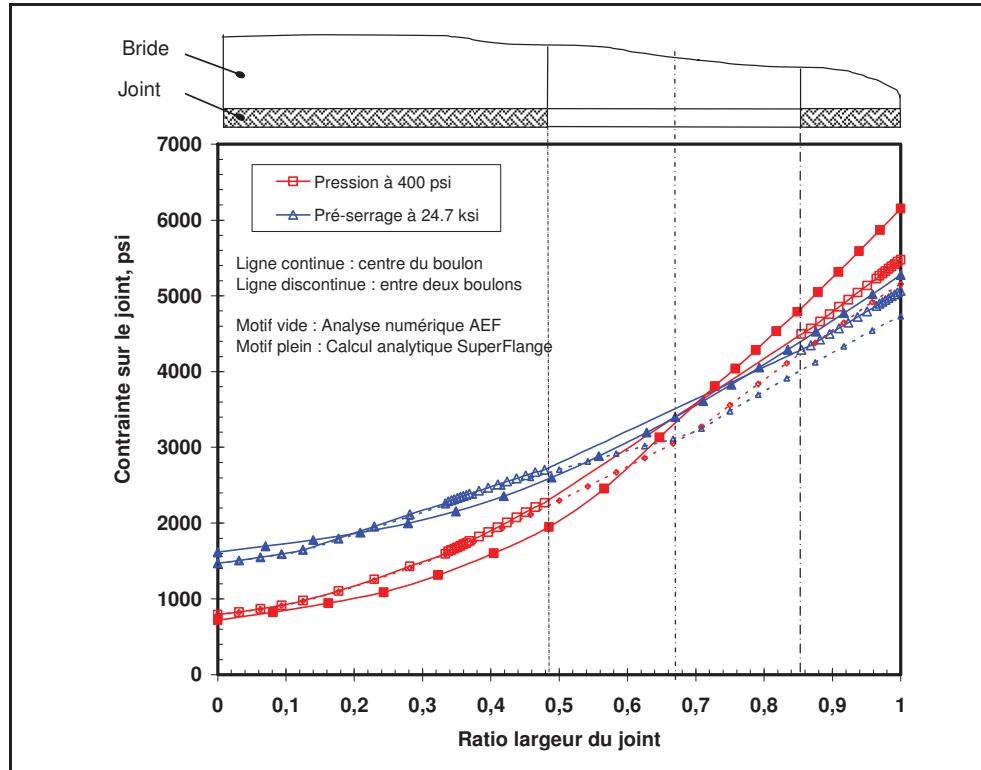


Figure 5.3 Contrainte sur joint en téflon, bride 10 po.

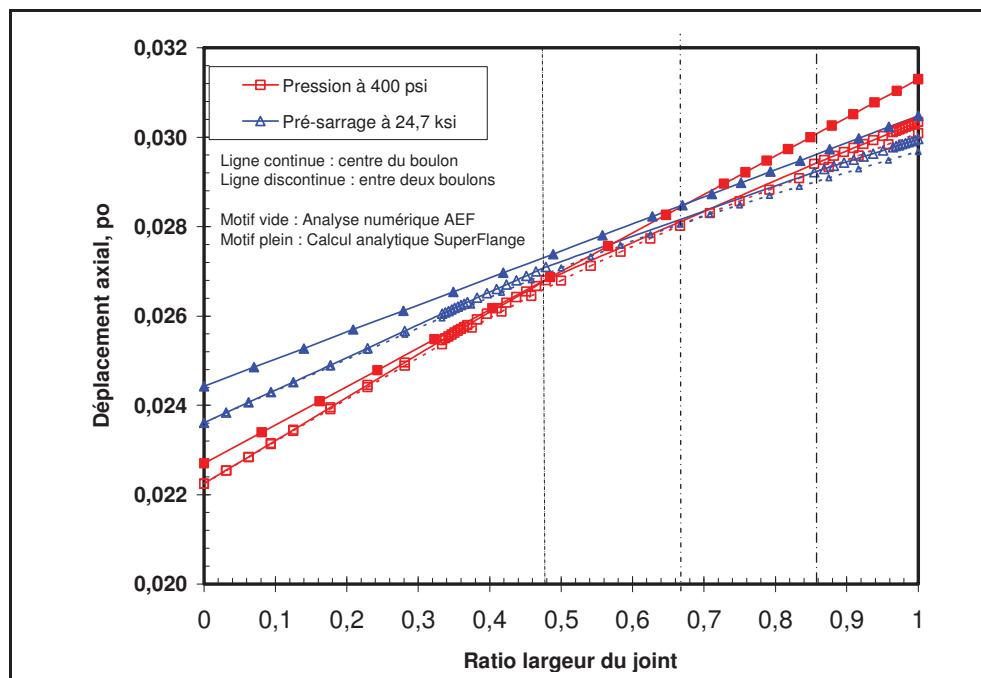


Figure 5.4 Écrasement du joint en téflon, bride 10 po.

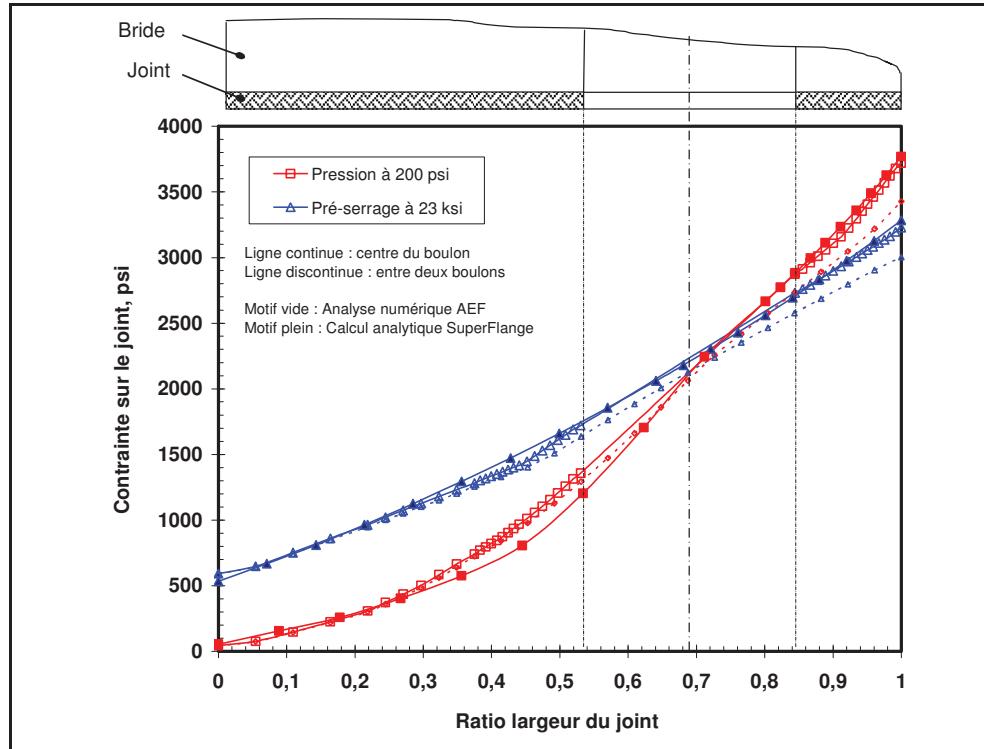


Figure 5.5 Contrainte sur joint en fibre, bride 24 po.

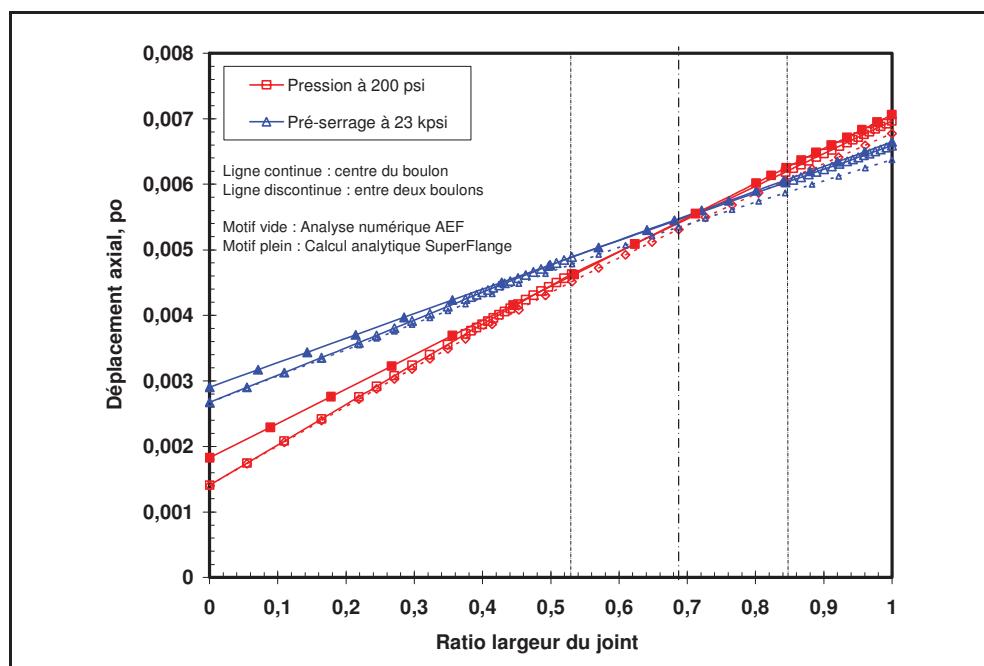


Figure 5.6 Écrasement du joint en fibre, bride 24 po.

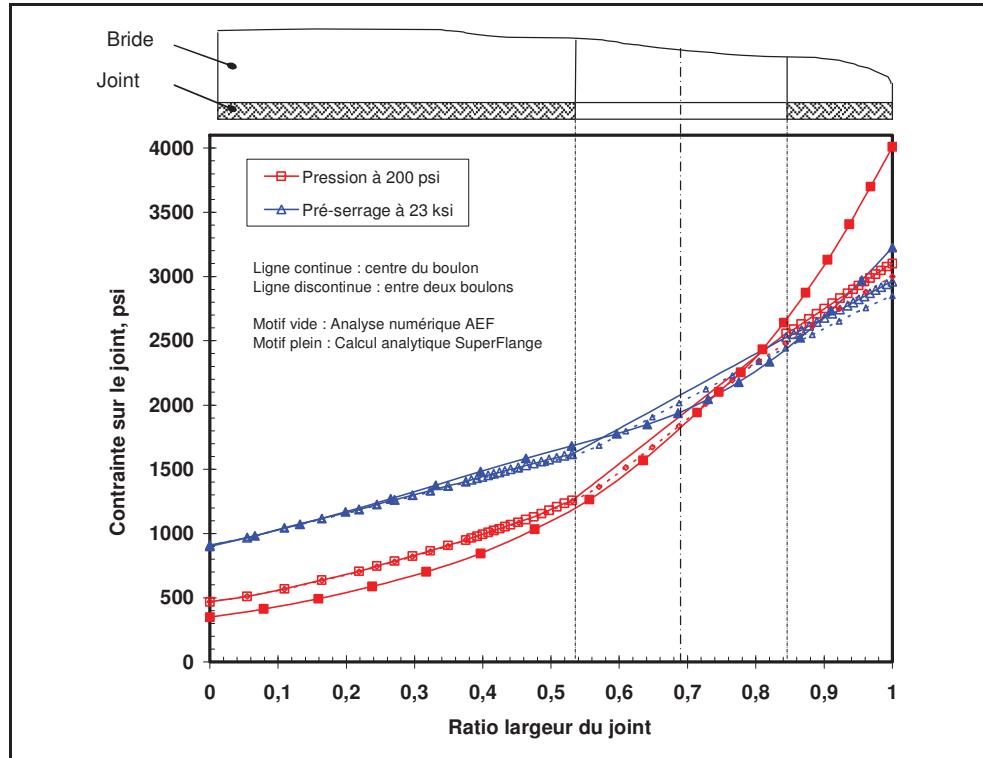


Figure 5.7 Contrainte sur joint en téflon, bride 24 po.

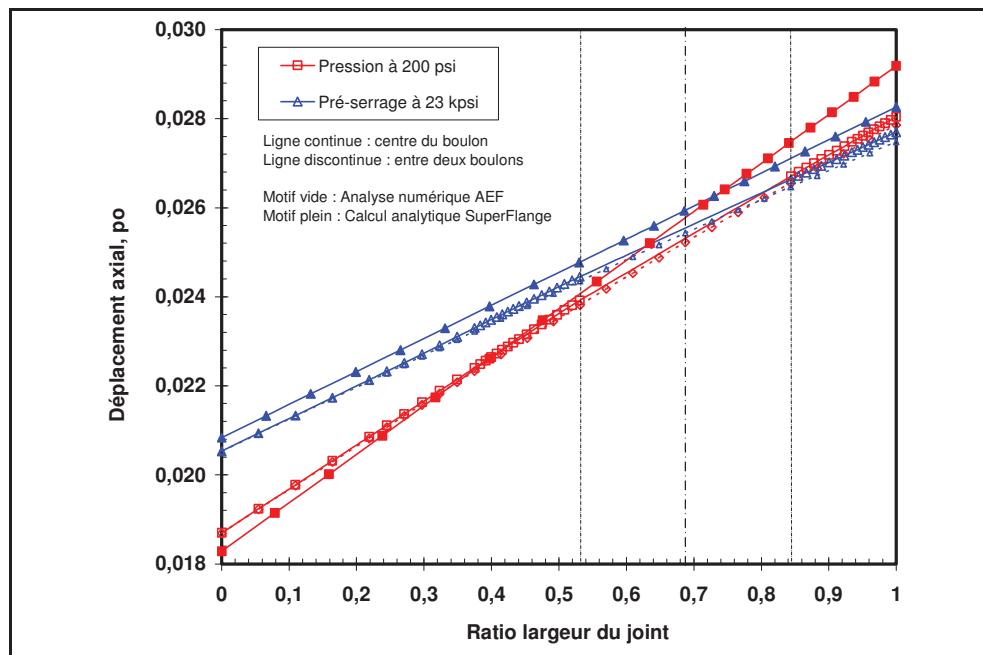


Figure 5.8 Écrasement du joint en téflon, bride 24 po.

On observe que les courbes d'écrasement du joint suivent parfaitement une ligne droite; ce qui indique que l'effet de courbure dû à la flexion ou à la mise en parapluie de la bride est négligeable (Figures 5.2, 5.4, 5.6 et 5.8). Dans la phase de pré-serrage, la valeur de l'écrasement moyen est plus grande. Une fois la pression interne est appliquée, le joint subi une diminution de la charge. Les contraintes au niveau et à l'entour du diamètre intérieur diminuent à cause de l'effet de fond. Cependant au niveau du bord extérieur de l'assemblage, l'écrasement ainsi que la contrainte augmentent suite à l'augmentation de la rotation de la bride due à la pression. On mentionne, ainsi que l'allure de la distribution des contraintes reflète bien, les caractéristiques des courbes de déchargement du joint en fonction de la charge résiduelle. La contrainte de contact s'atténue au niveau du commencement du trou de la bride du coté du diamètre intérieur de la bride. À cet endroit, si cette pression de contact descend au dessous d'un seuil limite qui peut être proche de la pression interne, la fuite du fluide est imminente. Donc, la pression de contact critique qui empêche la fuite du fluide dans les conditions opératoires est celle entre le diamètre intérieur de la bride et le cercle tangent à l'intérieur de l'ensemble des trous de boulons de la bride.

En outre, en comparant les courbes obtenues par le modèle développé et celles obtenues par éléments finis, on constate que l'espacement entre deux boulons doit être bien contrôlé afin d'éviter une diminution de la pression de contact dans le cas des brides de faible épaisseur bien que l'élasticité du joint étalé sur toute la surface permet de couvrir à une certaine limite les défauts de planéité et de formes des faces des brides.

Les résultats obtenus confirment la précision et la fiabilité du modèle analytique basé sur la distribution triangulaire aussi bien avec des joints mous et rigides qu'avec des brides de moyenne et grande taille. Cette performance du modèle analytique est attribuée à sa capacité d'intégrer la flexibilité des différents éléments dans l'analyse d'interaction entre le joint, les boulons et les brides. Finalement, outre les théories des anneaux et des plaques minces, et la théorie des poutres sur fondation élastiques, cette performance contribue à mieux étudier les assemblages à bride boulonnées munies de joint pleine face.

## 5.2 Brides ayant un contact métal-métal au-delà du cercle des boulons

Dans cette section, on présente l'ensemble des résultats décrivant le comportement des brides à face plate ayant un contact au-delà du cercle des boulons et ce pour les deux grandeurs B10 et B24 en appliquant respectivement une pression de fluide égale 400 psi et 200 psi. Les paramètres essentiels pour l'analyse de ces brides sont la force de contact entre les brides  $H_c$  (Tableau 5.6), sa position par rapport au cercle de perçage (Tableau 5.7), la rotation de chaque bride (Tableau 5.8), l'écartement entre les brides au niveau de l'emplacement du joint supposé préalablement au voisinage du diamètre intérieur de la bride (Tableau 5.9), la force finale sur les boulons dans les conditions opératoires  $H_B$  (Tableau 5.10). Ces paramètres sont des indicateurs importants non seulement pour décrire l'évolution du comportement de l'assemblage en fonction de la pression interne mais aussi pour tester et valider les différents modèles dont le premier est existant et les deux autres sont développés dans le cadre de cette étude. Le premier modèle est basé sur la théorie des poutres discrètes tel qu'élaborée par Schneider, le deuxième est basé sur la théorie des poutres continues et enfin le troisième est basé sur la théorie des plaques minces trouées.

**Tableau 5.6 Réaction de contact  $H_c$  (lb/po).**

MODÈLE/ BRIDE	RÉACTION DE CONTACT ' $H_c$ ' EN MODE OPÉRATOIRE (lb/po)		
	POUTRE DISCONTINUE	POUTRE CONTINUE	PLAQUE MINCE TROUÉE
B10	6150	6150	6216
B24	4781	4781	4863

**Tableau 5.7 Position de la réaction  $H_c$  par rapport au cercle des boulons (po).**

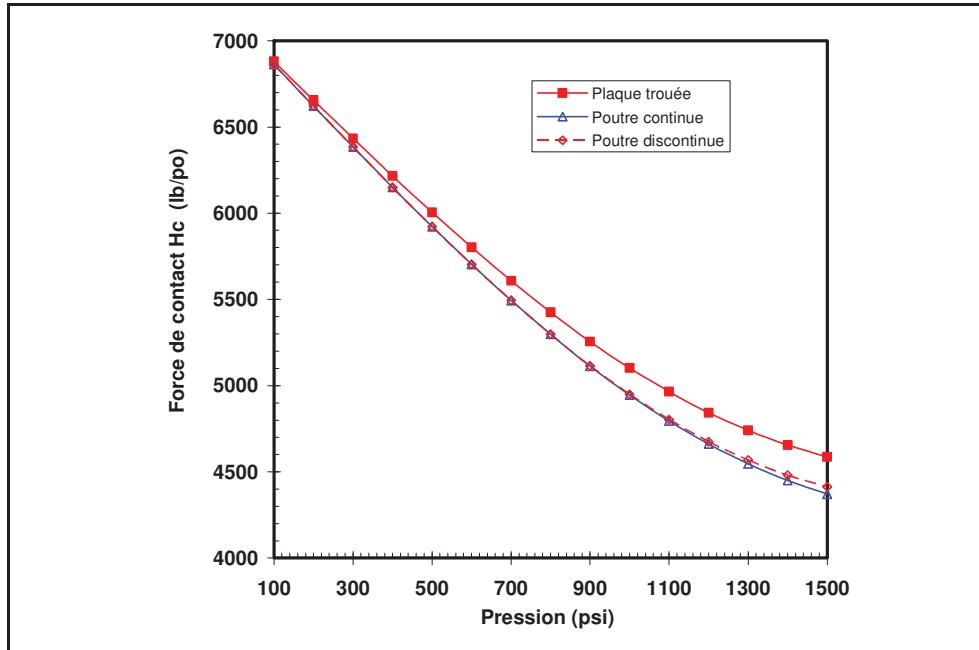
MODÈLE/ BRIDE	POSITION DE LA FORCE DE CONTACT $H_c$ PAR RAPPORT AU CERCLE DE PERÇAGE 'b' (po)		
	POUTRE DISCONTINUE	POUTRE CONTINUE	PLAQUE MINCE TROUÉE
B10	0,2266	0,2267	0,2108
B24	0,5002	0,5003	0,4640

Les valeurs de la réaction de contact  $H_C$  sont presque identiques en utilisant les trois modèles pour les deux grandeurs des brides. Cependant la position de cette réaction par rapport au cercle de perçage est légèrement inférieure selon la théorie des plaques minces. Ce paramètre influe sur le calcul des moments et la rotation des brides. On note que dans notre étude les deux brides restent en contact surfacique entre le bord extérieur et aux voisinages des boulons de l'assemblage. La réaction  $H_C$  est la résultante de la pression de contact entre les faces tangentées des deux brides. La rotation de la bride dans cette zone est nulle, pendant que la rotation au niveau du bord intérieur varie avec la pression interne (Tableau 5.8 et Figures 5.13, 5.14).

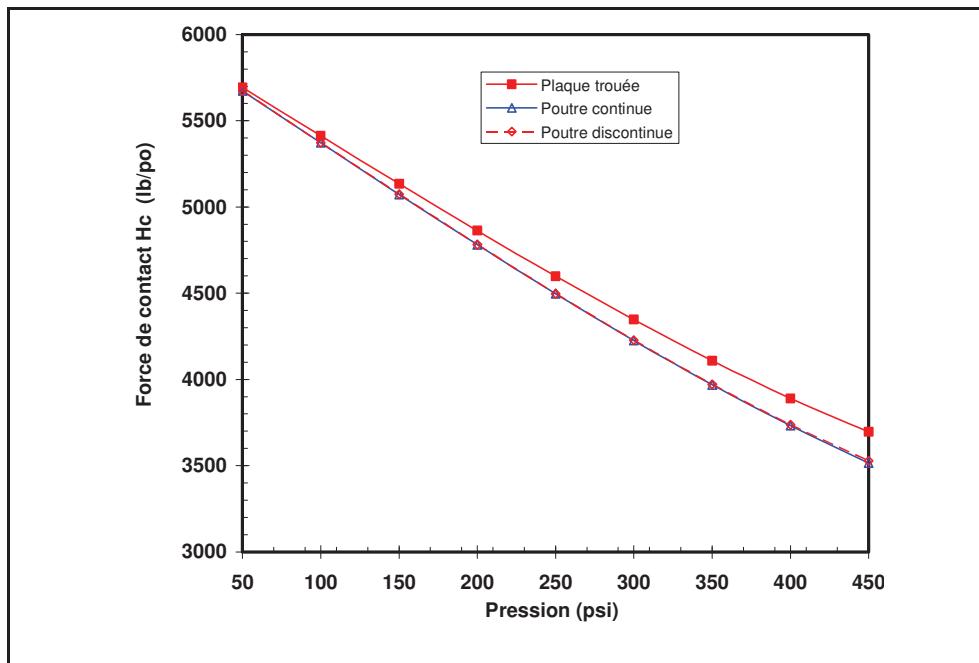
**Tableau 5.8 Rotation de la bride (degré).**

MODÈLE/ BRIDE	ROTATION DE LA BRIDE AU NIVEAU DU BORD INTÉRIEUR (degré)			
	POUTRE DISCONTINUE	POUTRE CONTINUE	PLAQUE MINCE TROUÉE	AEF
B10	0,0187	0,0182	0,0179	0,0204
B24	0,0101	0,0100	0,0097	0,0117

Cette rotation est la même pour les deux brides supérieure et inférieure puisque notre assemblage boulonné est constitué de deux brides identiques. Dans le cas contraire, le modèle analytique développé peut traiter les assemblages de brides non identiques ayant des rigidités différentes (épaisseurs et/ou matériaux différents) et, par conséquent, les rotations seront différentes. Il est à noter que si la pression interne du fluide augmente considérablement, le contact entre les faces des deux brides se déplace vers le bord extérieur des brides. La charge  $H_C$  s'atténue d'une manière considérable (Figures 5.9, 5.10) et son bras de levier devient constant (Figures 5.11, 5.12). Dans cette situation où la pression du fluide est relativement grande, l'écartement entre les brides devient aussi important de façon à ce que le contact surfacique devient linéaire au bord des brides avec des rotations au bord non nulle. Ainsi le modèle de calcul développé tient compte de cet aspect. En outre, si les brides sont épaisses, la théorie des plaques n'est plus valide alors, la théorie des anneaux s'adapte mieux avec cette situation pour calculer les déformations et les rotations des brides. Cette théorie prévoit une seule rotation rigide des bords intérieurs et extérieurs de la bride.



**Figure 5.9** Évolution de  $H_C$  en fonction de la pression interne, bride 10po.



**Figure 5.10** Évolution de  $H_C$  en fonction de la pression interne, bride 24 po.

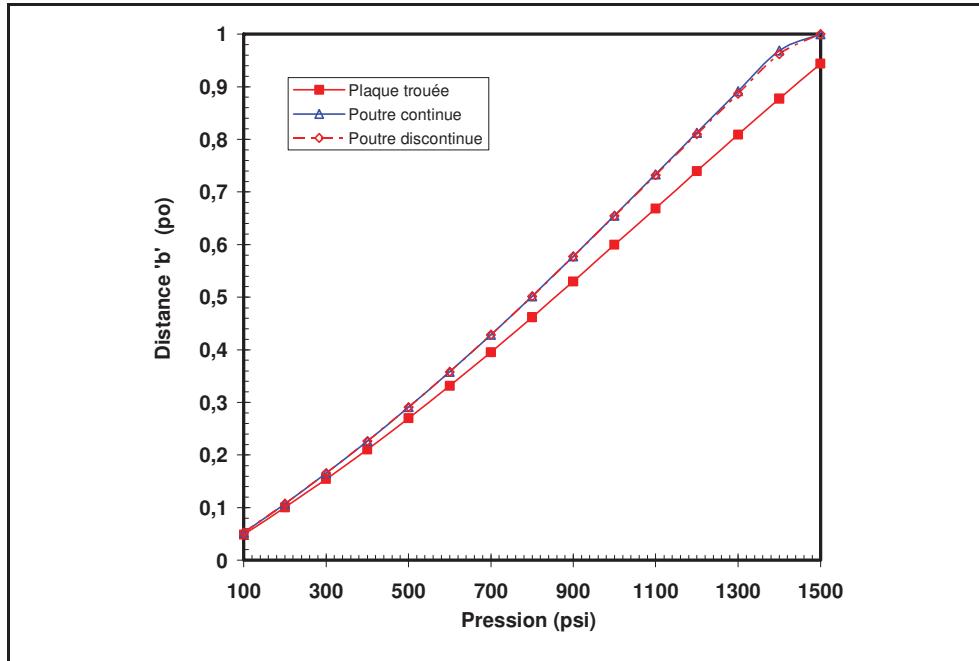


Figure 5.11 Évolution du bras de levier de  $H_C$  en fonction de la pression interne, bride 10 po.

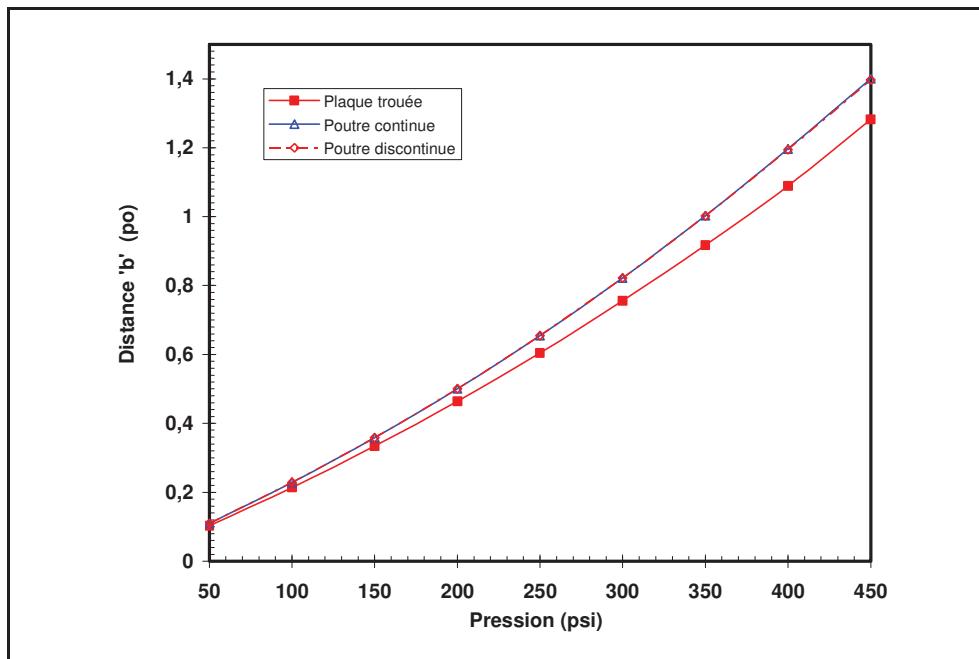
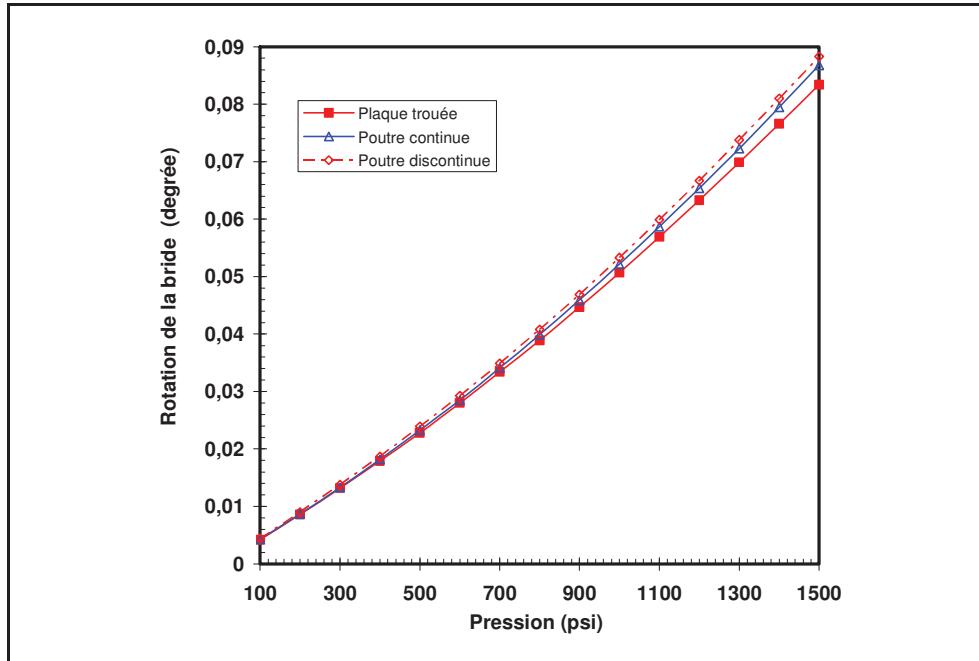
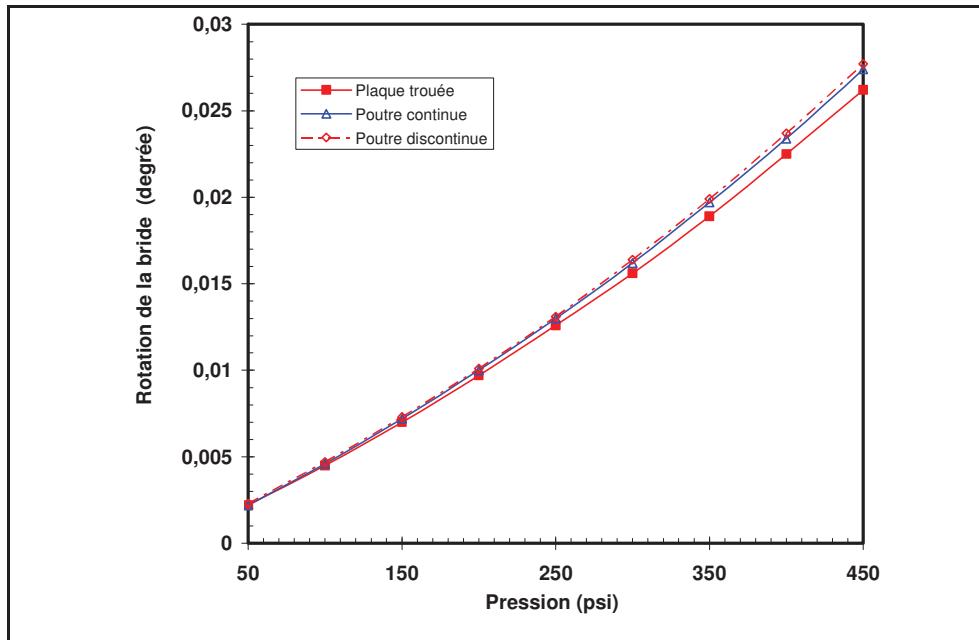


Figure 5.12 Évolution du bras de levier de  $H_C$  en fonction de la pression interne, bride 24 po.



**Figure 5.13** Évolution de la rotation de la bride en fonction de la pression interne, bride 10 po.



**Figure 5.14** Évolution de la rotation de la bride en fonction de la pression interne, bride 24 po.

D'autre part, du point de vue étanchéité, le paramètre principal qui permet de déterminer si la contrainte sur le joint torique dans les conditions opératoires est satisfaisante, est l'écartement des deux brides. Les valeurs maximales de la séparation des brides déduites à partir des différents modèles analytiques au niveau du bord intérieur sont données au tableau 5.9. Les valeurs obtenues par la méthode des éléments finis constituent une référence pour évaluer les modèles analytiques.

**Tableau 5.9 Séparation des deux brides au niveau du bord intérieur ( $10^{-4}$  po).**

BRIDE / PRESSION	ÉCARTEMENT DES DEUX BRIDES AU NIVEAU DU BORD INTÉRIEUR DE LA BRIDE ( $x10^{-4}$ po)				% ERREUR ANALY. P.T./ AEF	
	ANALYTIQUE			AEF		
	POUTRE DISCONTINUE	POUTRE CONTINUE	PLAQUE MINCE TROUÉE			
B10 (400 psi)	7,178	7,806	8,574	8,013	6,5 %	
B24 (200 psi)	4,661	5,795	6,936	7,530	7,9 %	

Les modèles de la poutre discontinue et la poutre continue présentent des résultats à peu près identiques pour l'ensemble des paramètres étudiés quoique la dernière présente des valeurs plus proches de celles des éléments finis. Cependant les résultats avec le modèle utilisant la théorie des plaques est encore plus proche. Ceux-ci confirment la validité de l'approche de Schneider pour simplifier les équations des rotations et des déformations déduites à partir du diagramme des corps libres. En revanche, on estime que la modélisation des brides circulaires par des poutres n'est pas appropriée dans le cas où les brides sont compactes. On rappelle que le modèle de poutre est convenable lorsque la longueur du modèle est supérieure à dix fois son épaisseur.

En effet, la proposition d'adopter la théorie des plaques au lieu de la théorie des poutres couvre un éventail de brides encore plus grand bien que les brides ne soient pas tout à fait minces. En fait, le modèle de la plaque trouée converge davantage vers le modèle des éléments finis comme peuvent le montrer les figures 5.16 et 5.18. Ainsi une étude de la déformation des brides fondée sur la théorie des plaques s'avère ainsi plus persuasive.

On présente l'évolution de la distribution de la pression de contact entre les deux brides pour l'état initial de serrage et de l'état opératoire (Figures 5.15 et 5.17) ainsi que l'écartement entre les deux brides entre le bord intérieur et le bord extérieur des deux brides (Figures 5.16 et 5.18). Ces résultats sont donnés pour le modèle numérique par éléments finis et le modèle analytique basé sur la théorie des plaques.

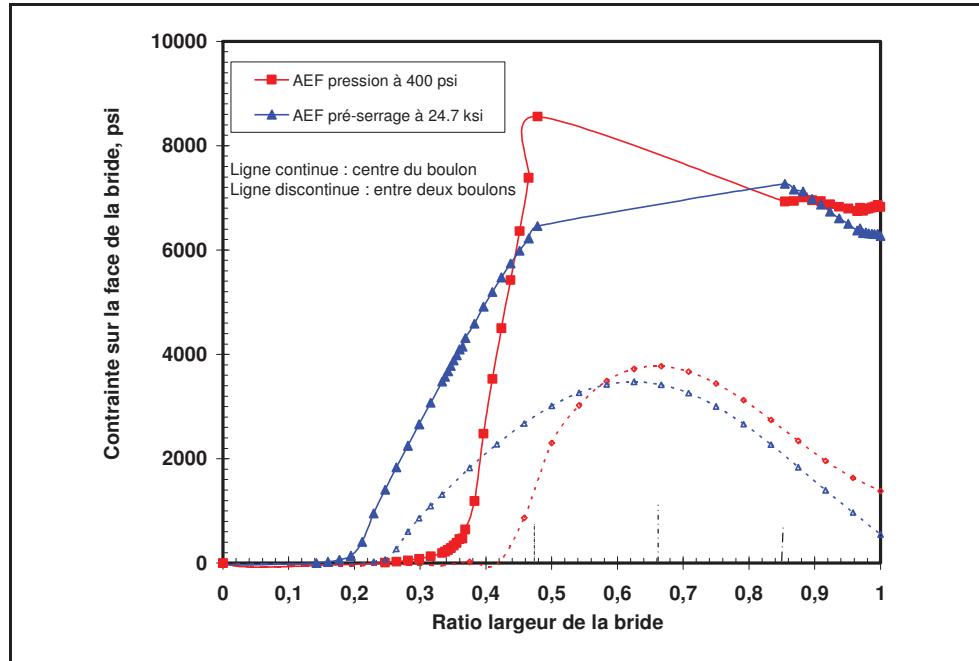


Figure 5.15 Contrainte axiale sur la face de contact, bride10 po.

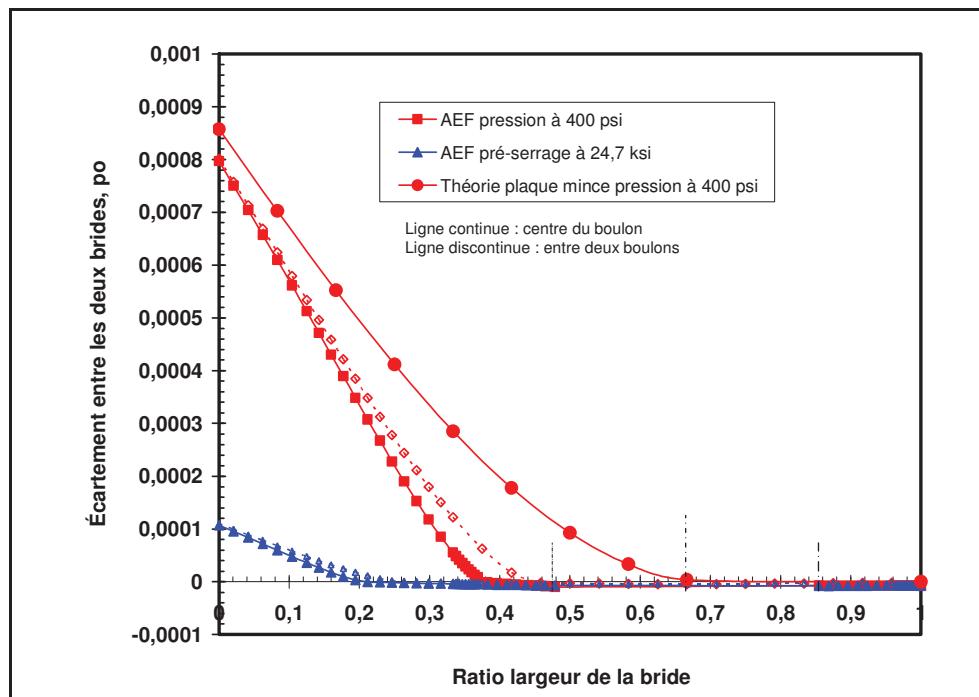


Figure 5.16 Écartement entre les deux brides, bride 10 po.

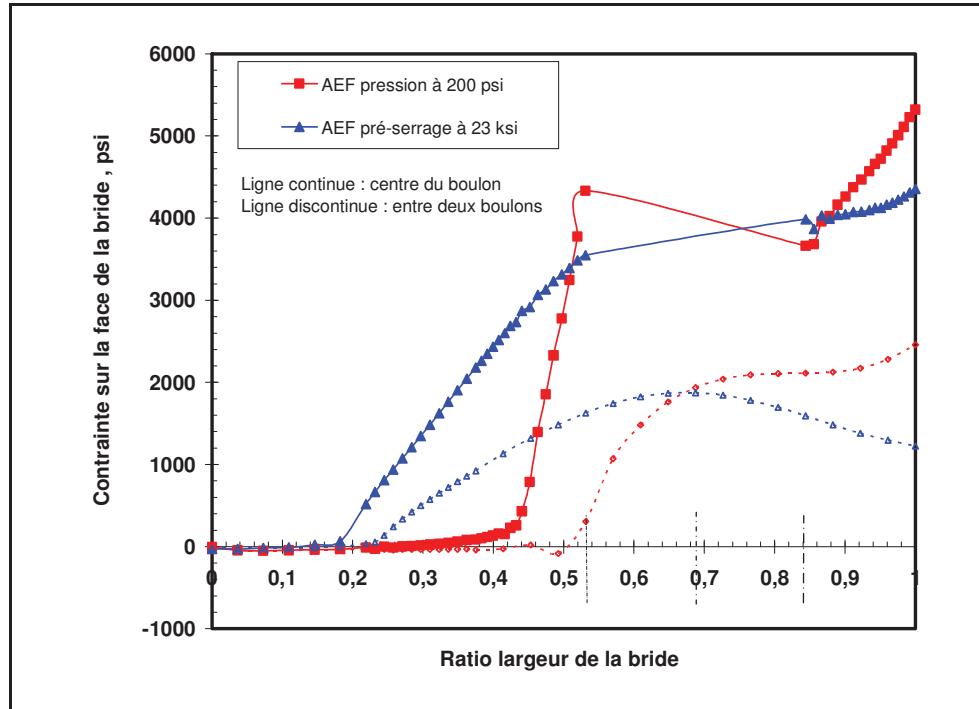


Figure 5.17 Contrainte axiale sur la face de contact, bride 24 po.

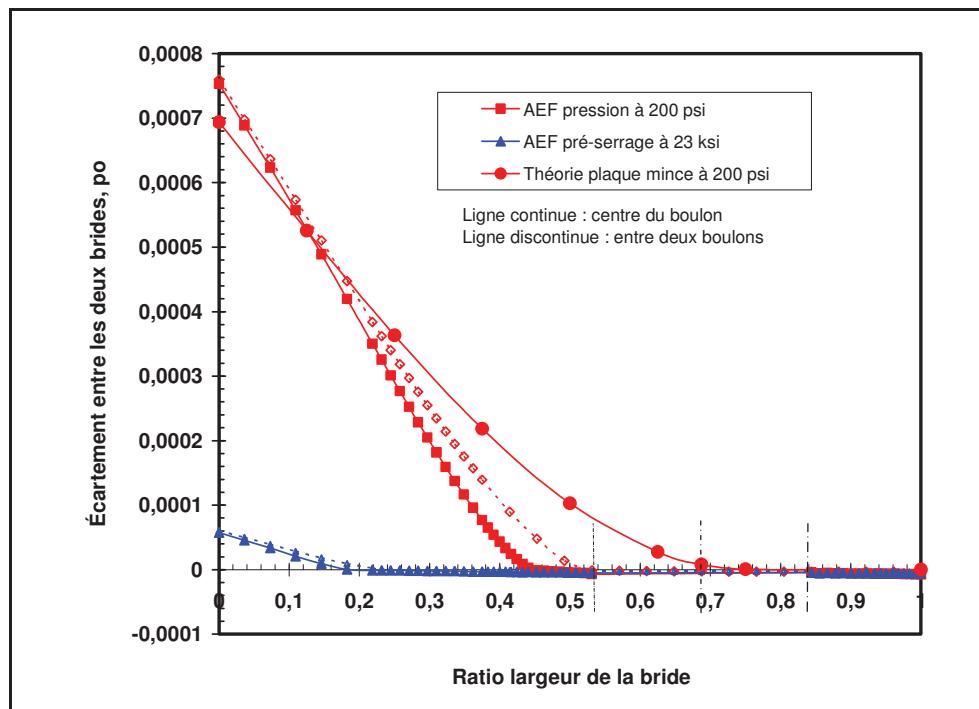


Figure 5.18 Écartement entre les deux brides, bride 24 po.

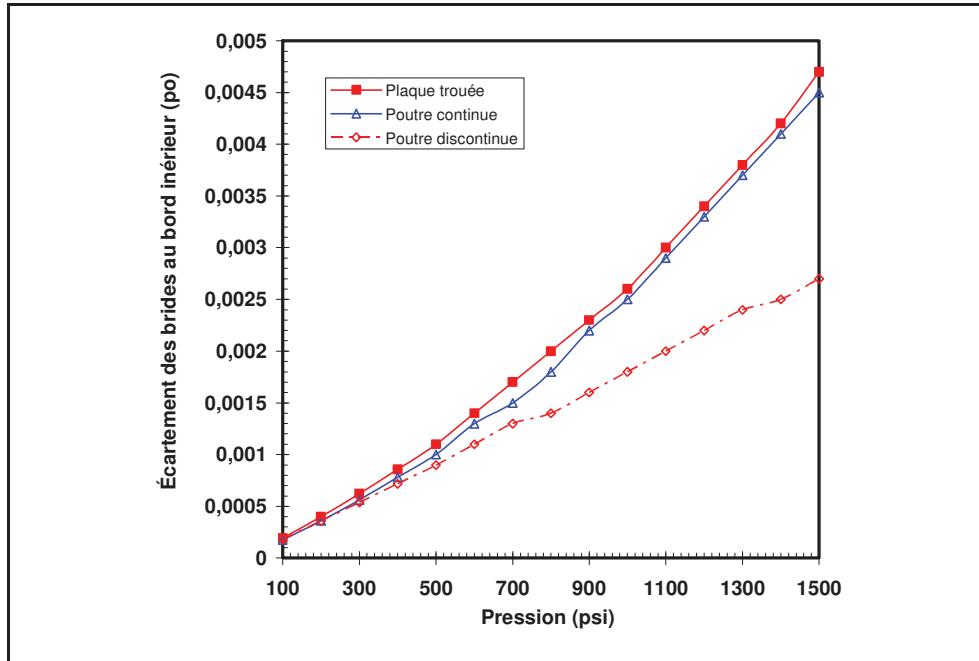
Selon les figures 5.15 et 5.17, l'assemblage est caractérisé par un contact métal-métal à partir du bord extérieur jusqu'au voisinage du bord intérieur lors du serrage initiale. Ceci est un avantage pour ce type d'assemblage car les brides ne sont pas soumises à la flexion et les concentrations de contrainte à la jonction avec la conduite lors du pré-serrage sont réduites. Elles sont soumises uniquement à une compression par les boulons. Un moment de flexion est créé lorsque la pression du fluide est appliquée provoquant un écartement des brides. Selon ces mêmes figures, la pression de contact devient nulle sur la surface entre le bord intérieur de la bride et les trous des boulons et elle augmente sur le reste de la surface extérieure en fonction de la pression interne appliquée. En revanche, les boulons sont fortement sous contrainte lors du serrage initial et cette contrainte ne peut qu'augmenter dans les conditions opératoires.

La pression de contact entre les deux brides (Figures 5.15, 5.17) est focalisée autour de la face d'appui du boulon. Cette pression s'atténue d'une façon remarquable sur la médiane entre deux boulons. On constate ainsi une enveloppe importante de la distribution de la contrainte autour de la face de contact. Celle-ci s'accompagne par une déformation locale de la bride et une contrainte sur le joint torique non-uniforme dans la direction circonférentielle. Il est à noter que la déformation des brides peut être amplifiée sous l'effet de la chaleur si ces dernières sont soudées aux conduites après leurs usinages. Dans certains cas il faut faire un contrôle de planéité pour s'assurer d'un contact sur toutes les surfaces des brides. Un tel contrôle de tolérance et de forme affecte considérable le coût de l'assemblage.

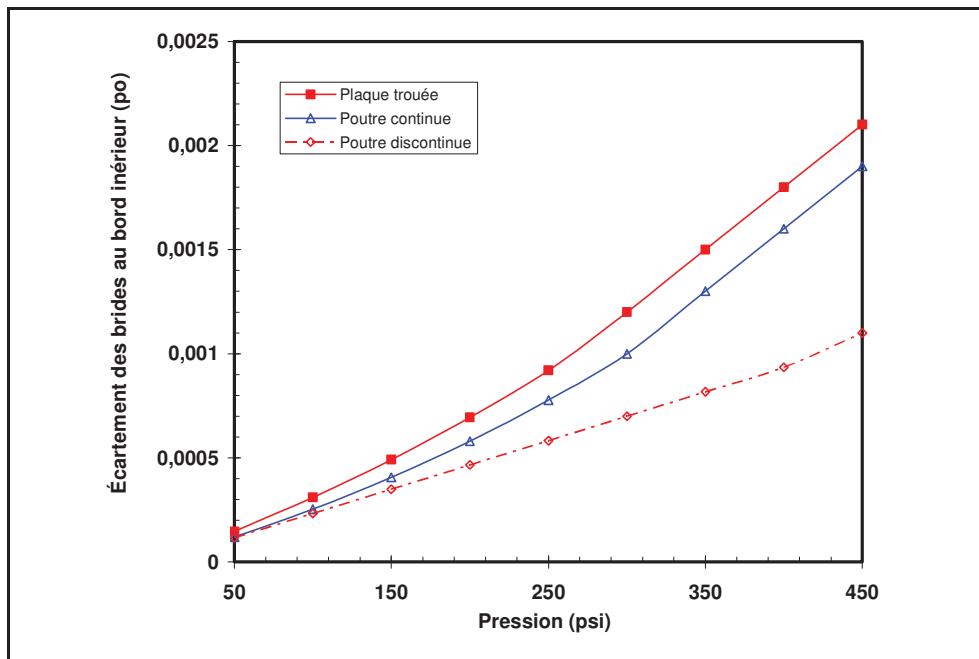
D'autre part, le joint peut être situé à n'importe quelle position entre les trous des boulons et le bord intérieur de la bride. Le diagramme d'écartement entre les brides (Figures 5.16, 5.18) permet de choisir la position du joint en fonction de sa capacité de reprise élastique (effet ressort). La reprise élastique du joint torique est nécessaire pour combler l'espace produit par la séparation des brides et pour garantir en même temps une pression de contact supérieure à la pression interne du fluide afin d'éviter les fuites à travers les trous des boulons.

Par ailleurs, dans le but de préserver une contrainte suffisante sur le joint torique, il est recommandé de loger ce dernier le plus proche possible des trous des boulons où la séparation des brides est réduite à sa valeur minimale. Par contre, la pression hydrostatique suscite davantage l'écartement des brides. Le choix et la position du joint dépendent de sa rigidité, la rigidité des brides et la pression interne. Le modèle d'interaction élastique entre les différents éléments de l'assemblage développés permet d'optimiser le choix du joint ainsi que la conception des brides du type contact métal-métal.

Pour connaître le seuil critique de la pression interne, l'écartement entre les deux brides est un paramètre que le concepteur peut utiliser. Les diagrammes de la figure 5.19 et 5.20 permettent de déterminer à quelle pression du fluide l'écartement des brides au niveau du joint est supérieur à l'écrasement du joint. Ainsi, à l'aide des courbes caractéristiques du joint mettant en relation la contrainte et la déformation, il est possible d'assurer un bon fonctionnement de ce type d'assemblage boulonné.



**Figure 5.19** Évolution de l'écartement entre les bords intérieurs des brides 10 po.



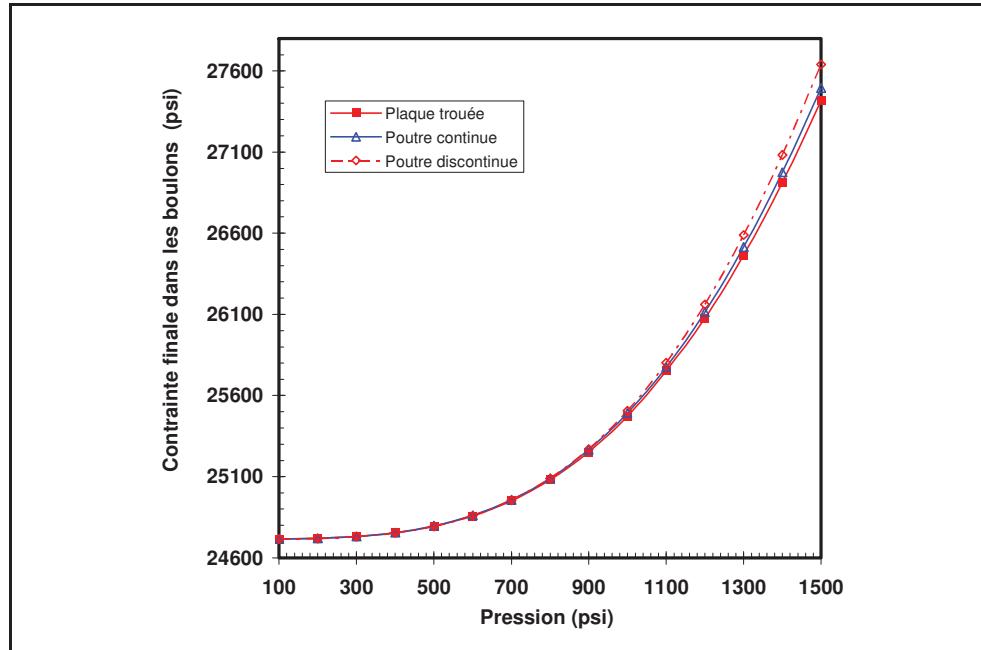
**Figure 5.20** Évolution de l'écartement entre les bords intérieurs des brides 24 po.

Selon les diagrammes 5.19 et 5.20, il est clair que la théorie des plaques est plus conservatrice pour définir l'écartement des brides en fonction de l'augmentation de la pression interne du fluide. Cependant le modèle analytique basé sur la théorie des poutres discrètes présente des résultats moins conservateurs pour les cas des brides sous haute pression.

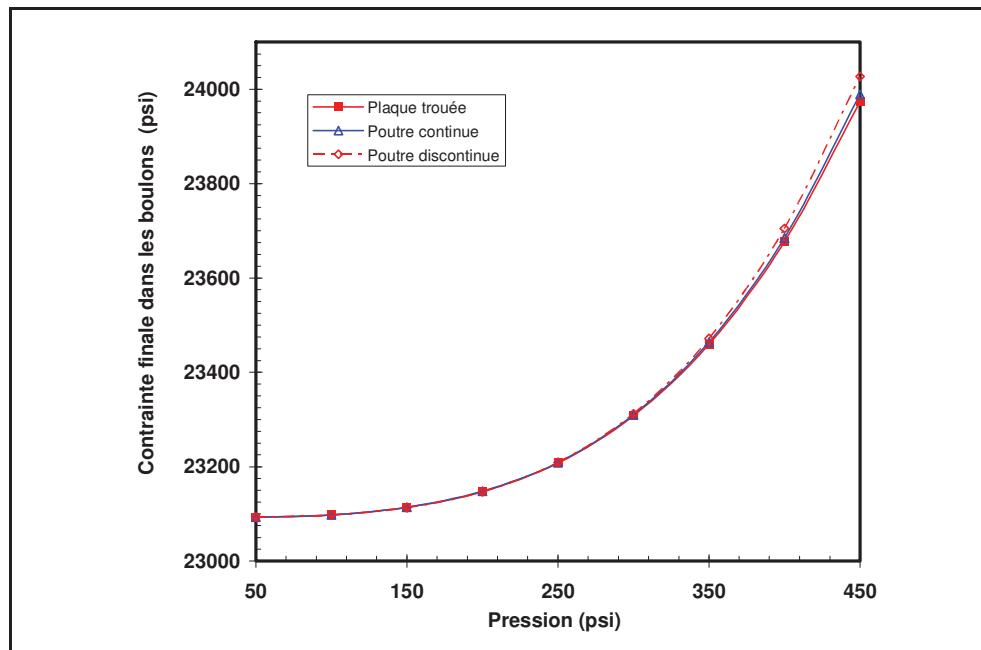
L'écartement des brides provoque un allongement additionnel des boulons. Ceci se traduit par une augmentation de la contrainte sur les boulons pendant les conditions d'opération par rapport au serrage initial. Selon les cas étudiés pour les brides B10 et B24 avec une pression respective de 400 psi et 200 psi, un léger accroissement de la contrainte sur les boulons est observé (Tableau 5.10). L'augmentation de la pression interne, produit une augmentation de la contrainte des boulons d'une manière exponentielle (Figure 5.21 et 5.22).

**Tableau 5.10 Contrainte d'extension finale sur les boulons (psi).**

BRIDE / MODE		CONTRAINTE SUR LES BOULONS (psi)					% ERREUR ANALY. / AEF	
		ANALITIQUE			AEF			
		POUTRE DISCONTINUE	POUTRE CONINUE	PLAQUE MINCE TROUÉE				
B10	PRÉ-SERRAGE	24715	24715	24715	24715	-	0,03%	
	OPÉRATOIRE	24754	24756	24754	24761	0,04%		
B24	PRÉ-SERRAGE	23092	23092	23092	23092	-	0,04%	
	OPÉRATOIRE	23147	23148	23147	23137			



**Figure 5.21** Évolution de la contrainte d'extension sur les boulons, bride 10 po.



**Figure 5.22** Évolution de la contrainte d'extension sur les boulons, bride 24 po.

## CONCLUSION GÉNÉRALE

Les brides à face plate se comportent d'une manière différente par rapport aux brides conventionnelles à faces surélevées. Elles deviennent sous contrainte seulement en mode opératoire sous l'effet de la pression interne du fluide. La charge initiale d'assise appliquée sur les boulons induit une contrainte relativement petite sur les brides par rapport aux brides à face surélevée. Cependant la charge totale sur les boulons nécessaire pour résister à la pression interne est plus importante, d'où la surface totale des boulons requise dans le premier cas est plus grande.

En outre, les brides à faces plates sont plus accommodantes, facile à usiner et à monter ce qui justifie leur utilisation de plus en plus fréquente dans l'industrie. En revanche, elles réclament une précision de planéité qui altère leur coût d'utilisation. Aussi, leur conception géométrique et leurs conditions d'utilisation exigent une détermination particulière pour s'assurer de leur fonctionnement adéquat pour un raccordement promettant une étanchéité infaillible.

En dépit des contributions antérieures, le besoin de décrire avec précision le comportement de ce type d'assemblage dans les conditions opératoires, reste une nécessité et une priorité afin de pouvoir réglementer leurs manières de conception et d'utilisation. Dans ce contexte, notre étude était profonde, précise et rigoureuse afin de valider, critiquer et compléter les développements les plus récents. Aussi, on a proposé de nouvelles approches qui permettent d'étudier une gamme dimensionnelle élargie des brides telles que les brides minces, larges ou étroites. Ces études ont abouti à des résultats convainquants pour un modèle universelle de bride de type «integral». Ils sont représentés sous formes de graphiques qui illustrent les différentes allures d'écrasement des joints, des déformations des brides et des distributions de contraintes obtenues par l'ensemble des contributions.

Dans un premier temps, on a étudié les différents modèles analytiques présentées par Blach [10] concernant les brides à face plates munies de joint pleine face et par Schneider [9]

concernant les brides ayant un contact métal-métal au-delà du cercle de perçage. Par la suite, on a développé un modèle pour chaque type d'assemblage en se basant sur les théories fondamentales de la résistance des matériaux. Enfin, ces approches ont été validées par les analyses numériques par éléments finis.

Initialement, dans le cas des brides munies de joint pleine face, le modèle analytique développé constitue une contribution importante pour leur conception. Un modèle de calcul rigoureux a été mis au point grâce à l'incorporation de la notion de la flexibilité et de l'interaction entre tous les éléments de l'assemblage. Ce travail se traduit par l'obtention de la charge finale sur le joint d'une manière précise en fonction de tous les paramètres influents sur l'assemblage et en particulier le serrage initial, les rigidités de chaque élément interactif de l'assemblage, l'ensemble des charges appliquées et leurs bras de levier qui varient avec la pression interne.

Notre contribution permet réciproquement de prédire la charge initiale sur les boulons à adopter pour éviter les fuites du fluide sans charger excessivement le joint d'étanchéité, la bride ou les boulons. On note qu'un écrasement exagéré des joints nous fait perdre leurs caractéristiques élastiques avec le temps (relaxation). Il peut aussi provoquer un écrasement excessif, ce qui entraîne des arrêts pour la maintenance sans compter les pertes de revenue. Aussi, le fait d'exposer la bride et les boulons à des hautes contraintes peut, dans certains cas, produire une relaxation due au fluage dépendamment de la température d'utilisation.

Les résultats obtenus à l'aide du nouveau modèle analytique, sont en bon accord avec ceux obtenus par éléments finis. Les faibles écarts entre les modèles théorique et numérique peuvent être dus à quelques facteurs. Principalement, le comportement du joint pendant la phase de déchargement a été considéré linéaire, tandis que dans le modèle des éléments finis le comportement réel du joint est pris en compte. Aussi le modèle analytique se base sur des valeurs moyennes et uniformes de la contrainte sur le joint. En réalité, la contrainte sur le joint dépend non seulement de la position radiale mais de l'espacement entre les boulons. Ce

dernier affecte considérablement la distribution de la contrainte sur le joint et peut être à l'origine des fuites.

Notre modèle développé s'appuie sur une distribution trapézoïdale de la contrainte sur le joint pour les conditions de serrage initiale. Après l'application de la pression interne du fluide, cette distribution converge vers une distribution triangulaire qui est considérée comme une limite maximale préventive pour éviter la fuite. En effet, on prévoit que la force hydrostatique est délimitée par le diamètre intérieur des brides selon notre modèle analytique. Dans le cas des pressions élevées, une séparation importante entre les brides existe et le modèle doit prendre en compte l'effet supplémentaire de cette pression hydrostatique sur les faces des brides. Dans ce cas, la force hydrostatique sera délimitée par le diamètre du point d'application de la réaction du joint. Elle induira une séparation des brides importante et amplifiera davantage leurs rotations respectives.

Notre contribution pour les assemblages ayant un contact métal-métal au delà du cercle des boulons, consiste à remplacer dans un premier temps la portion de la poutre discrète proposée par Schneider, par une poutre continue ce qui est plus proche de la réalité. Par la suite on a proposé de modéliser la bride par une plaque mince, circulaire et trouée, qui est encore plus représentative. Bien que le modèle développé se base sur la théorie des plaques minces, il n'en demeure pas moins que l'approche est consistante avec l'appendice 2 du code ASME relatif à la conception des brides à faces surélevées et que les résultats sont probants. On estime que la théorie des plaques est plus favorable que la théorie des poutres attendu que dans la plupart des cas, la largeur des brides est loin d'être égale à dix fois l'épaisseur pour pouvoir modéliser la portion de la bride en une poutre. Ceci nous a conduit à remettre en cause le modèle de la poutre discrète qui constitue la base des travaux du code ASME. On a proposé ainsi d'appliquer la théorie des plaques minces bien que les conditions de cette théorie ne seront pas assez persuasives si l'épaisseur de la bride n'est pas relativement mince.

Les différentes étapes de la modélisation ont permis d'identifier le type de la structure complexe et de la représenter par un diagramme des corps libres. On applique l'ensemble des

charges connues et des réactions inconnues et on écrit les équations d'équilibres tout en tenant compte des compatibilités des déplacements et de rotations. Les différentes équations impliquées dans le développement du modèle sont les suivantes :

- équation de déplacement radial et équation de la rotation du cylindre selon la théorie des poutres sur fondation élastique;
- équation de déplacement radial de la bride selon la théorie des cylindres à paroi épaisse;
- équations de compatibilités au point de la jonction entre la bride et le cylindre, c'est-à-dire l'égalité entre les déplacements radiaux et entre les rotations au niveau de la jonction,
- équation d'équilibre statique;
- équation d'équilibre des moments des forces exercées sur la bride;
- équation du déplacement axial de la bride au niveau du cercle de perçage du à l'écartement entre les deux brides selon le diagramme de corps libre de la poutre discontinue ou la poutre continue ou la théorie des plaques;
- équation de la force finale sur les boulons suite à l'elongation supplémentaire du dernier à cause de l'écartement entre les deux brides;
- la rotation de la bride au niveau de la jonction avec le cylindre selon le diagramme de corps libre de la poutre discontinue ou la poutre continue ou la théorie des plaques.

La résolution du système d'équations produit a permis de déduire les charges inconnues ainsi que l'ensemble des paramètres permettant de décrire le comportement de ce type d'assemblage en fonction de la pression du fluide, soient alors :

- le déplacement radial et la rotation du cylindre;
- le déplacement radial et la rotation de la bride;
- la force et le moment de discontinuité  $Q$  et  $M$ ;
- le bras de levier de la réaction de contact;
- l'écartement entre les deux brides au niveau du cercle de perçage;
- la force finale sur les boulons;
- la réaction de contact.

Les résultats obtenus ont permis de confirmer la pertinence des approches adoptées par rapport à ceux de Blach et Schneider. Le modèle de Blach concernant les brides munies de joint pleine face montre une lacune importante au niveau de l'interaction élastique entre les différents éléments de l'assemblage. Le modèle des plaques minces pour les brides ayant un contact métal-métal est plus proche des analyses par les éléments finis que celle du modèle des poutres continues élaboré par Schneider. En outre, il est nettement plus acceptable que celui des poutres discrètes qui ignore l'effet tridimensionnel. Par ailleurs, notre modèle permet de déterminer la séparation entre les deux brides, l'augmentation de la charge et la force de contact. Aussi, prévoir la position optimale du joint entre les trous des boulons et le diamètre intérieur de la bride, constitue un point essentiel pour la conception d'un tel assemblage.

Ainsi, les développements qu' on a réalisé pour les deux types d'assemblages, permettent d'ajuster leur conception en fonction de la pression du fluide. Cet ajustement se manifeste par la variation des dimensions des brides tels que leurs épaisseurs consécutives, leur diamètre extérieur, la position du cercle de perçage, le choix du diamètre des boulons et les caractéristiques de leurs matériaux, la valeur du serrage initiale et les types de joints d'étanchéité. Et ce dans l'intention d'étudier l'impact de chaque paramètre de l'assemblage sur la contrainte sur le joint et d'observer simultanément la déformation de la bride dans les conditions opératoires. Aussi, grâce aux différentes théories des plaques minces, théories de rotation de corps rigide et théories des poutres, on est apte de décrire le comportement des différents types des brides minces, épaisses, larges ou compactes. Par conséquent on devient susceptible d'estimer les paramètres opératoires adéquats du processus, de concevoir des assemblages étanches et fiables et d'être plus sûre pour prévenir les fuites.

## RECOMMANDATIONS

Cette étude peut être étendue en associant à la pression du fluide et la charge initiale de serrage, les contraintes thermiques, le phénomène de fluage et de relaxation du joint d'étanchéité ainsi que les charges externes qui peuvent avoir un impact important sur le comportement des assemblages boulonnés à face plate. Par ailleurs, il est indispensable de vérifier ces méthodes développées pour les brides de petites dimensions dont le diamètre intérieur est inférieur à 10 po. D'autre part, il serait intéressant d'analyser d'autres joints ayant des caractéristiques distinctes pour confirmer la plage de la validité des modèles étudiés.

En outre, un montage expérimental muni d'une variété de brides et de plusieurs types de joint soumis à différentes conditions de service en pression et en température, ne peut qu'appuyer les résultats analytiques et celles des éléments finis dans un environnement de fonctionnement réaliste. Bien que la précision d'usinage mérite des considérations particulières en matière de planéités des surfaces et des tolérances de positionnement et de formes pour mettre en place le joint.

Finalement, avec l'évolution de la technologie on ne peut pas continuer à ignorer les attributions qu'apportent les nouveaux développements pour les incorporer dans la réglementation de la conception des assemblages boulonnés. Ainsi, il est temps que le code ASME adopte des nouvelles règles de calcul des assemblages à brides boulonnées à face plate munies de joint pleine face ou ayant un contact métal-métal au-delà du cercle des boulons et introduit les développements analytiques récents qui décrivent leurs comportements d'une manière plus conforme à la réalité.

## ANNEXE I

### PROGRAMME ANALYTIQUE SUR MATLAB POUR LA BRIDE B10 MUNIE DE JOINT PLEINE FACE EN FIBRE

```
% Bride 10 po joint fibre et joint téflon pleine face
clear;
% Paramètre et constantes
nu=0.3; % Coefficient de poisson
E=29e6; % Module d'élasticité de la bride, du cylindre et des boulons.
Sbi=24715; %Contrainte initiale appliquée sur l'ensemble des boulons
ts=.375; % Épaisseur de cylindre
tf=1.25; % épaisseur de la bride
tj=0.063; % Épaisseur du joint
Ej=(3172-1495)/((0.00654-0.00584)/(tj-0.00654)); % Module d'élasticité du joint en fibre
%Ej=(3175-2240)/((0.02820-0.02769)/(tj-0.02820)); % Module d'élasticité du joint en teflon
A=16; % Diam extérieur de la bride et du joint
B=10; % Diam intérieur de la bride et du joint
C=14; % Diam du cercle des trous des boulons
ri=B/2; % Rayon Int de la bride
re=A/2; % Rayon ext de la bride
K=A/B; % Rapport diam ext / diam int.
D0=(2/3)*(A^2+B^2+A*B)/(A+B); % centroïde de la bride
%D0=(2/3)*B^2*(sin(1/B))*[1+K^2/(1+K)] % Centroïde de la bride selon Blach
D=E*(ts^3)/(12*(1-nu^2)); % Constant D= E*I
bc=1.285/((ri*ts)^(0.5)); % Beta poutre élastique
db=1.125; % Dia boulon : 1po 1/8
lb=2*tf+tj+.5*1.125*db; % Longueur des boulons
nb=16; % Nombre des boulons
Eb=29e6; % Module d'élasticité des boulons
Ab=nb*pi*(db-0.9743/8)^2/4; % Surfaces total des boulons
Aj=pi*(re^2-ri^2)-nb*pi*(db+0.125)^2/4; % Surface du joint
Kj=Ej*Aj/tj; % Rigidité du joint
Kb=Ab*Eb/lb; % Rigidité des boulons
Y=(3/(pi*(K-1)))*[(1-nu)+(2*(1+nu)*(K^2*log(K))/((K^2)-1))]; % Constante de la théorie
des plaques
gama=((A^2+B^2)/(A^2-B^2)+nu);
Fbi=Sbi*Ab; % Charge initiale sur les boulons
%diamètre G Point d'application de la force du joint
surf_trou=nb*(db+0.125)^2*pi/4; % Surface des trous
c_trou=surf_trou/(C*pi); % largeur de l'anneau équivalent au surfaces des trous
cji=C-c_trou; % Diamètre int de l'anneau équivalent au surfaces des trous
cje=C+c_trou; % Diamètre ext de l'anneau équivalent au surfaces des trous
```

```

G=[3*A^4-4*A^3*B+B^4+4*B*(cje-
cji)*(cje^2+cje*cji+cji^2)+3*(cje^3+cje^2*cji+cje*cji^2+cji^3)*(cji-cje)]/[2*(2*A^3-
3*A^2*B+B^3+3*B*(cje+cji)*(cje-cji)+2*(cje^2+cje*cji+cji^2)*(cji-cje))]; % Point d'application de la force du joint en tenant compte des trous
%G=(3*A^2+B^2+2*A*B)/(2*(2*A+B)); % Point d'application de la force du joint sans tenir des trous
%D0=(2/3)*(A^3-B^3+cji^3-cje^3)/(A^2-B^2+cji^2-cje^2) % D0 en tenant compte des trous des boulons.
Gi=(2*G+D0)/3
%diamètre G intégration numérique a partir de la distribution
% de la contrainte obtenu par éléments finis
Gi= 13.8579; % Point d'application de la force initiale de serrage du joint
G = 14.2405; % Point d'application de la force initiale de serrage du joint
%%%%%% Matrice six équation- six inconnues (Q,M,Uc,Ts,Ub,Tb)
for i=1:6
for j=1:6
AA(i,j)=0;
BB(i)=0;
end;
end;
AA(1,1)=1/(2*D*bc^3);
AA(1,2)=-1/(2*D*bc^2);
AA(1,3)=-1;
AA(1,4)=0;
AA(1,5)=0;
AA(1,6)=0;
BB(1)=-B^2*(2-nu)/(8*E*ts);
AA(2,1)=AA(1,2);
AA(2,2)=1/(D*bc);
AA(2,3)=0;
AA(2,4)=-1;
AA(2,5)=0;
AA(2,6)=0;
BB(2)=0;
AA(3,1)=-(B/(2*tf*E))*gama;
AA(3,2)=0;
AA(3,3)=0;
AA(3,4)=0;
AA(3,5)=-1;
AA(3,6)=tf/2;
BB(3)=-(B/(2*E))*gama;
AA(4,1)=(((B+ts)*pi*Y)/(E*tf^3))*(tf/2); % Theorie des plaques
%AA(4,1)=(((B+ts)*6)*(tf/2))/((E*tf^3)*(log(K))); % Theorie des anneaux
AA(4,2)=((B+ts)*pi*Y)/(E*tf^3); % Théorie des plaques
%AA(4,2)=(((B+ts)*6))/((E*tf^3)*(log(K))); % Theorie des anneaux

```

```

AA(4,3)=0;
AA(4,4)=0;
AA(4,5)=0;
AA(4,6)=1;
BB(4)=0;
AA(5,1)=0;
AA(5,2)=0;
AA(5,3)=1;
AA(5,4)=0;
AA(5,5)=-1;
AA(5,6)=0;
BB(5)=0;
AA(6,1)=0;
AA(6,2)=0;
AA(6,3)=0;
AA(6,4)=1;
AA(6,5)=0;
AA(6,6)=-1;
BB(6)=0;
CC=AA^-1*BB';
Qp=CC(1); % Force de discontinuité Q suite à une pression
Mp=CC(2); % Force de discontinuité M suite à une pression
Ucp=CC(3); % Déplacement du cylindre suite à une pression
Tsp=CC(4); % Rotation du cylindre suite à une pression
Ufp=CC(5); % Déplacement de la bride suite à une pression
tfp=CC(6); % Rotation de la bride suite à une pression
for i=1:6
for j=1:6
EE(i,j)=0;
FF(i)=0;
end;
end;
EE(1,1)=1/(2*D*bc^3);
EE(1,2)=-1/(2*D*bc^2);
EE(1,3)=-1;
EE(1,4)=0;
EE(1,5)=0;
EE(1,6)=0;
FF(1)=0;
EE(2,1)=EE(1,2);
EE(2,2)=1/(D*bc);
EE(2,3)=0;
EE(2,4)=-1;
EE(2,5)=0;
EE(2,6)=0;

```

```

FF(2)=0;
EE(3,1)=-(B+ts)/(2*tf*E)*gama;
EE(3,2)=0;
EE(3,3)=0;
EE(3,4)=0;
EE(3,5)=-1;
EE(3,6)=tf/2;
FF(3)=0;
EE(4,1)=(((B+ts)*pi*Y)/(E*tf^3))*(tf/2); % Théorie des plaques
%EE(4,1)=((B+ts)*6)*(tf/2))/((E*tf^3)*(log(K))); % Théorie des anneaux
EE(4,2)=((B+ts)*pi*Y)/(E*tf^3); % Théorie des plaques
%EE(4,2)=((B+ts)*6))/((E*tf^3)*(log(K))); % Theorie des anneaux
EE(4,3)=0;
EE(4,4)=0;
EE(4,5)=0;
EE(4,6)=1;
FF(4)=(Y)/((E*tf^3)); % Theorie des plaques
%FF(4)=((B+ts)*6))/((E*tf^3)*(pi*B)*(log(K))); % Theorie des anneaux
EE(5,1)=0;
EE(5,2)=0;
EE(5,3)=1;
EE(5,4)=0;
EE(5,5)=-1;
EE(5,6)=0;
FF(5)=0;
EE(6,1)=0;
EE(6,2)=0;
EE(6,3)=0;
EE(6,4)=1;
EE(6,5)=0;
EE(6,6)=-1;
FF(6)=0;
GG=EE^-1*FF';
QM=GG(1); % Force de discontinuité Q suite à un moment
MM=GG(2); % Moment de discontinuité M suite à un moment
UcM=GG(3); % Déplacement du cylindre suite à un moment
TsM=GG(4); % Rotation du cylindre suite à un moment
UfM=GG(5); % Déplacement de la bride suite à un moment
tfM=GG(6); % Rotation de la bride suite à un moment
%Analyse de flexibilité
KMf = 1/tfM;
Kp = 1/tp;
p=400; % Rigidité de la bride du à un moment M
if (0<=p)&(p<=100) % Rigidité de la bride du à une pression p
  G=Gi; % Pression intérieur.

```

```

end;
hj = (G-D0)/2; % Distance entre Hj et D0
hji = (Gi-D0)/2; % Distance entre Fbi et D0
hb = (C-D0)/2; % Distance entre Hb et D0
hd = (D0-(B+ts))/2; % Distance entre Hd et D0
Hd = p*((ri)^2)*pi; % Charge du à l'effet de fond
Hj=[Fbi*(1/Kb+1/Kj+2*hb*(hb-hji)/KMf)-Hd*(1/Kb+2*hb*(hb+hd)/(KMf))-2*hb*p/Kp]/[1/Kb+1/Kj+2*hb*(hb-hji)/(KMf)];
Hb=Hj+Hd; % Charge finale sur les boulons
M0=(Hd*hd+Hb*hb-Hj*hj); % Moment finale sur la bride
for i=1:6
for j=1:6
AA(i,j)=0;
BB(i)=0;
end;
end;
AA(1,1)=1/(2*D*bc^3);
AA(1,2)=-1/(2*D*bc^2);
AA(1,3)=-1;
AA(1,4)=0;
AA(1,5)=0;
AA(1,6)=0;
BB(1)=-B^2*(2-nu)/(8*E*ts)*p;
AA(2,1)=AA(1,2);
AA(2,2)=1/(D*bc);
AA(2,3)=0;
AA(2,4)=-1;
AA(2,5)=0;
AA(2,6)=0;
BB(2)=0;
AA(3,1)=-(B+ts)/(2*tf*E)*gama;
AA(3,2)=0;
AA(3,3)=0;
AA(3,4)=0;
AA(3,5)=-1;
AA(3,6)=tf/2;
BB(3)=-(B+ts)/(2*E)*gama*p;
AA(4,1)=(((B+ts)*pi*Y)/(E*tf^3))*(tf/2); % Théorie des plaques
%AA(4,1)=(((B+ts)*6)*(tf/2))/((E*tf^3)*(log(K))); % Théorie des anneaux
AA(4,2)=(((B+ts)*pi*Y)/(E*tf^3)); % Théorie des plaques
%AA(4,2)=(((B+ts)*6))/((E*tf^3)*(log(K))); % Theorie des anneaux
AA(4,3)=0;
AA(4,4)=0;
AA(4,5)=0;
AA(4,6)=1;

```

```

BB(4)=[(Y)/(E*tf^3)]*M0; % Théorie des plaques
AA(5,1)=0;
AA(5,2)=0;
AA(5,3)=1;
AA(5,4)=0;
AA(5,5)=-1;
AA(5,6)=0;
BB(5)=0;
AA(6,1)=0;
AA(6,2)=0;
AA(6,3)=0;
AA(6,4)=1;
AA(6,5)=0;
AA(6,6)=-1;
BB(6)=0;
CC=AA^-1*BB';
Q=CC(1); % Force de discontinuité Q suite à une pression
M=CC(2); % Force de discontinuité M suite à une pression
Uc=CC(3); % Déplacement du cylindre suite à une pression
Ts=CC(4); % Rotation du cylindre suite à une pression
Uf=CC(5); % Déplacement de la bride suite à une pression
Tf=CC(6); % Rotation de la bride suite à une pression
Tfd=Tf*180/pi;
Mfi=Fbi*(hb-hji); % Moment initial
tfi=Mfi/KMf; % Rotation du au pesserrage initiale
tfi=tfi*180/pi % Rotation en degree
Sji=Fbi/Aj ; % Contrainte sur le joint
M1=[M0/(pi*((B+ts)))-M-Q*tf/2]*pi*((B+ts));
tetaf=[Y/(E*tf^3)]*M1; % rotation totale de la bride théorie des plaques
%tetaf=[(B*6)/((E*tf^3)*(log(K)))]*[M1/(B*pi)] % Theorie des anneaux
Sji=Fbi/Aj % Contrainte initiale sur le joint.
Sj=Hj/Aj % Contrainte finale sur le joint.
Sb=Hb/Ab % Contrainte finale sur le boulon.
Kf=M1/tetaf % rigidité de la bride.
tetaf=tetaf*180/pi % Rotation de la bride en degré.

```

## ANNEXE II

### INTÉGRATION QUADRATIQUE DE LA DISTRIBUTION NUMÉRIQUE DE LA CONTRAINTE

```
Aqua=0;
xGqua=0;
A=16;
B=10;
a=(A-B)/2;
n=5000;
C=14;
nb=16;
db=1.125;
dx = a/n;
x=linspace(B/2,B/2+a,n+1);
f = -36.2*x.^3 + 756.95*x.^2 - 3815.1*x + 5682.7; % P_0_teta_0
%f= -52.055*x.^3 + 1039.6*x.^2 - 5601.2*x + 9550.9; % P_0_teta_11.25
f= -87.242*x.^3 + 1882.4*x.^2 - 11464*x + 21413; % P_400_teta_0
%f= -158.9*x.^3 + 3208.5*x.^2 - 19651*x + 38203; % P_400_teta_11.25
%f= 2000.*(x-5); % distribution triangulaire
surf_trou=nb*(db+0.125)^2*pi/4;
Jsurf=(pi*(A^2-B^2)/4-surf_trou);
c_trou=surf_trou/(C*pi);
Cji=C-c_trou;
Cje=C+c_trou;
for i=1:n+1
if (x(i)>Cji/2) & (x(i)<Cje/2)
f(i)=0;
end
end
% calcul de l'aire par la méthode quadratique
Aqua = 0;
f=f.*x;
for i=1:n-1
Aqua(i+1) = Aqua(i)+ (5*f(i) + 8*f(i+1) - f(i+2)) * dx/12;
Aqua(i+2) = Aqua(i) + (f(i) + 4*f(i+1) + f(i+2))* dx/3;
%Aqua = Aqua+ (f(i) +f(i+1)) * dx/2; Integration trapézoidale
end
Contmoyenne = 2*pi*Aqua(end)/(Jsurf)
%Calcule du Centroïde
xGqua = 0;
xg = f.*x;
```

```
for i=1:n-1
    xGqua(i+1) = xGqua(i) + (5*xg(i) + 8*xg(i+1) - xg(i+2)) * dx/12;
    xGqua(i+2) = xGqua(i) + (xg(i) + 4*xg(i+1) + xg(i+2)) * dx/3;
    %xGqua= xGqua + (xg(i) + xg(i+1)) * dx/2; Integration trapézoidale
end
xGQua = xGqua(end)/Aqua(end);
G=2*xGQua
close all
```

### ANNEXE III

#### PROGRAMME NUMÉRIQUE SUR ANSYS DE LA BRIDE B10 MUNIE DE JOINT PLEINE FACE EN FIBRE

```
/clear
/prep7
!-----!
! JOINT FIBRE PLEINE FACE
!-----!
*afun,deg          !Mettre tous les angles en degrés
pi=3.1415926535897932384626433832795
!-----!
!  Type d'éléments
!-----!
et,1,solid45 !solid95
et,2,195  !194
!-----!
!  Constantes des matériaux
!-----!
MP,ex,1,29e6      !Bride, tube
MP,nuxy,1,0.3
MP,ex,2,29e6      !Boulons et rondelle
MP,nuxy,2,0.3
MP,ex,3,40000e6   !Plaque pour interface
MP,nuxy,3,0.3
delta0 = 0.00e-3
stiff0 = 0.0e7
scap  = 1.0e-5
tb,gasket,4,,para
tbdata,1,delta0,stiff0,scap
!-----!
! Courbe de compression du joint
!-----!
!LOADING
tb,gask,4,1,10,comp
tbpt,,0,0
tbpt,,0.00165/2,300
tbpt,,0.00289/2,640
tbpt,,0.00455/2,1430
tbpt,,0.00654/2,3172
tbpt,,0.00783/2,4871
tbpt,,0.00876/2,6473
```

tbpt.,0.00986/2,9423  
tbpt.,0.01112/2,16000  
tbpt.,0.01348/2,40000  
!UNLOADING #0  
tb,gask,4,1,7,Nunl  
tbpt.,0.00165/2 ,300  
tbpt.,0.00154/2 ,250  
tbpt.,0.00144/2 ,200  
tbpt.,0.00128/2 ,140  
tbpt.,0.00108/2 ,91  
tbpt.,0.00086/2 ,42  
tbpt.,0.00066/2 ,0  
!UNLOADING #0  
tb,gask,4,1,7,Nunl  
tbpt.,0.00289 /2 ,640  
tbpt.,0.00275 /2 ,500  
tbpt.,0.00258 /2 ,375  
tbpt.,0.002288/2 ,250  
tbpt.,0.00202 /2 ,159  
tbpt.,0.00179 /2 ,84  
tbpt.,0.00133 /2 ,0  
!UNLOADING #0  
tb,gask,4,1,7,Nunl  
tbpt.,0.00455/2 , 1430  
tbpt.,0.00406/2 , 900  
tbpt.,0.00363/2 , 570  
tbpt.,0.00337/2 , 380  
tbpt.,0.00296/2 , 226  
tbpt.,0.00248/2 , 112  
tbpt.,0.002 /2 , 0  
!UNLOADING #1  
tb,gask,4,1,7,Nunl  
tbpt.,0.00654/2,3172  
tbpt.,0.00584/2 ,1495  
tbpt.,0.00547/2,1008  
tbpt.,0.0051 /2,662  
tbpt.,0.00445/2,370  
tbpt.,0.00369/2,172  
tbpt.,0.00298/2,0  
!UNLOADING #2  
tb,gask,4,1,7,Nunl  
tbpt.,0.00783/2 ,4871  
tbpt.,0.00724/2 ,2310  
tbpt.,0.00677/2 ,1420  
tbpt.,0.00609/2 ,827

tbpt,,0.00549/2 ,483  
 tbpt,,0.00483/2 ,230  
 tbpt,,0.00387/2 ,0  
 !UNLOADING #3  
 tb,gask,4,1,7,Nunl  
 tbpt,,0.00876/2 ,6473  
 tbpt,,0.008 /2 ,2770  
 tbpt,,0.00754/2 ,1680  
 tbpt,,0.00697/2 ,980  
 tbpt,,0.00644/2 ,585  
 tbpt,,0.00564/2 ,270  
 tbpt,,0.00465/2 ,0  
 !UNLOADING #4  
 tb,gask,4,1,7,Nunl  
 tbpt,,0.00986/2 ,9423  
 tbpt,,0.00892/2 ,3570  
 tbpt,,0.00846/2 ,2170  
 tbpt,,0.00782/2 ,1156  
 tbpt,,0.0072 /2,679  
 tbpt,,0.00635/2 ,303  
 tbpt,,0.00538/2 ,0  
 !UNLOADING #5  
 tb,gask,4,1,7,Nunl  
 tbpt,,0.01112/2 ,16000  
 tbpt,,0.01025/2 ,6320  
 tbpt,,0.00989/2 ,3600  
 tbpt,,0.0094 /2,1670  
 tbpt,,0.00908/2 ,1038  
 tbpt,,0.00849/2 ,470  
 tbpt,,0.00743/2 ,0  
 !UNLOADING #6  
 tb,gask,4,1,7,Nunl  
 tbpt,,0.01348/2, 40000  
 tbpt,,0.01203/2, 15400  
 tbpt,,0.01154/2, 7350  
 tbpt,,0.01122/2, 3360  
 tbpt,,0.01100/2, 2000  
 tbpt,,0.01057/2, 800  
 tbpt,,0.00952/2, 0  
 tplist,gask,all  
 tbplot,gask,4  
 !-----!  
 ! paramètre de la géométrie dia int 10 po  
 !-----!  
 B = 10 ! Diamètre intérieur bride (po)

```

A = 16          ! Diamètre extérieur bride (po)
C = 14          ! Diamètre du cercle des boulons (po)
ts = 0.375      ! Épaisseur de la paroi du tube (po)
tcol = ts       ! Épaisseur de la collerette (po)
hcol = 1         ! Hauteur de la collerette (po)
tb = 1.25       ! Épaisseur de la bride (po)
tj = 0.063      ! Épaisseur du joint (po)
db = 1.125      ! Diamètre du boulon (po)
nb = 16          ! Nombre des boulons
nfil = 8         ! Nombre des filets des boulons
hecrou = 0.875*db ! Hauteur de l'écrou (po)
eps = 0.01
preserrage = 24715 ! Preserrage des boulons
dep = 0.53883E-02 ! Déplacement initiale des boulons
pint = 400       ! Pression interne
rib = B/2        ! Rayon intérieur bride (po)
reb = A/2        ! Rayon extérieur bride (po)
rcb = C/2        ! Position centre du boulon (po)
teta = (360/nb)/2 ! Secteur du modèle
As = (pi/4)*(db-0.9743/nfil)**2
Ar = (pi/4)*(db-1.3/nfil)**2
rb = sqrt(As/pi) ! Rayon du boulon (po) tensil area
rtb = rb + 0.125/2 ! Rayon du trou du boulon (po)
rpb = (1.5*db)/2  ! Rayon de la portée du boulon (po)
rro = rpb + 0.05 ! Rayon du diamètre ext du rondelle (po)
rbm = 2*rcb - reb ! Rayon moyen de la bride (po)
rec = rib + ts   ! Rayon extérieur du cylindre (po)
reh = rib + tcol ! Rayon extérieur du collerette (po)
lc = 10*sqrt(ts*(rib+rec)/2) ! longueur du tube (po) = 10*(r*t)^(1/2)
hecrou = 0.875*db ! Hauteur de la bride
tp = tj/2        ! Épaisseur de la plaque interface pour la symétrie
epron = .1        ! Épaisseur rondelle
z0 = -tp          ! Niveau plaque se symétrie
z1 = 0            ! Niveau joint
z2 = z1 + tj/2   ! Niveau bride
z3 = z2 + tb     ! Niveau rondelle
z4 = z3 + hecrou + epron ! Niveau tête boulon
z5 = z3 + hcol   ! Niveau collerette
z6 = z3 + lc     ! Niveau cylindre
z7 = z3 + epron  ! Niveau face appui du boulon
effet_fond = (pint*(rib**2))/(rec**2-rib**2) ! Force hydrostatique dans le cylindre
!-----!
! Geometrie
!-----!

```

```

!----- !
!      Bride -- mat 1 --
!----- !

csys,1
k,1,rib,0,z2
k,2,rib,teta,z2
k,3,reh,0,z2
k,4,reh,teta,z2
k,5,rbm,0,z2
k,6,rbm,teta,z2
k,7,reb,0,z2
k,8,reb,teta,z2
l,1,2
l,3,4
l,5,6
l,7,8
local,11,1,rcb,0,0
k,9,rro,0,z2
k,11,rro,60,z2
k,13,rro,135,z2
k,15,rro,180,z2
k,10,rtb,0,z2
k,12,rtb,60,z2
k,14,rtb,135,z2
k,16,rtb,180,z2
l,9,11
l,11,13
l,13,15
l,10,12
l,12,14
l,14,16
csys,0
k1= 20
kgen,2,all,,,0,0,(z3-z2),k1
lgen,2,all,,,0,0,(z3-z2),k1
type,1
mat,1
vsel,none
v,1,3,4,2,1+k1,3+k1,4+k1,2+k1
v,3,5,6,4,3+k1,5+k1,6+k1,4+k1
v,5,15,13,6,5+k1,15+k1,13+k1,6+k1
v,13,11,8,6,13+k1,11+k1,8+k1,6+k1
v,7,8,11,9,7+k1,8+k1,11+k1,9+k1
v,9,11,12,10,9+k1,11+k1,12+k1,10+k1
v,11,13,14,12,11+k1,13+k1,14+k1,12+k1

```

v,14,13,15,16,14+k1,13+k1,15+k1,16+k1  
vatt,1,,1  
!-----!  
! Cylindre -- mat 1 --  
!-----!  
csys,1  
k,181,rib,0,z5  
k,182,rib,teta,z5  
k,183,rec,0,z5  
k,184,rec,teta,z5  
k,185,rib,0,z6  
k,186,rib,teta,z6  
k,187,rec,0,z6  
k,188,rec,teta,z6  
vsel,none  
v,181,182,184,183,185,186,188,187  
vatt,1,,1  
!----- -!  
! Collerette -- mat 1 --  
!----- --!  
vsel,none  
v,21,22,24,23,181,182,184,183  
vatt,1,,1  
!----- -!  
! Boulons  
!-----!  
csys,11  
k,141,0,0,z4  
k,142,rb,0,z4  
k,143,rb,60,z4  
k,144,rb,135,z4  
k,145,rb,180,z4  
k,146,0,0,z1  
k,147,rb,0,z1  
k,148,rb,60,z1  
k,149,rb,135,z1  
k,150,rb,180,z1  
k,152,rpb,0,z4  
k,153,rpb,60,z4  
k,154,rpb,135,z4  
k,155,rpb,180,z4  
k,156,rpb,0,z7  
k,157,rpb,60,z7  
k,158,rpb,135,z7  
k,159,rpb,180,z7

k,160,rb,0,z7  
k,161,rb,60,z7  
k,162,rb,135,z7  
k,163,rb,180,z7  
k,164,0,0,z7  
l,141,142  
l,142,143  
l,143,144  
l,146,147  
l,147,148  
l,149,150  
l,152,153  
l,153,154  
l,154,155  
vsel,none  
v,141,142,143,164,160,161  
v,164,160,161,146,147,148  
v,141,143,144,164,161,162  
v,164,161,162,146,148,149  
v,141,144,145,164,162,163  
v,164,162,163,146,149,150  
v,142,152,156,160,143,153,157,161  
v,143,153,157,161,144,154,158,162  
v,144,154,158,162,145,155,159,163  
vatt,2,0,1  
!-----!  
!       rondelle  
!-----!  
csys,11  
k,241,0,0,z7  
k,242,rtb,0,z7  
k,243,rtb,60,z7  
k,244,rtb,135,z7  
k,245,rtb,180,z7  
k,252,rro,0,z7  
k,253,rro,60,z7  
k,254,rro,135,z7  
k,255,rro,180,z7  
k,256,rro,0,z3  
k,257,rro,60,z3  
k,258,rro,135,z3  
k,259,rro,180,z3  
k,260,rtb,0,z3  
k,261,rtb,60,z3  
k,262,rtb,135,z3

k,263,rtb,180,z3  
k,264,0,0,z3  
vsel,none  
v,242,252,256,260,243,253,257,261  
v,243,253,257,261,244,254,258,262  
v,244,254,258,262,245,255,259,263  
vatt,2,0,1  
!-----!  
! Maillage Bride , Boulons et rondelle  
!-----!  
lsel,s,line,,1,4,1  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,5,7,2  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,6  
lesize,all,,,16  
lsel,s,line,,22  
lesize,all,,,4  
lsel,s,line,,30  
lesize,all,,,4  
lsel,s,line,,42  
lesize,all,,,16  
lsel,s,line,,45  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,47  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,52  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,67  
lesize,all,,,12  
lsel,s,line,,78  
lesize,all,,,4  
lsel,s,line,,79  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,113  
lesize,all,,,4  
lsel,s,line,,80  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,81  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,106  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,91  
lesize,all,,,7  
lsel,s,line,,96

```
lesize,all,,,7
lsel,s,line,,128
lesize,all,,,10
lsel,s,line,,134
lesize,all,,,8
lsel,s,line,,142
lesize,all,,,8
lsel,s,line,,150
lesize,all,,,8
esize,0.5
alls
vmesh,all
!----- !
!      Plaque pour interface 'joint'
!----- !
csys,1
k,101,rib,0,z1
k,102,rib,teta,z1
k,103,reh,0,z1
k,104,reh,teta,z1
k,105,rbm,0,z1
k,106,rbm,teta,z1
k,107,reb,0,z1
k,108,reb,teta,z1
l,101,102
l,103,104
l,105,106
l,107,108
local,11,1,rcb,0,0
csys,11
k,109,rro,0,z1
k,111,rro,60,z1
k,113,rro,135,z1
k,115,rro,180,z1
k,110,rtb,0,z1
k,112,rtb,60,z1
k,114,rtb,135,z1
k,116,rtb,180,z1
l,109,111
l,111,113
l,113,115
l,110,112
l,112,114
l,114,116
csys,1
```

```

k,121,rib,0,z0
k,122,rib,teta,z0
k,123,reh,0,z0
k,124,reh,teta,z0
k,125,rbm,0,z0
k,126,rbm,teta,z0
k,127,reb,0,z0
k,128,reb,teta,z0
l,121,122
l,123,124
l,125,126
l,127,128
local,11,1,rcb,0,0
csys,11
k,129,rro,0,z0
k,131,rro,60,z0
k,133,rro,135,z0
k,135,rro,180,z0
k,130,rtb,0,z0
k,132,rtb,60,z0
k,134,rtb,135,z0
k,136,rtb,180,z0
l,129,131
l,131,133
l,133,135
l,130,132
l,132,134
l,134,136
csys,0
vsel,none
v,101,103,104,102,101+k1,103+k1,104+k1,102+k1
v,103,105,106,104,103+k1,105+k1,106+k1,104+k1
v,105,115,113,106,105+k1,115+k1,113+k1,106+k1
v,113,111,108,106,113+k1,111+k1,108+k1,106+k1
v,107,108,111,109,107+k1,108+k1,111+k1,109+k1
v,109,111,112,110,109+k1,111+k1,112+k1,110+k1
v,111,113,114,112,111+k1,113+k1,114+k1,112+k1
v,114,113,115,116,114+k1,113+k1,115+k1,116+k1
vatt,3,,1
!-----!
!      Joint
!----- !
k2=100
vsel,none
v,1,3,4,2,1+k2,3+k2,4+k2,2+k2

```

```

v,3,5,6,4,3+k2,5+k2,6+k2,4+k2
v,5,15,13,6,5+k2,15+k2,13+k2,6+k2
v,13,11,8,6,13+k2,11+k2,8+k2,6+k2
v,7,8,11,9,7+k2,8+k2,11+k2,9+k2
v,9,11,12,10,9+k2,11+k2,12+k2,10+k2
v,11,13,14,12,11+k2,13+k2,14+k2,12+k2
v,14,13,15,16,14+k2,13+k2,15+k2,16+k2
vatt,4,0,2
alls
!----- !
!      Maillage joint et Plaque
!----- !
imesh,area,22,123,0
imesh,area,17,118,0
imesh,area,12,113,0
imesh,area,36,137,0
imesh,area,32,133,0
imesh,area,27,128,0
imesh,area,7,108,0
imesh,area,1,102,0
alls
vmesh,17,32
!----- !
!      Contact Portée Boulons - Bride
!----- !
/COM, CONTACT PAIR CREATION - START
CM,_NODECM,NODE
CM,_ELEMCM,ELEM
CM,_KPCM,KP
CM,_LINECM,LINE
CM,_AREACM,AREA
CM,_VOLUCM,VOLU
/GSAV,cwz,gsav,,temp
MP,MU,1,0.222
MAT,1
R,3
REAL,3
ET,3,170
ET,4,174
KEYOPT,4,9,0
KEYOPT,4,10,2
R,3,
RMORE,
RMORE,,0
RMORE,0

```

```
! Generate the target surface
ASEL,S,,,76
ASEL,A,,,80
ASEL,A,,,84
CM,_TARGET,AREA
TYPE,3
NSLA,S,1
ESLN,S,0
ESLL,U
ESEL,U,ENAME,,188,189
ESURF
CMSEL,S,_ELEMCM
! Generate the contact surface
ASEL,S,,,87
ASEL,A,,,92
ASEL,A,,,97
CM,_CONTACT,AREA
TYPE,4
NSLA,S,1
ESLN,S,0
ESURF
ALLSEL
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,3
ESEL,A,TYPE,,4
ESEL,R,REAL,,3
/PSYMB,ESYS,1
/PNUM,TYPE,1
/NUM,1
EPLOT
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,3
ESEL,A,TYPE,,4
ESEL,R,REAL,,3
CMSEL,A,_NODECM
CMDEL,_NODECM
CMSEL,A,_ELEMCM
CMDEL,_ELEMCM
CMSEL,S,_KPCM
CMDEL,_KPCM
CMSEL,S,_LINECM
CMDEL,_LINECM
CMSEL,S,_AREACM
CMDEL,_AREACM
CMSEL,S,_VOLUCM
```

CMDEL,\_VOLUCM  
/GRES,cwz,gsav  
CMDEL,\_TARGET  
CMDEL,\_CONTACT  
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END  
/COM, CONTACT PAIR CREATION - START  
CM,\_NODECM,NODE  
CM,\_ELEMCM,ELEM  
CM,\_KPCM,KP  
CM,\_LINECM,LINE  
CM,\_AREACM,AREA  
CM,\_VOLUCM,VOLU  
/GSAV,cwz,gsav,,temp  
MP,MU,1,0.222  
MAT,1  
MP,EMIS,1,7.88860905221e-031  
R,4  
REAL,4  
ET,5,170  
ET,6,174  
R,4,,,1.0,0.1,0,  
RMORE,,,1.0E20,0.0,1.0,  
RMORE,0.0,0,1.0,,1.0,0.5  
RMORE,0,1.0,1.0,0.0,,1.0  
KEYOPT,6,4,0  
KEYOPT,6,5,0  
KEYOPT,6,7,0  
KEYOPT,6,8,0  
KEYOPT,6,9,0  
KEYOPT,6,10,2  
KEYOPT,6,11,0  
KEYOPT,6,12,0  
KEYOPT,6,2,0  
KEYOPT,5,5,0  
! Generate the target surface  
ASEL,S,,,31  
ASEL,A,,,35  
ASEL,A,,,39  
CM,\_TARGET,AREA  
TYPE,5  
NSLA,S,1  
ESLN,S,0  
ESLL,U  
ESEL,U,ENAME,,188,189  
ESURF

```
CMSEL,S,_ELEMCM
! Generate the contact surface
ASEL,S,,,89
ASEL,A,,,94
ASEL,A,,,99
CM,_CONTACT,AREA
TYPE,6
NSLA,S,1
ESLN,S,0
ESURF
!* Create Companion Pair - Start
R,5
REAL,5
ET,7,170
ET,8,174
R,5,,,1.0,0.1,0,
RMORE,,,1.0E20,0.0,1.0,
RMORE,0.0,0,1.0,,1.0,0.5
RMORE,0,1.0,1.0,0.0,,1.0
KEYOPT,8,4,0
KEYOPT,8,5,0
KEYOPT,8,7,0
KEYOPT,8,8,0
KEYOPT,8,9,0
KEYOPT,8,10,2
KEYOPT,8,11,0
KEYOPT,8,12,0
KEYOPT,8,2,0
KEYOPT,7,1,0
KEYOPT,7,3,0
KEYOPT,7,5,0
TYPE,7
ESEL,S,TYPE,,6
NSLE,S
ESLN,S,0
ESURF
TYPE,8
ESEL,S,TYPE,,5
NSLE,S
ESLN,S,0
ESURF
!* Create Companion Pair - End
ALLSEL
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,5
```

```

ESEL,A,TYPE,,6
ESEL,R,REAL,,4
/PSYMB,ESYS,1
/PNUM,TYPE,1
/NUM,1
EPLOT
ESEL,ALL
ESEL,S,TYPE,,5
ESEL,A,TYPE,,6
ESEL,R,REAL,,4
ESEL,A,TYPE,,7
ESEL,A,TYPE,,8
CMSEL,A,_NODECM
CMDEL,_NODECM
CMSEL,A,_ELEMCM
CMDEL,_ELEMCM
CMSEL,S,_KPCM
CMDEL,_KPCM
CMSEL,S,_LINECM
CMDEL,_LINECM
CMSEL,S,_AREACM
CMDEL,_AREACM
CMSEL,S,_VOLUCM
CMDEL,_VOLUCM
/GRES,cwz,gsav
CMDEL,_TARGET
CMDEL,_CONTACT
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END
alls
csys,1
nsel,all
NROTAT,ALL
/eof
!-----!
!           Module Solutions
!-----!
/solu
!-----!
!           Appliquer la Symetrie
!-----!
csys,1
nsel,none
nsel,s,loc,x,rib-eps,reb+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,0+eps
nsel,r,loc,z,z0-eps,z6+eps

```

```

dsym,symm,y,1
csys,1
nsel,none
nsel,s,loc,x,rib-eps,reb+eps
nsel,r,loc,y,teta-eps,teta+eps
nsel,r,loc,z,-tp-eps,z6+eps
dsym,symm,y,1
ALLS
!-----!
!          Attachement Plaque
!-----!

nsel,s,loc,x,rib-eps,reb+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,teta+eps
nsel,r,loc,z,z0-eps,z0+eps

d,all,uz,0
!-----!
!          Presserrage Boulons
!-----!
!alls
!csys,11
!nsel,s,loc,x,0,rb +eps
!nsel,r,loc,y,0-eps,180+eps
!nsel,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
!CPINTF,uz,10*rb
!asel,s,,,58
!asel,a,,,65
!asel,a,,,72
!sfa,all,,pres,-preserrage
!sftran
alls
csys,11
nsel,s,loc,x,0,rb +eps
nsel,r,loc,y,0-eps,180+eps
nsel,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
d,all,uz,-dep
alls
time,1
ALLS
solve          !pré-serrage ,
!-----!
!          Pression Interne
!-----!
alls

```

```

csys,1
nsel,s,loc,x,rib-eps,rib+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,teta+eps
nsel,r,loc,z,z1-eps,z6+eps
sf,all,pres,pint
asel,none
asel,s,,,45
sfa,all,,pres,-effet_fond
sftran
!-----!
!          Résultat
!-----!
alls
time,2
solve           ! Serrage + pression
finish
!-----!
!          Impression des résultats
!-----!
alls
csys,1
nsel,none
nsel,s,loc,x,rib-eps,reb+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,0+eps
nsel,r,loc,z,z2-eps,z2+eps
/post1
dsys,1
esel,s,mat,,4
SET,last
PLNSOL,GKS,X,0,1
PRNSOL,U,Z
PRNSOL,GKS,
NLIST,ALL, , ,XYZ,NODE,NODE,NODE
alls
nsel,none
nsel,s,loc,x,rib-.5,reb+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,teta+eps
nsel,r,loc,z,z0-eps,z0+eps
fsum,,           ! somme des réaction sur plaque se symétrie
/eof
!-----!
!          FIN
!-----!

```

## ANNEXE IV

### PARAMÈTRES DE LA BRIDE B24 MUNIE DE JOINT PLEINE FACE EN TÉFLON POUR PROGRAMME NUMÉRIQUE SUR ANSYS

```
/clear
/prep7
!-----!
!      JOINT FIBRE PLEINE FACE
!-----!
*afun,deg          !Mettre tous les angles en degrés
pi=3.1415926535897932384626433832795
!-----!
!      Type d'éléments
!-----!
et,1,solid95 !45
et,2,194  !195
!-----!
!      Constantes des matériaux
!-----!
MP,ex,1,29e6      !Bride, tube
MP,nuxy,1,0.3
MP,ex,2,29e6      !Boulons et rondelle
MP,nuxy,2,0.3
MP,ex,3,40000e6   !Plaque pour interface
MP,nuxy,3,0.3
tb,gasket,4,,para
tbdata,1,delta0,stiff0,scap
!-----!
!      Courbe de compression du joint
!-----!
!LOADING
tb,gask,4,1,6,comp
tbpt,,0,0
tbpt,,0.0119/2 ,280
tbpt,,0.0197/2 ,740
tbpt,,0.0245/2 ,1630
tbpt,,0.0282/2 ,3175
tbpt,,0.0340/2 ,9429
!UNLOADING #4
tb,gask,4,1,7,Nunl
tbpt,,0.01190/2 ,280
tbpt,,0.01125/2 ,230
```

```

tbpt,,0.01015/2 ,170
tbpt,,0.00887/2 ,120
tbpt,,0.00778/2 ,75
tbpt,,0.00649/2      ,30
tbpt,,0.00500/2      ,0
!UNLOADING #7
tb,gask,4,1,7,Nunl
tbpt,,0.01970/2 ,740
tbpt,,0.01889/2      ,550
tbpt,,0.01800/2      ,400
tbpt,,0.01700/2      ,300
tbpt,,0.01600/2      ,200
tbpt,,0.01440/2      ,100
tbpt,,0.01120/2 ,0
!UNLOADING #10
tb,gask,4,1,7,Nunl
tbpt,,0.0245/2 ,1630
tbpt,,0.0239/2 ,1200
tbpt,,0.0233/2 ,900
tbpt,,0.0224/2 ,600
tbpt,,0.0214/2 ,366
tbpt,,0.0197/2 ,200
tbpt,,0.0161/2 ,0
!UNLOADING #11
tb,gask,4,1,7,Nunl
tbpt,,0.02820/2 ,3175
tbpt,,0.02769/2 ,2240
tbpt,,0.02710/2 ,1490
tbpt,,0.02668/2 ,1009
tbpt,,0.02570/2 ,537
tbpt,,0.02480/2 ,298
tbpt,,0.02160/2      ,0
!UNLOADING #12
tb,gask,4,1,7,Nunl
tbpt,,0.03400/2 ,9429
tbpt,,0.03310/2      ,4630
tbpt,,0.03275/2      ,2840
tbpt,,0.03238/2      ,1540
tbpt,,0.03186/2      ,920
tbpt,,0.03114/2      ,448
tbpt,,0.02960/2 ,0
tclist,gask,all
tbplot,gask,4
!-----!
! paramètre de la géométrie dia int 10 po

```

```

!-----!
B = 24          ! Diamètre intérieur bride (po)
A = 32          ! Diamètre extérieur bride (po)
C = 29.5        ! Diamètre du cercle des boulons (po)
ts = .875       ! Épaisseur de la paroi du tube (po)
tcol = ts       ! Épaisseur de la collerette (po)
hcol = 1         ! Hauteur de la collerette (po)
tb = 2           ! Épaisseur de la bride (po)
tj = 0.063       ! Épaisseur du joint (po)
db = 1.25        ! Diamètre du boulon (po)
nb = 24          ! Nombre des boulons
nfil = 8         ! Nombre des filets des boulons
hecrou = 0.875*db ! Hauteur de l'écrou (po)
preserrage = 23092 ! Preserrage des boulons
dep = 0.15348E-01 ! Déplacement initiale des boulons
pint = 200        ! Pression interne
rib = B/2         ! Rayon intérieur bride (po)
reb = A/2         ! Rayon extérieur bride (po)
rcb = C/2         ! Position centre du boulon (po)
teta = (360/nb)/2 ! Secteur du modèle
As = (pi/4)*(db-0.9743/nfil)**2
Ar = (pi/4)*(db-1.3/nfil)**2
rb = sqrt(As/pi) ! Rayon du boulon (po) tensil area
rtb = rb + 0.125/2 ! Rayon du trou du boulon (po)
rpb = (1.5*db)/2  ! Rayon de la portée du boulon (po)
rro = rpb +.05   ! Rayon du diamètre ext du rondelle (po)
rmb = 2*rcb - reb ! Rayon moyen de la bride (po)
rec = rib + ts   ! Rayon extérieur du cylindre (po)
reh = rib + tcol ! Rayon extérieur du collerette (po)
lc = 10*sqrt(ts*(rib+rec)/2) ! longueur du tube (po) = 10*(r*t)^(1/2)
hecrou = 0.875*db ! Hauteur de la bride
tp = tj/2         ! Épaisseur de la plaque interface pour la symétrie
eprnd = .1        ! Épaisseur rondelle
z0 = -tp          ! Niveau plaque se symétrie
z1 = 0            ! Niveau joint
z2 = z1 + tj/2   ! Niveau bride
z3 = z2 + tb     ! Niveau rondelle
z4 = z3 + hecrou + eprnd ! Niveau tête boulon
z5 = z3 + hcol   ! Niveau collerette
z6 = z3 + lc     ! Niveau cylindre
z7 = z3 + eprnd  ! Niveau face appui du boulon
effet_fond = (pint*(rib**2))/(rec**2-rib**2) ! Force hydrostatique dans le cylindre.

```

## ANNEXE V

### PROGRAMME ANALYTIQUE SUR MATLAB DES BRIDES AYANT UN CONTACT MÉTAL-MÉTAL, MODÈLE EN POUTRE DISCONTINUE

```
% Bride 10 po contact métal-métal
clear;
% Paramètre et constantes
nuf=0.3; % Coefficient de poisson
nuc=0.3;
E=29e6; % Module d'élasticité de la bride, du cylindre et des boulons.
Sbi=24715; % Contrainte initiale appliquée sur l'ensemble des boulons
ts=.375; % Épaisseur de cylindre
tf=1.25; % épaisseur de la bride
tr=.1; % épaisseur de la rondelle
A=16; % Diam extérieur de la bride et du joint
B=10; % Diam intérieur de la bride et du joint
C=14; % Diam du cercle des trous des boulons
ri=B/2; % Rayon Int de la bride
re=A/2; % Rayon ext de la bride
rm=ri+ts/2; % Rayon moy du cylindre.
l=C/2-rm;
D=E*(ts^3)/(12*(1-nuc^2)); % Constante D= E*I
bc=1.285/((ri*ts)^(0.5)); % Beta poutre élastique
db=1.125; % Dia boulon : 1po 1/8
lb=2*tf+2*tr+.5*1.125*db; % Longueur des boulons
nb=16; % Nombre des boulons
Eb=29e6; % Module d'élasticité des boulons
Ab=pi*(db-0.9743/8)^2/4; % Surfaces total des boulons
N=nb/(pi*C);
Np=N*(rm+l)/rm;
Kb=Np*Ab*Eb/lb; % Rigidité des boulons
gama=((A^2+B^2)/(A^2-B^2)+.3);
delta=Sbi*lb/Eb;
bmax=(A-C)/2;
a=(rm+l+bmax/2)/rm;
c=(rm+l/2)/rm;
Fbi=Sbi*Ab; % Charge initiale sur les boulons
p=400; % Pression intérieur.
Hd=p*(rm^2)*pi/(2*pi*rm);
%%%%%% Matrice six équation- six inconnues (Q,M,Uc,Ts,Ub,Tb)
for i=1:6
for j=1:6
```

```

AA(i,j)=0;
BB(i)=0;
end;
end;
b(1)=.5;
for k=1:6
AA(1,1)=-1/(2*D*bc^3);
AA(1,2)=1/(2*D*bc^2);
AA(1,3)=-1;
AA(1,4)=0;
AA(1,5)=0;
AA(1,6)=0;
BB(1)=-p*B^2*(2-nuc)/(8*E*ts);
AA(2,1)=AA(1,2);
AA(2,2)=-1/(D*bc);
AA(2,3)=0;
AA(2,4)=-1;
AA(2,5)=0;
AA(2,6)=0;
BB(2)=0;
AA(3,1)=(B/(2*tf*E))*gama;
AA(3,2)=0;
AA(3,3)=0;
AA(3,4)=0;
AA(3,5)=-1;
AA(3,6)=tf/2;
BB(3)=-p*(B/(2*E))*gama;
AA(4,1)=(6*(1-nuf^2)/E/a/tf^3)*[(tf/2)*l*(2*a/c+b(k)/l)];
AA(4,2)=(6*(1-nuf^2)/E/a/tf^3)*[l*(2*a/c+b(k)/l)];
AA(4,3)=0;
AA(4,4)=0;
AA(4,5)=0;
AA(4,6)=-1;
BB(4)=-(6*(1-nuf^2)/E/a/tf^3)*[Hd*l^2*(a/c+b(k)/l)];
AA(5,1)=0;
AA(5,2)=0;
AA(5,3)=1;
AA(5,4)=0;
AA(5,5)=-1;
AA(5,6)=0;
BB(5)=0;
AA(6,1)=0;
AA(6,2)=0;
AA(6,3)=0;
AA(6,4)=1;

```

```

AA(6,5)=0;
AA(6,6)=-1;
BB(6)=0;
CC=AA^-1*BB';
Q=CC(1); % Force de discontinuité Q suite à une pression
M=CC(2); % Force de discontinuité M suite à une pression
Uc=CC(3); % Déplacement du cylindre suite à une pression
Ts=CC(4); % Rotation du cylindre suite à une pression
Uf=CC(5); % Déplacement de la bride suite à une pression
Tf=CC(6); % Rotation de la bride suite à une pression
p1=[1 0 ((E*a*tf^3)/((4*Kb*l^3)*(1-nuf^2)))*((Kb*delta-Hd)/(Hd+(M+Q*tf/2)/l)) - 
(E*a*tf^3)/((4*Kb*l^3)*(1-nuf^2))];
r=roots(p1);
for m=1:size(r)
x=real(r(m));
z=imag(r(m));
if z==0
b(k+1)=x*l;
end
end
end
%%%%%% Résultats %%%%%%
x=b(k+1) % Position de la réaction de la bride par rapport au cerle des boulons
Hb=[Hd*(1+l/x)+(M+Q*tf/2)*(1/x)]*rm/(C/2); % Charge sur les boulons
R=(Hb*(C/2)-Hd*rm)/(C/2+x) % Charge de contact Hc
Tfd=Tf*180/pi % Rotation bride en degré
yfB=[(Hd*l+M+Q*tf/2)*12*(1-nuf^2)/(E*a*tf^3)]*(x^2)/6
yf=[(M+Q*tf/2)*(12*(1-nuf^2)/(E*c*tf^3))]*[(l^2)/2]+[Hd*l*(12*(1-
nuf^2)/(E*c*tf^3))]*[(l^2)/3]+[(Hd*l+M+Q*tf/2)*(1-nuf^2)/(E*a*tf^3)]*[(x/2)*(l+x/3)];
yf=2*yf % Séparation des deux brides.
Sb=Hb*pi*C/(Ab*nb) % Contrainte finale sur le boulon.

```

## ANNEXE VI

### PROGRAMME ANALYTIQUE SUR MATLAB DES BRIDES AYANT UN CONTACT MÉTAL-MÉTAL, MODÈLE EN POUTRE CONTINUE

```
% Bride 10 po contact métal-métal
clear;
%Paramètre et constantes
nu=0.3; % Coefficient de poisson
E=29e6; % Module d'élasticité de la bride, du cylindre et des boulons.
Sbi=24715; % Contrainte initiale appliquée sur l'ensemble des boulons
ts=.375; % Épaisseur de cylindre
tf=1.25; % épaisseur de la bride
tr=.1; % épaisseur de la rondelle
A=16; % Diam extérieur de la bride et du joint
B=10; % Diam intérieur de la bride et du joint
C=14; % Diam du cercle des trous des boulons
ri=B/2; % Rayon Int de la bride
re=A/2; % Rayon ext de la bride
rm=ri+ts/2; % Rayon moy du cylindre.
l=C/2-rm;
D=E*(ts^3)/(12*(1-nu^2));
bc=1.285/((ri*ts)^(0.5));
bc=[3*(1-nu^2)/(rm^2*ts^2)]^(1/4);
db=1.125;
lb=2*tf+2*tr+.5*1.125*db;
nb=16;
Eb=29e6;
Ab=pi*(db-0.9743/8)^2/4;
N=nb/(pi*C);
Np=N*(rm+l)/rm;
Kb=Np*Ab*Eb/lb;
gama=((A^2+B^2)/(A^2-B^2)+nu);
delta=Sbi*lb/Eb;
bmax=(A-C)/2;
L=l+.5;
a0=1+L/rm;
Fbi=Sbi*Ab; % Charge initiale sur les boulons
p=400; % Pression intérieur.
Hd=p*(rm^2)*pi/(2*pi*rm);
%%%%%% Matrice six équation- six inconnues (Q,M,Uc,Ts,Ub,Tb)
for i=1:6
for j=1:6
```

```

AA(i,j)=0;
BB(i)=0;
end;
end;
b(1)=.5;
M=0;
Q=0;
L=l+b(1);
c1=E*[tf^3/(12*(1-nu^2))]*[(1-a0)/L];
c2=E*[tf^3/(12*(1-nu^2))]*a0;
c3=[Hd*l+M+Q*tf/2]/b(1);
c4=-Hd;
c5=Hd*L+M+Q*tf/2;
for k=1:15
AA(1,1)=-1/(2*D*bc^3);
AA(1,2)=1/(2*D*bc^2);
AA(1,3)=-1;
AA(1,4)=0;
AA(1,5)=0;
AA(1,6)=0;
BB(1)=-p*B^2*(2-nu)/(8*E*ts);
AA(2,1)=AA(1,2);
AA(2,2)=-1/(D*bc);
AA(2,3)=0;
AA(2,4)=-1;
AA(2,5)=0;
AA(2,6)=0;
BB(2)=0;
AA(3,1)=(B/(2*tf*E))*gama;
AA(3,2)=0;
AA(3,3)=0;
AA(3,4)=0;
AA(3,5)=-1;
AA(3,6)=tf/2;
BB(3)=-p*(B/(2*E))*gama;
AA(4,1)=(tf/(2*b(k)))*(c1*b(k)-
c2*log(c1*b(k)+c2)+c2*log(c2))/c1^2+(log(c1*L+c2)*(tf/2)*c1-
log(c1*b(k)+c2)*(tf/2)*c1)/c1^2;
AA(4,2)=(1/b(k))*(c1*b(k)-c2*log(c1*b(k)+c2)+c2*log(c2))/c1^2+(log(c1*L+c2)*c1-
log(c1*b(k)+c2)*c1)/c1^2;
AA(4,3)=0;
AA(4,4)=0;
AA(4,5)=0;
AA(4,6)=-1;

```

```

BB(4)=-[(Hd*l/b(k))*(c1*b(k)-c2*log(c1*b(k)+c2)+c2*log(c2))/c1^2+((-Hd)*L*c1+log(c1*L+c2)*(Hd*L)*c1-log(c1*L+c2)*c2*(-Hd)-(-Hd)*b(k)*c1-log(c1*b(k)+c2)*(Hd*L)*c1+log(c1*b(k)+c2)*c2*(-Hd))/c1^2];
AA(5,1)=0;
AA(5,2)=0;
AA(5,3)=1;
AA(5,4)=0;
AA(5,5)=-1;
AA(5,6)=0;
BB(5)=0;
AA(6,1)=0;
AA(6,2)=0;
AA(6,3)=0;
AA(6,4)=1;
AA(6,5)=0;
AA(6,6)=-1;
BB(6)=0;
CC=AA^-1*BB';
Q=CC(1); % Force de discontinuité Q suite à une pression
M=CC(2); % Force de discontinuité M suite à une pression
Uc=CC(3); % Déplacement du cylindre suite à une pression
Ts=CC(4); % Rotation du cylindre suite à une pression
Uf=CC(5); % Déplacement de la bride suite à une pression
Tf=CC(6); % Rotation de la bride suite à une pression
L=l+b(k);
a0=1+L/rm;
c1=E*[tf^3/(12*(1-nu^2))]*[(1-a0)/L];
c2=E*[tf^3/(12*(1-nu^2))]*a0;
c3=[Hd*l+M+Q*tf/2]/(b(k));
c4=-Hd;
c5=Hd*L+M+Q*tf/2;
yC=1/2*c3*(b(k)^2*c1^2-2*c2*log(c1*b(k)+c2)*b(k)*c1-2*c2^2*log(c1*b(k)+c2)+2*c2*b(k)*c1+2*c2*log(c2)*b(k)*c1+2*c2^2*log(c2))/c1^3;
Kb=Ab*Eb/lb;
Hb=((2*abs(yC)+delta)*Kb)*nb/(pi*C);
b(k+1)=(Hd*l+M+Q*tf/2)/(-Hd+Hb*C/(2*rm));
end;
% Résultats
b=b(k+1) % Position de la réaction de la bride par rapport au cerle des boulons
Hb2=[Hd*(1+l/b)+(M+Q*tf/2)*(1/b)]*rm/(C/2); % Charge sur les boulons
R=(Hb*(C/2)-Hd*rm)/(C/2+b)
Tfd=Tf*180/pi % Rotation bride en degre
teta=c3*(c1*b-c2*log(c1*b+c2)+c2*log(c2))/c1^2+(c4*L*c1+log(c1*L+c2)*c5*c1-log(c1*L+c2)*c2*c4-c4*b*c1-log(c1*b+c2)*c5*c1+log(c1*b+c2)*c2*c4)/c1^2;
ct1=c3*c2/c1^2*log(c2);

```

```

tetaC=c3/c1*b-c3*c2/c1^2*log(c1*b+c2)+ct1;
ct2=tetaC-[c4/c1*b+1/c1*log(c1*b+c2)*c5-1/c1^2*log(c1*b+c2)*c2*c4];
tetaB=[c4/c1*L+1/c1*log(c1*L+c2)*c5-1/c1^2*log(c1*L+c2)*c2*c4]+ct2;

```

% Séparation des deux brides.

```

yf=1/2*c3*(b^2*c1^2-2*c2*log(c1*b+c2)*b*c1-
2*c2^2*log(c1*b+c2)+2*c2*b*c1+2*c2*log(c2)*b*c1+2*c2^2*log(c2))/c1^3+1/2*(2*c5*log(c1*L+c2)*L*c1^2+2*c5*log(c1*L+c2)*c2*c1-
2*c2*c4*log(c1*L+c2)*L*c1+2*c2*c4*L*c1+2*c3*b*L*c1^2-
2*c3*c2*log(c1*b+c2)*L*c1+2*c3*c2*log(c2)*L*c1-2*c4*b*L*c1^2-
2*log(c1*b+c2)*c5*L*c1^2+2*log(c1*b+c2)*c2*c4*L*c1+2*c5*c1^2*b+c4*c1^2*b^2+c4
*L^2*c1^2-2*c5*L*c1^2-2*c3*b^2*c1^2+2*c3*c2*log(c1*b+c2)*b*c1-
2*c3*c2*log(c2)*b*c1-2*c2^2*c4*log(c1*L+c2)-2*c5*log(c1*b+c2)*c2*c1-
2*c2*c4*c1*b+2*c2^2*c4*log(c1*b+c2))/c1^3;
yf=yf*2
yC=1/2*c3*(b^2*c1^2-2*c2*log(c1*b+c2)*b*c1-
2*c2^2*log(c1*b+c2)+2*c2*b*c1+2*c2*log(c2)*b*c1+2*c2^2*log(c2))/c1^3;
yC=2*yC
yB=1/2*(2*c5*log(c1*L+c2)*L*c1^2+2*c5*log(c1*L+c2)*c2*c1-
2*c2*c4*log(c1*L+c2)*L*c1
+2*c2*c4*L*c1+2*c3*b*L*c1^2-
2*c3*c2*log(c1*b+c2)*L*c1+2*c3*c2*log(c2)*L*c1
-2*c4*b*L*c1^2-
2*log(c1*b+c2)*c5*L*c1^2+2*log(c1*b+c2)*c2*c4*L*c1+2*c5*c1^2*b
+c4*c1^2*b^2+c4*L^2*c1^2-2*c5*L*c1^2-2*c3*b^2*c1^2
+2*c3*c2*log(c1*b+c2)*b*c1
-2*c3*c2*log(c2)*b*c1
-2*c2^2*c4*log(c1*L+c2)-2*c5*log(c1*b+c2)*c2*c1-
2*c2*c4*c1*b+2*c2^2*c4*log(c1*b+c2))/c1^3;
yB=2*yB;
Sb=Hb*C*pi/(Ab*nb)      % Contrainte finale sur le boulon.

```

## ANNEXE VII

### PROGRAMME ANALYTIQUE SUR MATLAB DES BRIDES AYANT UN CONTACT MÉTAL-MÉTAL, MODÈLE EN PLAQUE TROUÉE

```
%Bride 10 po contact métal-métal
clear;
% Paramètre et constantes
tf(1)=1.25; % épaisseur de la bride
tf(2)=1.25; % épaisseur de la bride
nuf(1)=0.3; % Coefficient de poisson
Ef(1)=29e6; % Module d'élasticité de la bride, du cylindre et des boulons.
nuf(2)=0.3; % Coefficient de poisson
Ef(2)=29e6; % Module d'élasticité de la bride, du cylindre et des boulons.
ts(1)=.375; % Épaisseur de cylindre
ts(2)=.375; % Épaisseur de cylindre
nuc(1)=0.3; % Coefficient de poisson
Ec(1)=29e6; % Module d'élasticité de la bride, du cylindre et des boulons.
nuc(2)=0.3; % Coefficient de poisson
Ec(2)=29e6; % Module d'élasticité de la bride, du cylindre et des boulons.
tr=.1; % épaisseur de la rondelle
A=16; % Diam extérieur de la bride et du joint
B=10; % Diam intérieur de la bride et du joint
C=14; % Diam du cercle des trous des boulons
G=11;%rm
ri=B/2; % Rayon Int de la bride
rm=ri+(ts(1)+ts(2))/4; % Rayon moy du cylindre.
l=C/2-ri;
%bc=[3*(1-nu^2)/(rm^2*ts^2)]^(1/4);
Sbi=24715; % Contrainte initiale appliquée sur l'ensemble des
boulons
db=1.125; % Dia boulon : 1po 1/8
lb=tf(1)+tf(2)+2*tr+.5*1.125*db; % Longueur des boulons
nb=16; % Nombre des boulons
nt=8;
Eb=29e6; % Module d'élasticité des boulons
Ab=pi*(db-0.9743/nt)^2/4; % Surfaces total des boulons
Abr=pi*(db-1.3/nt)^2/4; % Surface total à la base des boulons
Kb=Ab*Eb/lb; % Rigidité des boulons
alfa=45;
%L=tf(1)+tf(2);
gamma=1.5;
alfa=alfa*pi/180;
```

```

for i=1:2
%kfc(i)=pi*db*tan(alfa)*Ef(i)/(log((gamma+3)/((2*tf(i)*tan(alfa)+gamma*db+3*db)))*((2*t
f(i)*tan(alfa)+gamma*db-db)/(gamma-1)));
%kfc(i)=pi*tan(alfa)*Ef(i)/(1/db*log((gamma+3)/((2*tf(i)*tan(alfa)+gamma*db+3*db)))*((2
*tf(i)*tan(alfa)+gamma*db-db)/(gamma-1)));
kfc(i)=pi*db*tan(alfa)*Ef(i)/(log(((2*tf(i)*tan(alfa)+gamma*db-
db)*(gamma*db+db))/((2*tf(i)*tan(alfa)+gamma*db+db)*(gamma*db-db)))); %Eq (4)
Df(i)=Ef(i)*(tf(i)^3)/(12*(1-nuf(i)^2)); % Constante D= E*I
Dc(i)=Ec(i)*(ts(i)^3)/(12*(1-nuc(i)^2)); % Constante D= E*I
bc(i)=[3*(1-nuc(i)^2)]^(1/4)/((ri*ts(i))^(0.5)); % Beta poutre élastique
Q(i)=0;
M(i)=0;
gama(i)=((A^2+B^2)/(A^2-B^2)+nuf(i));
end
%%%%%%%%%%%%%
Hbi=Sbi*Ab*nb/(pi*C); % Charge initiale sur les boulons
p=400; % Pression intérieur.
Hd=p*(ri^2)*pi/(2*pi*rm);
delta=Sbi*lb/Eb;
bb=0;
Hb=Hbi;
Hc=Hb;
deltaf=Hb*pi*C/nb*(1/kfc(1)+1/kfc(2));
b=B/2;
c=C/2;
for i=1:12
BB(i)=0;
for j=12
AA(i,j)=0;
end;
end;
precision=1;
j=1;
while precision>0.0001
%for l=1:5111
%% Paramètre
a=c+bb;
for i=1:2
%% Hb : Boulons plaque encastrée
if bb<A/2-c
r=c;
r0=c;
C1=(1/2)*(1+nuf(i))*(b/a)*log(a/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(a/b-b/a);
C4=(1/2)*[(1+nuf(i))*b/a+(1-nuf(i))*a/b];
C7=(1/2)*(1-nuf(i)^2)*(a/b-b/a);

```

```

L3Hb=(1/4)*(r0/a)*[((r0/a)^2+1)*log(a/r0)+(r0/a)^2-1];
L6Hb=(1/4)*(r0/a)*[(r0/a)^2-1+2*log(a/r0)];
L9Hb=(r0/a)*[((1+nuf(i))/2)*log(a/r0)+((1-nuf(i))/4)*(1-(r0/a)^2)];
F1Hb= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F2Hb= (1/4)*[1-(b/r)^2*(1+2*log(r/b))];
F3Hb= (1/4)*(b/r)*[((b/r)^2+1)*log(r/b)+(b/r)^2-1];
F4Hb= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
F5Hb= (1/2)*[1-(b/r)^2];
F6Hb= (1/4)*(b/r)*[(b/r)^2-1+2*log(r/b)];
G3Hb= (1/4)*(r0/r)*[((r0/r)^2+1)*log(r/r0)+(r0/r)^2-1]*(r-r0)^0 *(r>r0);
G6Hb= (1/4)*r0/r*[(r0/r)^2-1+2*log(r/r0)]*(r-r0)^0 *(r>r0);
ybHb(i)=-(Hb*a^3/Df(i))*(C1*L6Hb/C4-L3Hb);
tetabHb(i)=(Hb*a^2/Df(i))*(L6Hb/C4);
yHb(i)=ybHb(i)+tetabHb(i)*r*F1Hb-Hb*((r^3/Df(i))*G3Hb);
tetaHb(i)=tetabHb(i)*F4Hb-Hb*(r^2/Df(i))*G6Hb;
r=G/2;
F1Hb= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F4Hb= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
G3Hb= (1/4)*(r0/r)*[((r0/r)^2+1)*log(r/r0)+(r0/r)^2-1]*(r-r0)^0 *(r>r0);
G6Hb= (1/4)*r0/r*[(r0/r)^2-1+2*log(r/r0)]*(r-r0)^0 *(r>r0);
ygHb(i)=ybHb(i)+tetabHb(i)*r*F1Hb-Hb*((r^3/Df(i))*G3Hb);
tetagHb(i)=tetabHb(i)*F4Hb-Hb*(r^2/Df(i))*G6Hb;
MraHb(i)=-Hb*a*(L9Hb-C7*L6Hb/C4);
QaHb(i)=-Hb*r0/a;
%%% Hd: Effet de fond plaque encastrée
r=c;
r0=b+ts(i)/2;
L3Hd=(1/4)*(r0/a)*[((r0/a)^2+1)*log(a/r0)+(r0/a)^2-1];
L6Hd=(1/4)*(r0/a)*[(r0/a)^2-1+2*log(a/r0)];
L9Hd=(r0/a)*[((1+nuf(i))/2)*log(a/r0)+((1-nuf(i))/4)*(1-(r0/a)^2)];
F1Hd= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F2Hd= (1/4)*[1-(b/r)^2*(1+2*log(r/b))];
F3Hd= (1/4)*(b/r)*[((b/r)^2+1)*log(r/b)+(b/r)^2-1];
F4Hd= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
F5Hd= (1/2)*[1-(b/r)^2];
F6Hd= (1/4)*(b/r)*[(b/r)^2-1+2*log(r/b)];
G3Hd= (1/4)*(r0/r)*[((r0/r)^2+1)*log(r/r0)+(r0/r)^2-1]*(r-r0)^0 *(r>r0);
G6Hd= (1/4)*r0/r*[(r0/r)^2-1+2*log(r/r0)]*(r-r0)^0 *(r>r0);
ybHd(i)=-(Hd*a^3/Df(i))*(C1*L6Hd/C4-L3Hd);
tetabHd(i)=(Hd*a^2/Df(i))*(L6Hd/C4);
yHd(i)=ybHd(i)+tetabHd(i)*r*F1Hd-Hd*((r^3/Df(i))*G3Hd);
tetaHd(i)=tetabHd(i)*F4Hd-Hd*(r^2/Df(i))*G6Hd;
r=G/2;
F1Hd= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F4Hd= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];

```

```

G3Hd= (1/4)*(r0/r)*[((r0/r)^2+1)*log(r/r0)+(r0/r)^2-1]*(r-r0)^0 * (r>r0);
G6Hd= (1/4)*r0/r*[(r0/r)^2-1+2*log(r/r0)]*(r-r0)^0 * (r>r0);
ygHd(i)=ybHd(i)+tetabHd(i)*r*F1Hd-Hd*((r^3/Df(i))*G3Hd);
tetagHd(i)=tetabHd(i)*F4Hd-Hd*(r^2/Df(i))*G6Hd;
MraHd(i)=-Hd*a*(L9Hd-C7*L6Hd/C4);
QaHd(i)=-Hd*r0/a;
%%% M: Moment du au force de discontinuité plaque encastrée
r=c;
r0=b+ts(i)/2;
L2M=(1/4)*[1-(r0/a)^2*(1+2*log(a/r0))];
L5M=(1/2)*[1-(r0/a)^2];
L8M=(1/2)*[1+nuf(i)+(1-nuf(i))*(r0/a)^2];
F1M= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F2M= (1/4)*[1-(b/r)^2*(1+2*log(r/b))];
F3M= (1/4)*(b/r)*[(b/r)^2+1)*log(r/b)+(b/r)^2-1];
F4M= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
F5M= (1/2)*[1-(b/r)^2];
F6M= (1/4)*(b/r)*[(b/r)^2-1+2*log(r/b)];
G2M=(1/4)*[1-(r0/r)^2*(1+2*log(r/r0))]*(r-r0)^0 * (r>r0);
G5M=(1/2)*[1-(r0/r)^2]*(r-r0)^0 * (r>r0);
Z(i)=(M(i)+Q(i)*(tf(i)/2));
ybM(i)=[(Z(i)*a^2/Df(i))*[(C1*L5M/C4)-L2M]];
tetabM(i)=-(Z(i)*a/Df(i))*L5M/C4;
yM(i)=ybM(i)+tetabM(i)*r*F1M+Z(i)*r^2/Df(i)*G2M;
tetam(i)=tetabM(i)*F4M+Z(i)*(r/Df(i))*G5M;
r=G/2;
F1M= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F4M= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
G2M=(1/4)*[1-(r0/r)^2*(1+2*log(r/r0))]*(r-r0)^0 * (r>r0);
G5M=(1/2)*[1-(r0/r)^2]*(r-r0)^0 * (r>r0);
ygM(i)=ybM(i)+tetabM(i)*r*F1M+Z(i)*r^2/Df(i)*G2M;
tetagM(i)=tetabM(i)*F4M+Z(i)*(r/Df(i))*G5M;
MraM(i)=Z(i)*(L8M-C7*L5M/C4);
QaM(i)=0;
Mra(i)=-MraHb(i)+MraHd(i)-MraM(i);
Qa(i)=-QaHb(i)+QaHd(i);
else
%%% Hb : Boulons plaque libre
a=A/2;
r=c;
r0=c;
C1=(1/2)*(1+nuf(i))*(b/a)*log(a/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(a/b-b/a);
C4=(1/2)*[(1+nuf(i))*b/a+(1-nuf(i))*a/b];
C7=(1/2)*(1-nuf(i)^2)*(a/b-b/a);
L3Hb=(1/4)*(r0/a)*[(r0/a)^2+1)*log(a/r0)+(r0/a)^2-1];

```

```

L6Hb=(1/4)*(r0/a)*[(r0/a)^2-1+2*log(a/r0)];
L9Hb=(r0/a)*[((1+nuf(i))/2)*log(a/r0)+((1-nuf(i))/4)*(1-(r0/a)^2)];
F1Hb= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F2Hb= (1/4)*[1-(b/r)^2*(1+2*log(r/b))];
F3Hb= (1/4)*(b/r)*[((b/r)^2+1)*log(r/b)+(b/r)^2-1];
F4Hb= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
F5Hb= (1/2)*[1-(b/r)^2];
F6Hb= (1/4)*(b/r)*[(b/r)^2-1+2*log(r/b)];
G3Hb= (1/4)*(r0/r)*[((r0/r)^2+1)*log(r/r0)+(r0/r)^2-1]*(r-r0)^0 *(r>r0);
G6Hb= (1/4)*r0/r*[(r0/r)^2-1+2*log(r/r0)]*(r-r0)^0 *(r>r0);
ybHb(i)=-(Hb*a^3/Df(i))*(C1*L9Hb/C7-L3Hb);
tatabHb(i)=(Hb*a^2/Df(i))*(L9Hb/C7);
yHb(i)=ybHb(i)+tatabHb(i)*r*F1Hb-Hb*((r^3/Df(i))*G3Hb);
tetaHb(i)=tatabHb(i)*F4Hb-Hb*(r^2/Df(i))*G6Hb;
r=G/2;
F1Hb= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F4Hb= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
G3Hb= (1/4)*(r0/r)*[((r0/r)^2+1)*log(r/r0)+(r0/r)^2-1]*(r-r0)^0 *(r>r0);
G6Hb= (1/4)*r0/r*[(r0/r)^2-1+2*log(r/r0)]*(r-r0)^0 *(r>r0);
ygHb(i)=ybHb(i)+tatabHb(i)*r*F1Hb-Hb*((r^3/Df(i))*G3Hb);
tetagHb(i)=tatabHb(i)*F4Hb-Hb*(r^2/Df(i))*G6Hb;
%%%% Hd: Effet de fond plaque libre
r=c;
r0=b+ts(i)/2;
L3Hd=(1/4)*(r0/a)*[((r0/a)^2+1)*log(a/r0)+(r0/a)^2-1];
L6Hd=(1/4)*(r0/a)*[(r0/a)^2-1+2*log(a/r0)];
L9Hd=(r0/a)*[((1+nuf(i))/2)*log(a/r0)+((1-nuf(i))/4)*(1-(r0/a)^2)];
F1Hd= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F2Hd= (1/4)*[1-(b/r)^2*(1+2*log(r/b))];
F3Hd= (1/4)*(b/r)*[((b/r)^2+1)*log(r/b)+(b/r)^2-1];
F4Hd= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
F5Hd= (1/2)*[1-(b/r)^2];
F6Hd= (1/4)*(b/r)*[(b/r)^2-1+2*log(r/b)];
G3Hd= (1/4)*(r0/r)*[((r0/r)^2+1)*log(r/r0)+(r0/r)^2-1]*(r-r0)^0 *(r>r0);
G6Hd= (1/4)*r0/r*[(r0/r)^2-1+2*log(r/r0)]*(r-r0)^0 *(r>r0);
ybHd(i)=-(Hd*a^3/Df(i))*(C1*L9Hd/C7-L3Hd);
tatabHd(i)=(Hd*a^2/Df(i))*(L9Hd/C7);
yHd(i)=ybHd(i)+tatabHd(i)*r*F1Hd-Hd*((r^3/Df(i))*G3Hd);
tetaHd(i)=tatabHd(i)*F4Hd-Hd*(r^2/Df(i))*G6Hd;
r=G/2;
F1Hd= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F4Hd= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
G3Hd= (1/4)*(r0/r)*[((r0/r)^2+1)*log(r/r0)+(r0/r)^2-1]*(r-r0)^0 *(r>r0);
G6Hd= (1/4)*r0/r*[(r0/r)^2-1+2*log(r/r0)]*(r-r0)^0 *(r>r0);
ygHb(i)=ybHd(i)+tatabHd(i)*r*F1Hd-Hd*((r^3/Df(i))*G3Hd);

```

```

tetagHb(i)=tetabHd(i)*F4Hd-Hd*(r^2/Df(i))*G6Hd;
%%% Hc: Effet de fond plaque libre
% r=c;
% r0=ac;
% L3Hc=(1/4)*(r0/a)*[((r0/a)^2+1)*log(a/r0)+(r0/a)^2-1];
% L6Hc=(1/4)*(r0/a)*[(r0/a)^2-1+2*log(a/r0)];
% L9Hc=(r0/a)*[((1+nuf(i))/2)*log(a/r0)+((1-nuf(i))/4)*(1-(r0/a)^2)];
% F1Hc= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
% F2Hc= (1/4)*[1-(b/r)^2*(1+2*log(r/b))];
% F3Hc= (1/4)*(b/r)*[((b/r)^2+1)*log(r/b)+(b/r)^2-1];
% F4Hc= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
% F5Hc= (1/2)*[1-(b/r)^2];
% F6Hc= (1/4)*(b/r)*[(b/r)^2-1+2*log(r/b)];
% G3Hc= 0;% (1/4)*(r0/r)*[((r0/r)^2+1)*log(r/r0)+(r0/r)^2-1]*(r-r0)^0;
% G6Hc= 0;% (1/4)*r0/r*[(r0/r)^2-1+2*log(r/r0)]*(r-r0)^0;
% ybHc(i)=-(Hc*a^3/Df(i))*(C1*L9Hc/C7-L3Hc);
% tetabHc(i)=(Hc*a^2/Df(i))*(L9Hc/C7);
% yHc(i)=ybHc(i)+tetabHc(i)*r*F1Hc-Hc*((r^3/Df(i))*G3Hc);
% tetaHc(i)=tetabHc(i)*F4Hc-Hc*(r^2/Df(i))*G6Hc;
%%% M: Moment du au force de discontinuité plaque libre
r=c;
r0=b+ts(i)/2;
L2M=(1/4)*[1-(r0/a)^2*(1+2*log(a/r0))];
L5M=(1/2)*[1-(r0/a)^2];
L8M=(1/2)*[1+nuf(i)+(1-nuf(i))*(r0/a)^2];
F1M= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F2M= (1/4)*[1-(b/r)^2*(1+2*log(r/b))];
F3M= (1/4)*(b/r)*[((b/r)^2+1)*log(r/b)+(b/r)^2-1];
F4M= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
F5M= (1/2)*[1-(b/r)^2];
F6M= (1/4)*(b/r)*[(b/r)^2-1+2*log(r/b)];
G2M=(1/4)*[1-(r0/r)^2*(1+2*log(r/r0))]*(r-r0)^0 * (r>r0);
G5M=(1/2)*[1-(r0/r)^2]*(r-r0)^0 * (r>r0);
Z(i)=(M(i)+Q(i)*(tf(i)/2));
ybM(i)=[(Z(i)*a^2/Df(i))*(C1*L8M/C7)-L2M];
tetabM(i)=-(Z(i)*a/Df(i))*L8M/C7;
yM(i)=ybM(i)+tetabM(i)*r*F1M+Z(i)*r^2/Df(i)*G2M;
tetaM(i)=tetabM(i)*F4M+Z(i)*(r/Df(i))*G5M;
r=G/2;
F1M= (1/2)*(1+nuf(i))*(b/r)*log(r/b)+(1/4)*(1-nuf(i))*(r/b-b/r);
F4M= (1/2)*[(1+nuf(i))*(b/r)+(1-nuf(i))*r/b];
G2M=(1/4)*[1-(r0/r)^2*(1+2*log(r/r0))]*(r-r0)^0 * (r>r0);
G5M=(1/2)*[1-(r0/r)^2]*(r-r0)^0 * (r>r0);
ygM(i)=ybM(i)+tetabM(i)*r*F1M+Z(i)*r^2/Df(i)*G2M;
tetagM(i)=tetabM(i)*F4M+Z(i)*(r/Df(i))*G5M;

```

```

Mra(i)=0;
Qa(i)=0;
end;
yb(i)=ybM(i)+ybHb(i)-ybHd(i);
tetab(i)=-tetabM(i)+tetabHd(i)-tetabHb(i);
yc(i)=yM(i)+yHb(i)-yHd(i);
tetac(i)=-tetaM(i)+tetaHd(i)-tetaHb(i);
yg(i)=ygM(i)+ygHb(i)-ygHd(i);
tetag(i)=-tetagM(i)+tetagHd(i)-tetagHb(i);
yfc(i)=Hb*pi*C/kfc(i)/nb;
end;
%%%% Matrice six équation- six inconnues (Q,M,Uc,Ts,Ub,Tb)
AA(1,1)=-1/(2*Dc(1)*bc(1)^3);
AA(1,2)=1/(2*Dc(1)*bc(1)^2);
AA(1,3)=-1;
AA(1,4)=0;
AA(1,5)=0;
AA(1,6)=0;
BB(1)=-p*B^2*(2-nuc(1))/(8*Ec(1)*ts(1));
AA(2,1)=AA(1,2);
AA(2,2)=-1/(Dc(1)*bc(1));
AA(2,3)=0;
AA(2,4)=-1;
AA(2,5)=0;
AA(2,6)=0;
BB(2)=0;
AA(3,1)=((B+ts(1))/(2*tf(1)*Ef(1)))*gama(1);
AA(3,2)=0;
AA(3,3)=0;
AA(3,4)=0;
AA(3,5)=-1;
AA(3,6)=tf(1)/2;
BB(3)=-p*((B+ts(1))/(2*Ef(1)))*gama(1);
AA(4,1)=((tf(1)/2)*a/Df(1))*L5M/C4;
AA(4,2)=(a/Df(1))*L5M/C4;
AA(4,3)=0;
AA(4,4)=0;
AA(4,5)=0;
AA(4,6)=-1;
BB(4)=-(Hd*a^2/Df(1))*(L6Hd/C4)+(Hb*a^2/Df(1))*(L6Hb/C4);
AA(5,1)=0;
AA(5,2)=0;
AA(5,3)=1;
AA(5,4)=0;
AA(5,5)=-1;

```

```

AA(5,6)=0;
BB(5)=0;
AA(6,1)=0;
AA(6,2)=0;
AA(6,3)=0;
AA(6,4)=1;
AA(6,5)=0;
AA(6,6)=-1;
BB(6)=0;
%flang2
AA(12,12)=-1/(2*Dc(2)*bc(2)^3);
AA(12,11)=1/(2*Dc(2)*bc(2)^2);
AA(12,10)=-1;
AA(12,9)=0;
AA(12,8)=0;
AA(12,7)=0;
BB(12)=-p*B^2*(2-nuc(2))/(8*Ec(2)*ts(2));
AA(11,12)=-AA(12,11);
AA(11,11)=1/(Dc(2)*bc(2));
AA(11,10)=0;
AA(11,9)=-1;
AA(11,8)=0;
AA(11,7)=0;
BB(11)=0;
AA(10,12)=((B+ts(2))/(2*tf(2)*Ef(2)))*gama(2);
AA(10,11)=0;
AA(10,10)=0;
AA(10,9)=0;
AA(10,8)=-1;
AA(10,7)=-tf(2)/2;
BB(10)=-p*((B+ts(2))/(2*Ef(2)))*gama(2);
AA(9,12)=-(tf(2)/2)*a/Df(2))*L5M/C4;
AA(9,11)=-(a/Df(2))*L5M/C4;
AA(9,10)=0;
AA(9,9)=0;
AA(9,8)=0;
AA(9,7)=-1;
BB(9)=(Hd*a^2/Df(2))*(L6Hd/C4)-(Hb*a^2/Df(2))*(L6Hb/C4);
AA(8,12)=0;
AA(8,11)=0;
AA(8,10)=1;
AA(8,9)=0;
AA(8,8)=-1;
AA(8,7)=0;
BB(8)=0;

```

```

AA(7,12)=0;
AA(7,11)=0;
AA(7,10)=0;
AA(7,9)=1;
AA(7,8)=0;
AA(7,7)=-1;
BB(7)=0;
CC=AA^-1*BB';
Q(1)=CC(1); % Force de discontinuité Q suite à une pression
M(1)=CC(2); % Force de discontinuité M suite à une pression
Uc(1)=CC(3); % Déplacement du cylindre suite à une pression
Ts(1)=CC(4); % Rotation du cylindre suite à une pression
Uf(1)=CC(5); % Déplacement de la bride suite à une pression
Tf(1)=CC(6); % Rotation de la bride suite à une pression
Q(2)=CC(12); % Force de discontinuité Q suite à une pression
M(2)=CC(11); % Force de discontinuité M suite à une pression
Uc(2)=CC(10); % Déplacement du cylindre suite à une pression
Ts(2)=CC(9); % Rotation du cylindre suite à une pression
Uf(2)=CC(8); % Déplacement de la bride suite à une pression
Tf(2)=CC(7); % Rotation de la bride suite à une pression
%Hb=((2*abs(yc)+delta)*Kb)*nb/(pi*C);
Hb_new=(((abs(yc(1)+yc(2))+delta)+(yfc(1)+yfc(2)-deltaf))*Kb)*nb)/(pi*C);
Hc=[Hb_new*c-Hd*rm]/(a);
bb_new1=(Hd*l+M(1)+Q(1)*tf(1)/2-Mra(1))/(Hc*a/(rm));
bb_new2=(Hd*l+M(2)+Q(2)*tf(2)/2-Mra(2))/(Hc*a/(rm));
bb_new=max(bb_new1,bb_new2);
if bb_new>A/2-c & j==2
    j=1;
    precision=abs((Hb_new-Hb)/Hb_new);
    Hb=Hb_new;
else
    j=1;
    precision=abs((bb_new-bb)/bb_new);
    bb=bb_new;
    Hb=Hb_new;
end
j=j+1;
end;
tatab(2)=-tatab(2);
tetac(2)=-tetac(2);
tetag(2)=-tetag(2);
%%%%% Résultats
x=bb_new % Position de la réaction de la bride par rapport au cercle des boulons
Hc % force de contact Hc
Tfd=Tf*180/pi % Rotation bride en degré brides au bord (diamètre intérieur)

```

```
Tfg=tetag*180/pi;          % Rotation bride en degré au niveau du joint(diamètre G)
tetac=tetac*180/pi;        % au niveau des boulons(diamètre C)
ybore=yb(1)+yb(2)          % Séparation des deux brides au bord(diamètre intérieur)
ygasket=yg(1)+yg(2)        % Séparation des deux brides au niveau du joint(diamtre G)
yc=yc(1)+yc(2)             % Séparation des deux brides au niveau des boulons(diamtre C)
Sb=Hb*pi*C/(Ab*nb)        % Contrainte finale sur le boulon.
```

## ANNEXE VIII

### PROGRAMME NUMÉRIQUE SUR ANSYS DES BRIDES AYANT UN CONTACT MÉTAL-MÉTAL

```
/clear
/prep7
*afun,deg           !Mettre tous les angles en degrés
pi=3.1415926535897932384626433832795
!-----!
!  Type d'éléments
!-----!
et,1,solid45 !solid95
!-----!
!  constantes des matériaux
!-----!
MP,ex,1,29e6      !Bride, tube
MP,nuxy,1,0.3
MP,ex,2,29e6      !Boulons et rondelle
MP,nuxy,2,0.3
MP,ex,3,40000e6   !Plaque pour interface
MP,nuxy,3,0.3
!----- --!
! prammetre de la géometrie dia int 10 po
!----- --!
B = 24            ! Diamètre intérieur bride (po)
A = 32            ! Diamètre extérieur bride (po)
C = 29.5          ! Diamètre du cercle des boulons (po)
ts = 0.875         ! Épaisseur de la paroi du tube (po)
tcol = ts          ! Épaisseur du collerette (po)
hcol = 1           ! Hauteur de la collerette (po)
tb = 2             ! Épaisseur de la bride (po)
tj =0! 0.063       ! Épaisseur du joint (po)
db = 1.25          ! Diamètre du boulon (po)
nb = 24            ! Nombre des boulons
nfil = 8           ! Nombre des filets du boulon
hecrou = 0.875*db ! Hauteur de l'écrou (po)
eps = 0.01
preserrage = 23092 ! Preserrage des boulons
dep = 0.27741E-02 ! Déplacement initial des boulons
pint = 200          ! Pression interne
rib = B/2           ! Rayon intérieur bride (po)
reb = A/2           ! Rayon extérieur bride (po)
```

```

rcb = C/2           ! Position centre du boulon (po)
teta = (360/nb)/2  ! Secteur du modèle
As = (pi/4)*(db-0.9743/nfil)**2
Ar = (pi/4)*(db-1.3/nfil)**2
rb = sqrt(As/pi)   ! Rayon du boulon (po) tensil area
rtb = rb + 0.125/2 ! Rayon du trou du boulon (po)
rpb = (1.5*db)/2   ! Rayon de la portée du boulon (po)
rro = rpb + 0.05   ! Rayon du diamètre ext de la rondelle (po)
rmb = 2*rcb - reb ! Rayon moyen de la bride (po)
rec = rib + ts    ! Rayon extérieur du cylindre (po)
reh = rib + tcol  ! Rayon extérieur de la collerette (po)
lc = 10*sqrt(ts*(rib+rec)/2) ! Longueur du tube (po) = 10*(r*t)^(1/2)
hecrou = 0.875*db  ! Hauteur de la bride
tp = 0.063         ! Épaisseur de la plaque interface pour la symétrie
epronnd = .1       ! Épaisseur rondelle
z0 = -tp           ! Niveau plaque se symétrie
z1 = 0             ! Niveau joint
z2 = z1 + tj/2    ! Niveau bride
z3 = z2 + tb      ! Niveau rondelle
z4 = z3 + hecrou + epronnd ! Niveau tête boulon
z5 = z3 + hcol    ! Niveau collerette
z6 = z3 + lc      ! Niveau cylindre
z7 = z3 + epronnd ! Niveau face appui du boulon
effet_fond = (pint*(rib**2))/(rec**2-rib**2) ! Force hydrostatique dans le cylindre
!-----!
! Geometrie
!-----!
!-----!
!      Bride -- mat 1 --
!-----!
csys,1
k,1,rib,0,z2
k,2,rib,teta,z2
k,3,reh,0,z2
k,4,reh,teta,z2
k,5,rmb,0,z2
k,6,rmb,teta,z2
k,7,reb,0,z2
k,8,reb,teta,z2
l,1,2
l,3,4
l,5,6
l,7,8
local,11,1,rcb,0,0
k,9,rro,0,z2

```

```

k,11,rro,60,z2
k,13,rro,135,z2
k,15,rro,180,z2
k,10,rtb,0,z2
k,12,rtb,60,z2
k,14,rtb,135,z2
k,16,rtb,180,z2
l,9,11
l,11,13
l,13,15
l,10,12
l,12,14
l,14,16
csys,0
k1= 20
kgen,2,all,,,0,0,(z3-z2),k1
lgen,2,all,,,0,0,(z3-z2),k1
type,1
mat,1
vsel,none
v,1,3,4,2,1+k1,3+k1,4+k1,2+k1
v,3,5,6,4,3+k1,5+k1,6+k1,4+k1
v,5,15,13,6,5+k1,15+k1,13+k1,6+k1
v,13,11,8,6,13+k1,11+k1,8+k1,6+k1
v,7,8,11,9,7+k1,8+k1,11+k1,9+k1
v,9,11,12,10,9+k1,11+k1,12+k1,10+k1
v,11,13,14,12,11+k1,13+k1,14+k1,12+k1
v,14,13,15,16,14+k1,13+k1,15+k1,16+k1
vatt,1,,1
!-----!
!      Cylindre -- mat 1 --
!-----!
csys,1
k,181,rib,0,z5
k,182,rib,teta,z5
k,183,rec,0,z5
k,184,rec,teta,z5
k,185,rib,0,z6
k,186,rib,teta,z6
k,187,rec,0,z6
k,188,rec,teta,z6
vsel,none
v,181,182,184,183,185,186,188,187
vatt,1,,1

```

```
!-----!
!      Collerette -- mat 1 --
!-----!
vsel,none
v,21,22,24,23,181,182,184,183
vatt,1,,1
!-----!
!      Boulons
!-----!
csys,11
k,141,0,0,z4
k,142,rb,0,z4
k,143,rb,60,z4
k,144,rb,135,z4
k,145,rb,180,z4
k,146,0,0,z1-.2
k,147,rb,0,z1-.2
k,148,rb,60,z1-.2
k,149,rb,135,z1-.2
k,150,rb,180,z1-.2
k,152,rpb,0,z4
k,153,rpb,60,z4
k,154,rpb,135,z4
k,155,rpb,180,z4
k,156,rpb,0,z7
k,157,rpb,60,z7
k,158,rpb,135,z7
k,159,rpb,180,z7
k,160,rb,0,z7
k,161,rb,60,z7
k,162,rb,135,z7
k,163,rb,180,z7
k,164,0,0,z7
l,141,142
l,142,143
l,143,144
l,146,147
l,147,148
l,149,150
l,152,153
l,153,154
l,154,155
vsel,none
v,141,142,143,164,160,161
v,164,160,161,146,147,148
```

v,141,143,144,164,161,162  
v,164,161,162,146,148,149  
v,141,144,145,164,162,163  
v,164,162,163,146,149,150  
v,142,152,156,160,143,153,157,161  
v,143,153,157,161,144,154,158,162  
v,144,154,158,162,145,155,159,163  
vatt,2,0,1  
!-----!  
! Plaque rigide  
!-----!  
csys,1  
k,101,rib,0,z1  
k,102,rib,teta,z1  
k,103,reh,0,z1  
k,104,reh,teta,z1  
k,105,rbm,0,z1  
k,106,rbm,teta,z1  
k,107,reb,0,z1  
k,108,reb,teta,z1  
l,101,102  
l,103,104  
l,105,106  
l,107,108  
local,11,1,rcb,0,0  
csys,11  
k,109,rro,0,z1  
k,111,rro,60,z1  
k,113,rro,135,z1  
k,115,rro,180,z1  
k,110,rtb,0,z1  
k,112,rtb,60,z1  
k,114,rtb,135,z1  
k,116,rtb,180,z1  
l,109,111  
l,111,113  
l,113,115  
l,110,112  
l,112,114  
l,114,116  
csys,1  
k,121,rib,0,z0  
k,122,rib,teta,z0  
k,123,reh,0,z0  
k,124,reh,teta,z0

k,125,rbm,0,z0  
 k,126,rbm,teta,z0  
 k,127,reb,0,z0  
 k,128,reb,teta,z0  
 l,121,122  
 l,123,124  
 l,125,126  
 l,127,128  
 local,11,1,rcb,0,0  
 csys,11  
 k,129,rro,0,z0  
 k,131,rro,60,z0  
 k,133,rro,135,z0  
 k,135,rro,180,z0  
 k,130,rtb,0,z0  
 k,132,rtb,60,z0  
 k,134,rtb,135,z0  
 k,136,rtb,180,z0  
 l,129,131  
 l,131,133  
 l,133,135  
 l,130,132  
 l,132,134  
 l,134,136  
 csys,0  
 vsel,none  
 v,101,103,104,102,101+k1,103+k1,104+k1,102+k1  
 v,103,105,106,104,103+k1,105+k1,106+k1,104+k1  
 v,105,115,113,106,105+k1,115+k1,113+k1,106+k1  
 v,113,111,108,106,113+k1,111+k1,108+k1,106+k1  
 v,107,108,111,109,107+k1,108+k1,111+k1,109+k1  
 v,109,111,112,110,109+k1,111+k1,112+k1,110+k1  
 v,111,113,114,112,111+k1,113+k1,114+k1,112+k1  
 v,114,113,115,116,114+k1,113+k1,115+k1,116+k1  
 vatt,3,,1  
 !-----!  
 !       rondelle  
 !-----!  
 csys,11  
 k,241,0,0,z7  
 k,242,rtb,0,z7  
 k,243,rtb,60,z7  
 k,244,rtb,135,z7  
 k,245,rtb,180,z7  
 k,252,rro,0,z7

k,253,rro,60,z7  
k,254,rro,135,z7  
k,255,rro,180,z7  
k,256,rro,0,z3  
k,257,rro,60,z3  
k,258,rro,135,z3  
k,259,rro,180,z3  
k,260,rtb,0,z3  
k,261,rtb,60,z3  
k,262,rtb,135,z3  
k,263,rtb,180,z3  
k,264,0,0,z3  
vsel,none  
v,242,252,256,260,243,253,257,261  
v,243,253,257,261,244,254,258,262  
v,244,254,258,262,245,255,259,263  
vatt,2,0,1  
!-----!  
! Maillage Bride , Boulons et rondelle !  
!-----!  
lsel,s,line,,1,4,1 !ok  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,128,131,1 !ok  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,5,7,2  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,132,134,2  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,6  
lesize,all,,,16  
lsel,s,line,,133  
lesize,all,,,16  
lsel,s,line,,22  
lesize,all,,,6  
lsel,s,line,,149  
lesize,all,,,6  
lsel,s,line,,30  
lesize,all,,,12  
lsel,s,line,,157  
lesize,all,,,12  
lsel,s,line,,42  
lesize,all,,,16  
lsel,s,line,,169  
lesize,all,,,16  
lsel,s,line,,45

lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,172  
lesize,all,,,2  
lsel,s,line,,47  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,174  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,52  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,179  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,67  
lesize,all,,,50  
lsel,s,line,,79  
lesize,all,,,6  
lsel,s,line,,113  
lesize,all,,,4  
lsel,s,line,,80  
lesize,all,,,6  
lsel,s,line,,81  
lesize,all,,,6  
lsel,s,line,,106  
lesize,all,,,6  
lsel,s,line,,91  
lesize,all,,,4  
lsel,s,line,,96  
lesize,all,,,6  
lsel,s,line,,77  
lesize,all,,,5  
lsel,s,line,,191  
lesize,all,,,2  
lsel,s,line,,198  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,206  
lesize,all,,,16  
lsel,s,line,,214  
lesize,all,,,8  
lsel,s,line,,215  
lesize,all,,,8  
esize,0.5  
alls  
vmesh,all  
!-----!  
! Contact Portée Boulons - Bride  
!-----!

```
/COM, CONTACT PAIR CREATION - START
CM,_NODECM,NODE
CM,_ELEMCM,ELEM
CM,_KPCM,KP
CM,_LINECM,LINE
CM,_AREACM,AREA
CM,_VOLUCM,VOLU
/GSAV,cwz,gsav,,temp
MP,MU,1,.22
MAT,5
MP,EMIS,1,7.88860905221e-031
R,3
REAL,3
ET,2,170
ET,3,174
R,3,,,1.0,0.1,0,
RMORE,,,1.0E20,0.0,1.0,
RMORE,0.0,0,1.0,,1.0,0.5
RMORE,0,1.0,1.0,0.0,,1.0
KEYOPT,3,4,0
KEYOPT,3,5,0
KEYOPT,3,7,0
KEYOPT,3,8,0
KEYOPT,3,9,0
KEYOPT,3,10,2
KEYOPT,3,11,0
KEYOPT,3,12,0
KEYOPT,3,2,0
KEYOPT,2,5,0
! Generate the target surface
ASEL,S,,,76
ASEL,A,,,80
ASEL,A,,,84
CM,_TARGET,AREA
TYPE,2
NSLA,S,1
ESLN,S,0
ESLL,U
ESEL,U,ENAME,,188,189
ESURF
CMSEL,S,_ELEMCM
! Generate the contact surface
ASEL,S,,,126
ASEL,A,,,131
ASEL,A,,,136
```

CM,\_CONTACT,AREA  
TYPE,3  
NSLA,S,1  
ESLN,S,0  
ESURF  
ALLSEL  
ESEL,ALL  
ESEL,S,TYPE,,2  
ESEL,A,TYPE,,3  
ESEL,R,REAL,,3  
/PSYMB,ESYS,1  
/PNUM,TYPE,1  
/NUM,1  
EPLOT  
ESEL,ALL  
ESEL,S,TYPE,,2  
ESEL,A,TYPE,,3  
ESEL,R,REAL,,3  
CMSEL,A,\_NODECM  
CMDEL,\_NODECM  
CMSEL,A,\_ELEMCM  
CMDEL,\_ELEMCM  
CMSEL,S,\_KPCM  
CMDEL,\_KPCM  
CMSEL,S,\_LINECM  
CMDEL,\_LINECM  
CMSEL,S,\_AREACM  
CMDEL,\_AREACM  
CMSEL,S,\_VOLUCM  
CMDEL,\_VOLUCM  
/GRES,cwz,gsav  
CMDEL,\_TARGET  
CMDEL,\_CONTACT  
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END  
/COM, CONTACT PAIR CREATION - START  
CM,\_NODECM,NODE  
CM,\_ELEMCM,ELEM  
CM,\_KPCM,KP  
CM,\_LINECM,LINE  
CM,\_AREACM,AREA  
CM,\_VOLUCM,VOLU  
/GSAV,cwz,gsav,,temp  
MP,MU,1,0.22  
MAT,5  
R,4

REAL,4  
ET,4,170  
ET,5,174  
KEYOPT,5,9,0  
KEYOPT,5,10,2  
R,4,  
RMORE,  
RMORE,,0  
RMORE,0  
! Generate the target surface  
ASEL,S,,,128  
ASEL,A,,,133  
ASEL,A,,,138  
CM,\_TARGET,AREA  
TYPE,4  
NSLA,S,1  
ESLN,S,0  
ESLL,U  
ESEL,U,ENAME,,188,189  
ESURF  
CMSEL,S,\_ELEMCM  
! Generate the contact surface  
ASEL,S,,,31  
ASEL,A,,,35  
ASEL,A,,,39  
CM,\_CONTACT,AREA  
TYPE,5  
NSLA,S,1  
ESLN,S,0  
ESURF  
ALLSEL  
ESEL,ALL  
ESEL,S,TYPE,,4  
ESEL,A,TYPE,,5  
ESEL,R,REAL,,4  
/PSYMB,ESYS,1  
/PNUM,TYPE,1  
/NUM,1  
EPLOT  
ESEL,ALL  
ESEL,S,TYPE,,4  
ESEL,A,TYPE,,5  
ESEL,R,REAL,,4  
CMSEL,A,\_NODECM  
CMDEL,\_NODECM

CMSEL,A,\_ELEMCM  
CMDEL,\_ELEMCM  
CMSEL,S,\_KPCM  
CMDEL,\_KPCM  
CMSEL,S,\_LINECM  
CMDEL,\_LINECM  
CMSEL,S,\_AREACM  
CMDEL,\_AREACM  
CMSEL,S,\_VOLUCM  
CMDEL,\_VOLUCM  
/GRES,cwz,gsav  
CMDEL,\_TARGET  
CMDEL,\_CONTACT  
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END  
!-----!  
! Contact Plaque - Bride  
!-----!  
/COM, CONTACT PAIR CREATION - START  
CM,\_NODECM,NODE  
CM,\_ELEMCM,ELEM  
CM,\_KPCM,KP  
CM,\_LINECM,LINE  
CM,\_AREACM,AREA  
CM,\_VOLUCM,VOLU  
/GSAV,cwz,gsav,,temp  
MP,MU,1,0.22  
MAT,5  
R,5  
REAL,5  
ET,6,170  
ET,7,174  
KEYOPT,7,9,0  
KEYOPT,7,10,2  
R,5,  
RMORE,  
RMORE,,0  
RMORE,0  
! Generate the target surface  
ASEL,S,,,1  
ASEL,A,,,7  
ASEL,A,,,12  
ASEL,A,,,17  
ASEL,A,,,22  
ASEL,A,,,27  
ASEL,A,,,32

ASEL,A,,,36  
CM,\_TARGET,AREA  
TYPE,6  
NSLA,S,1  
ESLN,S,0  
ESLL,U  
ESEL,U,ENAME,,188,189  
ESURF  
CMSEL,S,\_ELEMCM  
! Generate the contact surface  
ASEL,S,,,86  
ASEL,A,,,92  
ASEL,A,,,97  
ASEL,A,,,102  
ASEL,A,,,107  
ASEL,A,,,112  
ASEL,A,,,117  
ASEL,A,,,121  
CM,\_CONTACT,AREA  
TYPE,7  
NSLA,S,1  
ESLN,S,0  
ESURF  
ALLSEL  
ESEL,ALL  
ESEL,S,TYPE,,6  
ESEL,A,TYPE,,7  
ESEL,R,REAL,,5  
/PSYMB,ESYS,1  
/PNUM,TYPE,1  
/NUM,1  
EPLOT  
ESEL,ALL  
ESEL,S,TYPE,,6  
ESEL,A,TYPE,,7  
ESEL,R,REAL,,5  
CMSEL,A,\_NODECM  
CMDEL,\_NODECM  
CMSEL,A,\_ELEMCM  
CMDEL,\_ELEMCM  
CMSEL,S,\_KPCM  
CMDEL,\_KPCM  
CMSEL,S,\_LINECM  
CMDEL,\_LINECM  
CMSEL,S,\_AREACM

```

CMDEL,_AREACM
CMSEL,S,_VOLUCM
CMDEL,_VOLUCM
/GRES,cwz,gsav
CMDEL,_TARGET
CMDEL,_CONTACT
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END
alls
csys,1
nsel,all
NROTAT,ALL
!-----!
!           Module solution
!-----!
/solu
!-----!
!           Appliquer la Symetrie
!-----!
csys,1
nsel,none
nsel,s,loc,x,rib-eps,reb+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,0+eps
nsel,r,loc,z,z0-eps,z6+eps
dsym,symm,y,1
csys,1
nsel,none
nsel,s,loc,x,rib-eps,reb+eps
nsel,r,loc,y,teta-eps,teta+eps
nsel,r,loc,z,-tp-eps,z6+eps
dsym,symm,y,1
ALLS
!-----!
!           Attachement Plaque
!-----!
nsel,s,loc,x,rib-eps,reb+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,teta+eps
nsel,r,loc,z,z0-eps,z0+eps
d,all,uz,0
!-----!
!           Presserrage Boulons
!-----!
!alls
!csys,11
!nsel,s,loc,x,0,rb +eps
!nsel,r,loc,y,0-eps,180+eps

```

```

!nsel,r,loc,z,z1-.2-eps,z1-.2+eps
!CPINTF,uz,10*rb
!asel,s,,,58
!asel,a,,,65
!asel,a,,,72
!sfa,all,,pres,-preserrage
!sftran
alls
csys,11
nsel,s,loc,x,0,rb +eps
nsel,r,loc,y,0-eps,180+eps
nsel,r,loc,z,z1-.2-eps,z1-.2+eps
d,all,uz,-dep
alls
time,1
ALLS
solve
!-----!
!           Pression Interne
!-----!
alls
csys,1
nsel,s,loc,x,rib-eps,rib+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,teta+eps
nsel,r,loc,z,z1-eps,z6+eps
sf,all,pres,pint
asel,none
asel,s,,,45
sfa,all,,pres,-effet_fond
sftran
!-----!
!           Résultat
!-----!
alls
time,2
solve           ! serrage + pression
finish
!-----!
!           impression des résultats
!-----!
alls
csys,1
esel,s,mat,,1
eplot,all
nsel,s,loc,x,rib-eps,reb+eps

```

```
nsel,r,loc,y,0-eps,0+eps
nsel,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
/post1
dsys,1
SET,last
PRNSOL,U,Z
PRNSOL,S,comp,Z
!NLIST,ALL, ,XYZ,NODE,NODE,NODE
nsel,none
nsel,s,loc,x,rib-eps,reb+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,teta+eps
nsel,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
fsum,,,! Somme des réactions sur plaque de symétrie
/eof
!-----!
!          FIN
!-----!
```

## BIBLIOGRAPHIE

- [1] ASME BPVC, Appendix 2, 1989, “Rules for Bolted Flange Connections with Ring Type Gaskets”, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Div. 1.
- [2] Waters, E.O., and Taylor J.H., May 1927, «The Strength of Pipe Flanges», Mechanical Engineering, Vol. 49, pp. 531-542.
- [3] Timoshenko, S., Dec 1927, «Flat Ring and Hubbed Flanges». Mechanical Engineering, Vol. 49, pp.1343-1345.
- [4] Wahl A. N., Lobo G., Apr 1930, «Stresses and Deflections in Flat Circular Plates with central Holes». Mech., Vol. 52 (N° 4), pp. 29-43.
- [5] Waters, E O., Rossheim, D.B., Wesstrom, D.B. and Williams, F.S.G., 1937, “Formulas for Stresses in Bolted Flanged Connections,” transaction of the ASME, Vol.59, pp. 161-169; Discussion: v 60, Apr 1938, pp 267-278
- [6] Waters, E O., Rossheim, D.B., Wesstrom, D.B. and Williams, F.S.G., 1937, “Development of General Formulas for Bolted Flanges”, Taylor Forge and Pipe Works, Chicago.
- [7] Rossheim, D. B. and Markl, A.R.C., 1943, «Gasket Loading Constant», Mech. Eng, Vol. 65 (N° 9), pp 647-648, Discussion, Jan 1944, pp 72-73.
- [8] ASME BPVC, Appendix Y, 1989 “Flat Face Flanges with Metal to Metal Contact Outside The Bolt Circle” ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Div. 1, 1989
- [9] Schneider, R.W., 1968, “Flat Faces Flanges with Metal-to-Metal Contact Beyond the Bolt Circle”, transaction of the ASME, Journal of Engineering for Power, Vol.90, No.1, pp.82-88.
- [10] Blach, A.E, Feb 1983, “Bolted Flange Connection with Full face Gaskets”, Thesis for the Degree of Doctoral of Philosophy, University of Montreal, Montreal, Canada.
- [11] Blach A.E., Bazergui A., and Baldur R., May 1986, “Bolted Flanged Connections with Full Face Gaskets,” WRC Bulletin 314.
- [12] ESA / FSA, ”Gasket Installation Procedures”, Guidelines for safe seal usage- Flanges and Gaskets, available from the Fluid Sealing Association and the European Sealing Association, ([www.fluidsealing.com/pubimg/GasketPamphletCropped.pdf](http://www.fluidsealing.com/pubimg/GasketPamphletCropped.pdf)).
- [13] CETIM Département « Étanchéité-Calcul », ” Directives concernant une utilisation sûre des joints d’étanchéité Brides et Joints -Partie 1”, ESA / FSA, 1998, ([www.europeansealing.com/publications](http://www.europeansealing.com/publications))

- [14] Bouzid A., and Beghoul H., 2003, "The Design of Flanges Based on Flexibility and Tightness," proceedings of the 2003 ASME-PVP conference, PVP2003-1870, Cleveland, Ohio, pp. 31-38.
- [15] Beghoul H., and Bouzid A., Dec 2003, "A New Proposed Method for the Design of Bolted Joints Based on Flexibility and Tightness", Thesis for the Degree of Master in Mechanical Engineering, École de Technologies Supérieure, Montreal, Canada.
- [16] Wesstrom, D.B., 1951, "Effect of Internal Pressure on Stresses and Strains in Bolted Flanged Connections", transaction of the ASME, Vol.73 (N° 5), pp. 508-568.
- [17] Winter, J. R., Coppari, L.A. (1996), "Flange Thermal Parameter Study and Gasket Selection", Paper presented at the International Conference on Pressure Vessel Technology.
- [18] Kraus, H., 1980, "Interpretive report on Gasket Leakage Testing", Welding Council Bulletin N° 262.
- [19] SuperFlange, an Engineering Software for Flange Design, Bouzid A., 05/12/95 Canada, copyright registration No. 443025.
- [20] Anonyms, 1957, "Design of Flanges with full face Gaskets", Taylor Forge Inc.-Eng. Dept. Bulletin No 45, Chicago.
- [21] Schwaigerer, 1961, «Stress Calculations of Components used in Steam Boilers, Pressure Vessels and Piping», Springer Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg.
- [22] Blach, A.E., Sept 1988, "Bolted Flange Connection for Non-Circular Pressure Vessels, Proceedings of the 6<sup>th</sup> International Conference on Pressure Vessels Technology", Beijing, China, pp 267-280.
- [23] Blich, R.G., Jun 1950, "Bending Moments and Leakage at Flanged Joints", Pet. Ref., V 29, N 2-6, pp 129-133.
- [24] Schwaigerer, S., "Design calculations for flanged Joints for Pressure Vessels and Piping"-(translated), VDI-Z, Vol.96 (N° 1), pp. 29-43.
- [25] Naser, K., and Blach, A.E, March 1995, «Bolted Flanged Connections with Full Face Gaskets», Thesis for the Degree of Master in Mechanical Engineering, Concordia University, Montreal, Canada.
- [26] Timoshenko, S., and Woinowsky-Krieger, 1987, "Theory of Plates and Shells", McGraw-Hill, USA, pp 51-67, pp 466-485.
- [27] Roark, J., and Young, W., 1975, "Formulas for Stress and Strain", Fifth Edition, McGraw-Hill, USA, pp 324-340.

- [28] Timoshenko, S., 1930, "Strength of Material, Part II", Van Nostrand, Princeton, N.J., pp 138-144.
- [29] Webjörn, J., Sept 1967, "Flange Design in Sweden", Proceeding of the Petrochemical Mechanical Engineering Conference, ASME, Philadelphia PA. Paper 67-PET-20.
- [30] Pindera, J. T., and Sze, Y., 1972, "Influence of the Bolt System on the Response of the Face-to-Face Flanged Connections, "Proceeding of the 2<sup>nd</sup> International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, vol. G, paper 2/6.
- [31] Webjörn J., and Schneider R. W., 1980, «Functional Test of a Vessel with Compact Flanges in Metal-to-Metal Contact», Bulletin of the Welding Research Council, No. 262, pp.10-16.
- [32] Webjörn J., 1985, «New Look at Bolted Joint Design», Machine Design, pp. 81-84.
- [33] Webjörn J., 1985, «The Bolted Joint-a Series of Problems», Linköping Studies in Science and Technology, Dissertation No. 130, Appendix A.
- [34] Webjörn J., 1989, «An alternative bolted joint for pipe-work», Proc. Instn. Mechanical Engineers, Vol.203, pp. 135-138.
- [35] Lewis L. V., Fessler H., and Hyde T. H., 1987, «Determination of Initial Gaps Between Flat Flanges without Gaskets», Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part A, Vol. 201, pp.267-277.
- [36] Fessler H., Hyde T. H., and Lewis L. V., 1988 «Leakage Through Loaded Flat-Flanged Joints without Gaskets», Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part A, Vol. 202, pp.1-13.
- [37] Hyde T. H., Lewis L. V., and Fessler H., 1988, «Bolting and Loss of Contact between Cylindrical Flat Flanged Joints without Gaskets», Journal of Strain Analysis, Vol. 23, pp. 1-8.
- [38] Hyde T. H., Fessler H., and Lewis L. V., 1994, «The Sealing of Conical Faced Flanges without Gaskets», Transaction Seventh ICPVT, pp. 105-118.
- [39] Levy, S., " Design Criteria for Zero-Leakage Connectors for Launch Vehicles, Vol. 4, Design of Connectors", General Electric Report No. 63GL44, March 15, 1963, Section 41.