

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

THÈSE PRÉSENTÉE À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE
DOCTORAT EN GÉNIE
Ph.D.

PAR
NECHACHE, Akli

MODÉLISATION DU PHÉNOMÈNE DE FLUAGE-RELAXATION DANS LES
ASSEMBLAGES À BRIDES BOULONNÉES MUNIS DE JOINT D'ÉTANCHÉITÉ

MONTRÉAL, LE 13 SEPTEMBRE 2007

(c) droits réservés de Akli Nechache 2007

CETTE THÈSE A ÉTÉ ÉVALUÉE
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

Abdel-Hakim Bouzid, directeur de thèse
Département de génie mécanique à l'École de Technologie Supérieure

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

Omar Chaallal, professeur
Département de génie de la construction à l'École de technologie supérieure

Luc Marchand, professeur
Département de génie mécanique à l'École polytechnique de Montréal

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC
LE 13 SEPTEMBRE 2007
À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

MODÉLISATION DU PHÉNOMÈNE DE FLUAGE-RELAXATION DANS LES ASSEMBLAGES À BRIDES BOULONNÉES MUNIS DE JOINT D'ÉTANCHÉITÉ

Akli Nechache

SOMMAIRE

Les assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité sont les systèmes les plus répandus de raccordements entre les différents éléments des réservoirs sous pression. Ces systèmes peuvent fuir et plus particulièrement lorsqu'ils sont soumis aux hautes températures. Les méthodes existantes de conception des assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité ne prennent pas en compte l'effet de la température. Elles ne considèrent que la variation des propriétés mécaniques du matériau de la bride en fonction de la température. Cependant, l'effet du fluage des éléments structuraux et celui du joint d'étanchéité est ignoré lors du calcul de la charge dans les boulons. Par conséquent, il est recommandé d'inclure dans les méthodes de conception des assemblages à brides boulonnées l'effet du fluage des différents éléments de l'assemblage afin de prédire la relaxation de la charge dans la boulonnerie.

Le travail de recherche réalisé, a comme premier objectif de développer un modèle analytique pouvant prédire la relaxation de la charge des boulons en fonction du temps due au fluage des boulons, du joint d'étanchéité, de l'anneau de la bride, du cylindre, de la collerette et du couvercle plat. Dans ce modèle des solutions analytiques pour les déplacements radiaux et axiaux et les rotations dues au fluage de ces différents éléments ont été déterminées selon leurs théories correspondantes. Par la suite, ces déflexions obtenues par le calcul analytique sont utilisées dans l'analyse d'interaction mécanique pour déterminer la relaxation de la charge des boulons et celle du joint d'étanchéité en fonction du temps. Le deuxième objectif est d'élaborer un modèle analytique pour un calcul précis, du nombre de rondelle "Belleville" ou des dimensions des manchons à installer avec les boulons. En rendant l'assemblage plus flexible à l'aide de ces méthodes, le modèle permet de vérifier si la relaxation de la charge dans les boulons due à l'effet du fluage est dans la proportion désirée. Les comparaisons des résultats analytiques et ceux obtenus par éléments finis ont été établis pour valider le modèle analytique.

Des exemples de calcul sur différents cas d'assemblages de brides symétriques et de brides avec couvercles plats sont présentés pour illustrer la méthode analytique proposée. Les profils de la variation de la charge dans la boulonnerie et du joint d'étanchéité en fonction du temps sont analytiquement en concordance avec les éléments finis. Ceci procure une haute confiance sur la méthode développée.

CREEP ANALYSIS OF BOLTED FLANGED JOINTS

Akli Nechache

ABSTRACT

Bolted joints are the most widespread systems of connections between the different elements of the pressure vessels. These systems can leak and particularly when they are subjected to high temperatures. The existing flange design methods do not address thermal effects other than the variation of flange material mechanical properties with temperature. However, the creep effect of the structural elements and the gasket is ignored in the bolt load calculation. Therefore, it is recommended to include in the flange design methods, the creep effect of the different elements of the bolted joints to predict the bolt load relaxation.

This research work has as a prime objective the development of an analytical model able to predict the bolt load relaxation over time due to the creep of the bolts, the gasket, the flange ring, the cylinder, the hub and the blind cover. In this model, the analytical solutions for radial and axial displacements and rotations due to creep of these different elements are established according to their corresponding theories. Thereafter, the deflections obtained by analytical calculation are used in the mechanical interaction analysis to determine the bolt and the gasket load relaxation over time. The second objective is to elaborate an accurate analytical model to calculate the exact number of the "Belleville" spring washers to be used with the bolts or of the required dimensions of the tube spacers necessary for the long bolts. To make the joint more flexible, the analytical model is used to verify the suitability of the bolt load relaxation reduction due to the creep effect. The comparisons of the analytical results and those obtained by finite elements were made to validate the analytical model.

Calculation examples on different cases of symmetrical flanged joints and flanges with blind covers are presented to illustrate the suggested analytical method. The curves of the bolts load relaxation over time are in good agreement with those of finite elements. This gives a high confidence on the developed method.

REMERCIEMENTS

Tout au long du déroulement de cette thèse, de nombreuses personnes ont contribué d'une façon ou d'une autre, à sa réussite. J'aimerais tout d'abord remercier particulièrement et très sincèrement mon directeur de recherche, le professeur Abdel-Hakim Bouzid pour sa collaboration, son dévouement et ses judicieux conseils, son soutien moral et financier. J'ai eu la chance à ses côtés de bénéficier de sa profonde compréhension des problèmes de l'étanchéité et de la mécanique des solides ainsi que de son inestimable expérience pendant toute cette période.

J'aimerais également remercier les professeurs Le Van Ngan, Henri Champlaud et Kajl Stanislaw du département de génie mécanique de l'École de Technologie Supérieure pour leur support.

Je tiens également à remercier tous mes collègues et mes élèves de l'École de Technologie Supérieure, pour leurs encouragements dans mon travail.

Au cours de cette recherche j'ai pu bénéficier, à différents moments, de l'aide financière de l'École de Technologie Supérieure par l'intermédiaire des responsables du décanat de la recherche ainsi qu'une bourse de mérite qui m'a été octroyée par le CRSNG. Que tous soient remerciés pour leur aide grandement appréciée, et à travers eux tout le personnel de l'École de Technologie Supérieure et celui du CRSNG.

Enfin, je voudrais remercier toute ma famille, mes chers parents, ma femme, ma très chère petite fille Sabrina, mes frères et mes sœurs qui m'ont toujours soutenu.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE	iii
ABSTRACT	iv
REMERCIEMENTS	v
TABLE DES MATIÈRES	vii
LISTE DES TABLEAUX.....	x
LISTE DES FIGURES.....	xi
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES	xiv
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	14
1.1 Introduction.....	14
1.2 Assemblages à brides boulonnées soumis aux hautes températures.....	14
1.2.1 Effet de la dilatation thermique.....	15
1.2.2 Effet de la dégradation thermique des joints d'étanchéité	18
1.2.3 Effet du fluage.....	19
1.2.3.1 Bref historique.....	19
1.2.3.2 Caractérisation du fluage.....	20
1.2.3.3 Différents domaines de fluage	21
1.2.3.4 Modélisation du fluage primaire et secondaire	23
1.3 Comportement élastique des assemblages à brides boulonnées	28
1.4 Étude de la relaxation dans les assemblages à brides boulonnées	30
1.4.1 Phénomène du fluage relaxation.....	30
1.4.2 Études analytiques.....	32
1.4.3 Études par éléments finis	36
1.4.4 Études expérimentales.....	38
1.4.4.1 Essai sur assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité	42
1.4.4.2 Dilatation thermique des joints d'étanchéité.....	44
CHAPITRE 2 CREEP ANALYSIS OF BOLTED FLANGE JOINTS	47
2.1 Introduction.....	50
2.2 Analytical flexibility model	51
2.2.1 Axial displacement compatibility	52
2.2.2 Rigidity calculations.....	55
2.2.3 Axial displacements	56

2.3	Creep models analysis.....	56
2.3.1	Creep model of flange and bolts	56
2.3.2	Creep model of gasket.....	57
2.3.3	Creep displacements.....	57
2.4	Finite element model.....	60
2.5	Discussion of the results	63
2.6	Conclusion	72
CHAPITRE 3 THE EFFECT OF CYLINDER AND HUB CREEP ON THE LOAD RELAXATION IN BOLTED FLANGED JOINTS		
3.1	Introduction.....	74
3.2	Theoretical analysis.....	78
3.2.1	Multi-axial creep model	79
3.2.2	Flange creep analysis	80
3.2.3	Cylindrical shell creep analysis.....	82
3.2.4	Hub creep analysis	85
3.3	Compatibility and elastic interaction	87
3.3.1	Radial displacements, rotations and edge loads.....	88
3.3.2	Axial displacement compatibility	89
3.4	Finite element model.....	90
3.5	Discussion of the results	93
3.6	Conclusion	100
CHAPITRE 4 ON THE USE OF PLATE THEORY TO EVALUATE THE LOAD RELAXATION IN BOLTED FLANGED JOINTS SUBJECTED TO CREEP		
4.1	Introduction.....	104
4.2	Analytical model.....	106
4.2.1	Analytical interaction model.....	106
4.2.1.1	Radial displacements and rotations.....	108
4.2.1.2	Axial displacements	108
4.2.1.3	Axial displacement compatibility	110
4.3	Finite element model.....	113
4.4	Results and discussions.....	115
4.4.1	Flanges used in pair.....	115
4.4.2	Flanges with blind cover plates.....	117
4.5	Conclusion	120

CHAPITRE 5 RÉDUCTION DE LA RELAXATION	130
5.1 Introduction.....	130
5.2 Calcul des rigidités.....	131
5.2.1 Rigidité des rondelles "Belleville"	131
5.2.2 Rigidité des manchons	133
5.3 Modélisation.....	133
5.4 Résultats et interprétations	136
5.4.1 Relaxation de la charge avec les rondelles "Belleville"	136
5.4.2 Influence de la rigidité sur la relaxation.....	139
5.5 Conclusion	144
CHAPITRE 6 DISCUSSION GÉNÉRALE	145
6.1 Introduction.....	145
6.2 Principales contributions.....	146
CONCLUSION.....	150
RECOMMANDATIONS.....	153
ANNEXE 1 Analyse du fluage du cylindre et de la collerette par la méthode des différences finies	154
ANNEXE 2 Programme ANSYS	166
BIBLIOGRAPHIE	207

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Table I	Percentage of bolt relaxation due to creep70
Table II	Description of flange geometry91
Table III	Creep constants based on Norton-Bailey law (Kraus et al, 1984 and Betten, 2002.....92
Table IV	Bolt stress relaxation % due to creep of Bolted Flanged Joint elements..98

LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 1	Assemblage à brides boulonnées (Bouzig, 1994).....	2
Figure 2	Différents types d'assemblage à brides boulonnées (Bouzig, 1994).....	3
Figure 3	Différents types de chargement et rotation de la bride (Bouzig, 1994).....	4
Figure 4	Fuite de vapeur dans une chaudière (Brown W, 2001)	8
Figure 5	Serre-joint provisoire (Brown W, 2001)	8
Figure 6	Domaines de fluage	21
Figure 7	Évolution de la déformation basée sur la loi du temps d'écrouissage	24
Figure 8	Évolution de la déformation basée sur la loi de la déformation d'écrouissage	25
Figure 9	Phénomène de fluage relaxation dans un assemblage à brides boulonnées (Bouzig, 1994)	31
Figure 10	Fluage relaxation de l'anneau de la bride.....	31
Figure 11	Bolted flange model	52
Figure 12	Axial compatibility.....	53
Figure 13	3D F.E Model	61
Figure 14	Mechanical behavior of gasket materials	63
Figure 15	Stress relaxation in NPS 3 cl. 150 SO flange	64
Figure 16	Stress relaxation in NPS 4 cl. 600 WN flange.....	65
Figure 17	Stress relaxation in 24 in. HE flange	65
Figure 18	Stress relaxation in 52 in. HE flange.....	66
Figure 19	Bolt stress relaxation in NPS 3 cl. 150 SO flange.....	67
Figure 20	Bolt stress relaxation in NPS 4 cl. 600 WN flange	68
Figure 21	Bolt stress relaxation in 24 in. HE flange.....	68
Figure 22	Bolt stress relaxation in 52 in. HE flange.....	69
Figure 23	Gasket stress relaxation in 24 in. HE flange.....	71

Figure 24	Gasket stress relaxation in 52 in. HE flange.....	71
Figure 25	Bolt load relaxation due to gasket creep.....	72
Figure 26	Bolted flange model	78
Figure 27	3D F.E Model	90
Figure 28	Mechanical behavior of gasket materials	93
Figure 29	Stress relaxation in 52 in. HE flange	94
Figure 30	Stress relaxation in NPS 36 in. flange.....	95
Figure 31	Bolt stress relaxation in NPS 3 cl. 150 SO flange.....	96
Figure 32	Bolt stress relaxation in 36 in. HE flange.....	96
Figure 33	Bolt stress relaxation in 52 in. HE flange.....	97
Figure 34	Bolt stress relaxation in 120 in. HE flange.....	97
Figure 35	Gasket stress relaxation	98
Figure 36	Gasket stress relaxation	100
Figure 37	Analytical model	107
Figure 38	3D finite element models.....	114
Figure 39	Bolt stress relaxation of the SO NPS 3 cl. 150.....	116
Figure 40	Bolt stress relaxation of the WN NPS 4 cl. 150	117
Figure 41	Bolt stress relaxation of NPS 16 cl. 300 blind cover	118
Figure 42	Bolt stress relaxations of 24 inches HE blind cover	119
Figure 43	Bolt stress relaxation of 36 inches HE blind cover	119
Figure 44	Gasket stress relaxation of flange with blind cover plate.....	120
Figure 45	Infinitesimal element of plate bending.....	122
Figure 46	Equivalent load on the flange ring.....	125
Figure 47	Superposition method used in the cover plate case.....	126
Figure 48	Disposition des rondelles "Belleville" et des manchons	130
Figure 49	Rigidité des rondelles "Belleville"	132
Figure 50	Modèle de rigidité de la bride et les boulon-rondelles "Belleville"	133
Figure 51	Modèle d'éléments finis 3D avec rondelles "Belleville"	136

Figure 52	Relaxation de la contrainte des boulons pour une bride d'échangeur de chaleur de 52 ''	137
Figure 53	Relaxation de la contrainte des boulons pour une bride d'échangeur de chaleur de 52 ''	138
Figure 54	Relaxation de la contrainte des boulons pour une bride NPS 4 cl. 600.....	138
Figure 55	Relaxation de la charge des boulons avec et sans les rondelles "Belleville"	139
Figure 56	Maillage du cylindre.....	155
Figure 57	Modèle de différences finies du cylindre	156
Figure 58	Maillage de la collerette	161
Figure 59	Modèle de différences finies de la collerette.....	161

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES

Δ_e	Déplacement de l'écrou (m)
α	Angle de cône de la collerette (rad)
β	Rigidité flexionnelle du cylindre (m^{-1})
ν	Coefficient de Poisson des éléments de l'assemblage
θ	Rotation des éléments de l'assemblage due aux charges combinées (rad)
θ_{fM}	Rotation de la bride due au moment de flexion (rad)
θ_{fP}	Rotation de la bride due à la pression (rad)
$\xi_{1,2}$	Position adimensionnelle de la collerette
ρ	Rigidité flexionnelle de la collerette (m^2)
ε	Déformation
$\dot{\varepsilon}$	Taux de déformation
σ	Contrainte (MPa)
σ_0	Contrainte tangentielle (MPa)
$\Delta\sigma$	Variation de la contrainte (MPa)
$\dot{\sigma}$	Taux de contrainte
τ	Contrainte de cisaillement (MPa)
Δt	Incrément de temps (hr)
A_c, m, n	Constantes de fluage de l'acier
A	Diamètre extérieur de la bride (m)
A_g	Surface du joint d'étanchéité (m^2)
A_b	Surface des boulons (m^2)
A_p	Surface pressurisée délimitée par G (m^2)
A_s	Surface des manchons (m^2)
a_h	Rayon moyen de la collerette (m)
a_s	Constante de fluage du joint d'étanchéité en fonction de la contrainte
a_t	Constante de fluage du joint d'étanchéité en fonction du temps

B	Diamètre intérieur de la bride (m)
b_s	Constante de fluage du joint d'étanchéité en fonction de la contrainte
b_t	Constante de fluage du joint d'étanchéité en fonction du temps
C	Diamètre de cercle des boulons (m)
C_1 to C_4	Constantes d'intégration de la collerette
D	Rigidité flexionnelle (N.m)
D_e	Diamètre extérieur de la rondelle (m)
D_i	Diamètre intérieur de la rondelle (m)
D_{es}	Diamètre extérieur du manchon (m)
D_{is}	Diamètre intérieur du manchon (m)
D_o	Position diamétrale du centroïde de la bride (m)
d	Diamètre nominal du boulon (m)
D_f	Rigidité flexionnelle de la bride (N.m)
D_p	Rigidité flexionnelle du couvercle plat (N.m)
E	Module d'Young des différents éléments de l'assemblage (MPa)
F_b	Force exercée sur le boulon (N)
F_e	Force dans les éléments de l'assemblage (N)
F_g	Force exercée sur le joint (N)
F_{eq}	Force équivalente (N)
G	Diamètre au point d'application de F_g (m)
h_G	Distance radiale à partir de la position radiale du boulon à F_g (m)
h_p	Distance radiale à partir de la position radiale du boulon à N (m)
h_o	Hauteur d'une rondelle (m)
K_e	Rigidité des différents éléments de l'assemblage (m.N/m)
K_{fM}	Rigidité de la bride due au moment de flexion (m.N/m)
K_{fP}	Rigidité de la bride due à la pression (MPa)
K_p	Rigidité du couvercle plat (N/m)
K_b	Rigidité du boulon (N/m)
K_g	Rigidité du joint d'étanchéité (N/m)

K_j	Rigidité de l'assemblage (N/m)
K_w	Rigidité des rondelles (N/m)
K_s	Rigidité des manchons (N/m)
l_b	Longueur initiale du boulon (m)
l_s	Longueur de manchon (m)
l_w	Hauteur des rondelles "Belleville" (m)
M	Moment de flexion du cylindre (m.N/m)
M_1	Moment de discontinuité au niveau de la jonction cylindre-collerette (m.N/m)
M_2	Moment de discontinuité au niveau de la jonction collerette- bride (m.N/m)
M_r, M_θ	Moment de flexion radial et tangentiel (m.N/m)
M_f	Moment résultant de la bride (m.N/m)
N	Force longitudinale sur le cylindre (N/m)
n_b	Nombre de boulons
n_t	Nombre de filets
P_t	Charge totale (N)
p	Pression interne (MPa)
P_1	Force de discontinuité au niveau de la jonction cylindre-collerette (N/m)
P_2	Force de discontinuité au niveau de la jonction collerette- bride (N/m)
Q	Effort tranchant (N/m)
R	Rayon du cylindre (m)
r	Position radiale sur la bride ou du couvercle plat (m)
r_h	Rayon extérieur de la collerette à l'intersection de la bride (m)
r_i	Rayon intérieur de la bride/cylindre (m)
r_o	Rayon extérieur de la bride (m)
r_b	Rayon de cercle des boulons (m)
r_g	Rayon effectif du joint d'étanchéité (m)
S	Contrainte déviatorique (MPa)
S_1 to S_{12}	Fonctions dépendantes de $ber, ker, bei, kei, ber', ker', bei', kei'$

T	Temps d'exposition (hr)
t_c	Épaisseur du cylindre (m)
t_r	Épaisseur de la bride (m)
t_g	Épaisseur du joint d'étanchéité (m)
t_h	Épaisseur équivalente de la collerette (m)
t_p	Épaisseur du couvercle plat (m)
t_w	Épaisseur de la rondelle (m)
u	Déplacement radial des différents éléments de l'assemblage (m)
\dot{u}	Taux de déplacement radial (m/hr)
w	Déplacement axial des différents éléments de l'assemblage (m)
\dot{w}	Taux de déplacement axial (m/hr)
x	Coordonnée à travers l'épaisseur du cylindre ou de la collerette (m)
y	Distance axiale à partir du centroïde de la bride (m)
z	Coordonnée axiale (m)

Exposant

c	Référence au fluage
e	Référence à l'élastique
f	Référence à l'état final
i	Référence à l'état initial
p	Référence à la pression
T	Référence à la température

Indice

1	Référence à la jonction du cylindre-collerette
2	Référence à la jonction du cylindre-bride
θ	Référence à la direction circonférentielle
b	Référence au boulon
c	Référence au fluage et au cylindre

e	Référence à effectif
f	Référence à la bride
g	Référence au joint d'étanchéité
j	Référence à l'assemblage
r	Référence à la direction radiale
s	Référence au manchon
w	Référence à la rondelle
z	Référence à la direction axiale ou longitudinale

Acronymes

ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society of Testing and Materials
ATRS	Aged Tensile Relaxation Screen test
ARLA	Aged Relaxation Leakage Adhesion test
AHOT	Aged Hot Operational Tightness
BS	British Standard (UK)
CAF	Compressed Asbestos Fiber
CMS	Corrugated Metal Sheet
DIN	Deutsches Institut fuer Normung (Germany)
HATR	High temperature Aged Tensile Relaxation screen test
HOMT	HOT Mechanical Test
HORT	HOT Relaxation Tightness test
HOBT	HOT Blowout Test
HOTT	Hot Operational Tightness Test
LCMT	Load Compression Mechanical Test
MIT	Materials Technology Institute of Chemical Process Industries (USA)
PVRC	Pressure Vessel Research Council
ROMT	ROOM temperature Mechanical Test
ROTT	ROOM Temperature Tightness test

TTRL Tightness Testing and Research Laboratory

INTRODUCTION

Généralités

Les assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité sont les systèmes de raccordement les plus répandus entre les différents éléments des réservoirs sous pression. Leurs domaines d'applications sont très variés. Ils sont utilisés dans la plupart des industries, notamment les industries chimiques, pétrochimiques et nucléaires. Nous les trouvons dans les systèmes de tuyauterie, les échangeurs de chaleur, les générateurs de vapeur, les turbines, les compresseurs, (etc...). Leur utilisation est recommandée pour la facilité de montage lors de l'installation et de démontage lors de l'entretien et de l'inspection.

Durant les années passées, l'étude de la conception des assemblages à brides s'est axée uniquement sur leur intégrité mécanique sans accorder d'intérêt particulier à l'étanchéité que doit assurer le joint installé dans l'assemblage. La sévérité des lois de la sécurité et les normes de protection de l'environnement ont obligé les entreprises concernées, d'une part à contrôler les émissions sur les sites industriels et d'autre part à assurer une certaine sécurité des installations pour prévenir les situations accidentelles.

Un meilleur contrôle de l'étanchéité peut générer des économies importantes en évitant tout arrêt involontaire de la production. De plus, la connaissance de la durée de vie des assemblages pressurisés présents sur les sites industriels permet de mieux planifier les programmes d'inspection et de maintenance à effectuer. Une fuite même minime, peut dans certaines circonstances avoir des conséquences coûteuses; elle peut déclencher un feu, provoquer une explosion qui peut conduire à la perte de vies humaines ou causer de graves catastrophes comme la contamination de l'environnement.

Description générale des assemblages à brides boulonnées

Les brides boulonnées sont utilisées dans les réservoirs sous pression, les échangeurs de chaleur et la tuyauterie. La majorité de ces brides sont conçues à partir des spécifications prescrites dans les normes comme ASME/ANSI B-16.5 (1988) et d'autres codes selon les pays. Généralement, ces normes ne tiennent pas compte de façon explicite ni du comportement du joint d'étanchéité ni de la flexibilité des boulons et de la bride. La conception de ces assemblages est généralement basée sur l'expérience, les tests et les notes de calculs propres à certaines compagnies industrielles. Lorsque les brides normalisées ne sont plus appropriées aux circonstances, des analyses spécifiques sont requises lors de la conception. Bien que, la section VIII du code de l'ASME (2001) fournisse les règles de conception pour les brides, une brève introduction pour comprendre les différents aspects des brides boulonnées est nécessaire avant d'entamer le but principal de cette étude.

Un assemblage à brides boulonnées est constitué de cinq éléments indépendants qui sont : les boulons, le joint d'étanchéité, une bride ou deux, le tuyau et parfois un couvercle plat comme le montre la figure 1.

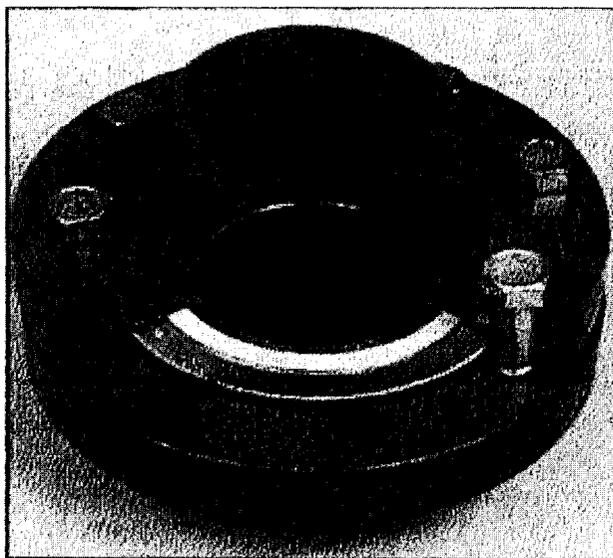


Figure 1 Assemblage à brides boulonnées (Bouزيد, 1994)

Il existe plusieurs types d'assemblage à brides boulonnées dont les plus utilisés sont ceux présentés à la figure 2, notamment la bride à face surélevée, la bride avec contact métal à métal et la bride à surface plate.

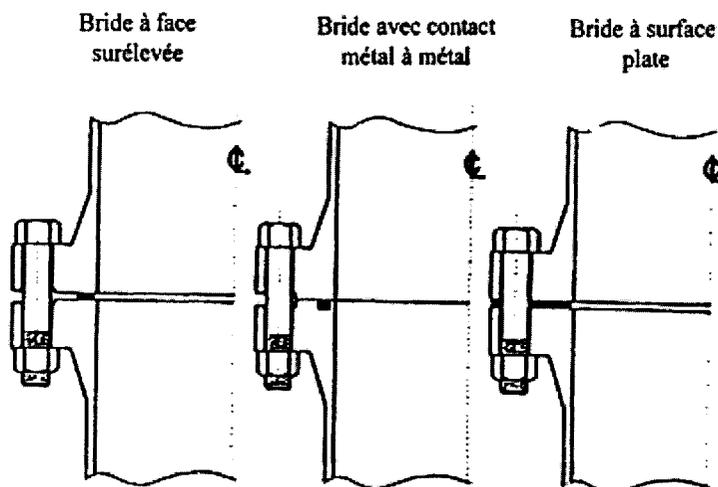


Figure 2 Différents types d'assemblage à brides boulonnées (Bouزيد, 1994)

Dans les différents assemblages à brides boulonnées, chaque élément peut changer légèrement de forme mais garde néanmoins sa fonction de base et apporte sa contribution à la performance du joint.

Les brides sont utilisées pour assurer le montage et le démontage des différents équipements et favorisent l'accès pour la maintenance et l'inspection. Les boulons sont requis pour maintenir une pression sur le joint d'étanchéité afin que ce dernier assure correctement sa fonction. Une rotation de la bride peut se produire dans ces assemblages. Celle-ci est générée par un moment de flexion sur la bride et complique d'une façon significative l'étude du comportement du joint d'étanchéité.

Les assemblages à brides boulonnées sont sujets à deux types de chargements à savoir les chargements mécaniques et thermiques tels que montrés à la figure 3.

Les chargements mécaniques sont :

- La pression interne.
- La charge axiale externe.
- Le moment de flexion externe.
- Les efforts vibratoires.

Les chargements thermiques sont :

- Le gradient de température.
- L'expansion thermique.
- Le fluage des différents éléments de l'assemblage.
- La dégradation thermique du joint d'étanchéité.

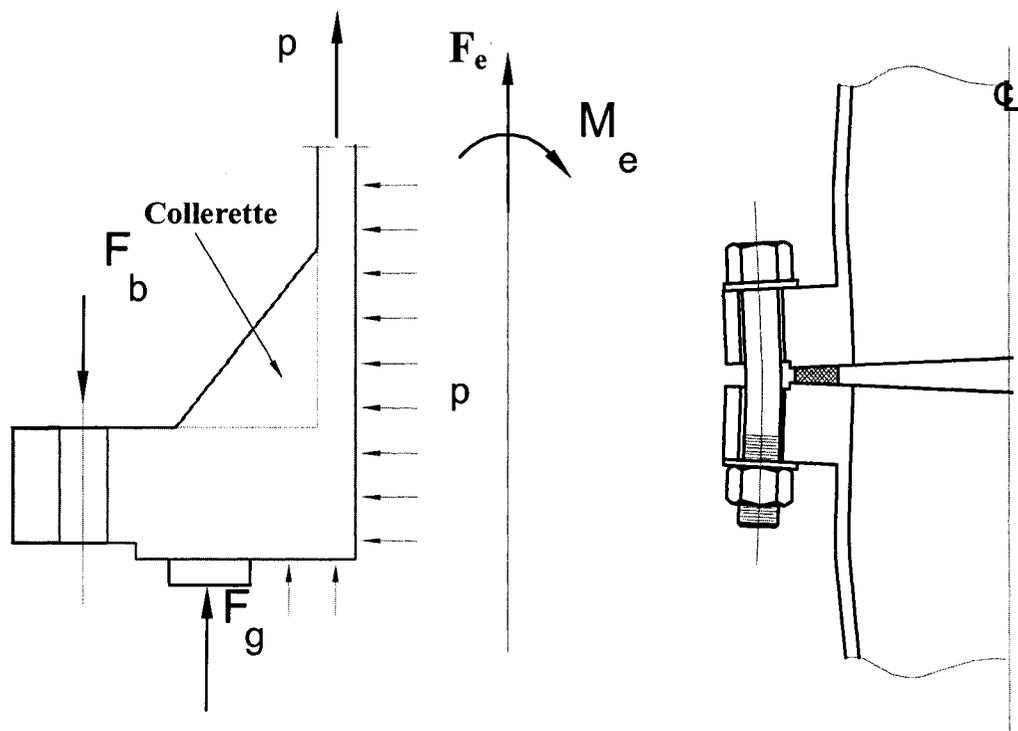


Figure 3 Différents types de chargement et rotation de la bride (Bouزيد, 1994)

Afin d'assurer l'intégrité et l'étanchéité d'un assemblage à brides boulonnées, un élément intermédiaire est comprimé entre les faces des brides, c'est le joint d'étanchéité. Sans la présence d'un joint d'étanchéité adéquat, les assemblages boulonnés ne sauraient contenir le fluide sous pression et donneraient lieu à des fuites inacceptables surtout lorsque le fluide est combustible ou toxique. De plus, il est facile de concevoir l'impact économique qui découle de tout arrêt de la production pour remplacer un joint défectueux sur une composante critique. Le chiffre de 150.000,00 \$US par jour dans une usine typique est donné par Marchand L., (1994).

Il existe une très grande variété de joints d'étanchéité qui s'adaptent aux différentes configurations des faces des brides boulonnées. Le code des réservoirs sous pression de l'ASME (section VIII, div.1) ne distingue pas moins de treize classes de joints. Par ailleurs, nous nous référons principalement à quatre types de joints qui sont parmi les plus couramment utilisés dans les installations industrielles, soit :

- Le joint élastomère en feuille fabriqué d'un mélange d'élastomère et de fibres telles que l'amiante, l'aramide, le verre, le graphite, auquel est incorporé une charge de matières inertes (talc, oxyde de fer, argile, mica, carbonate de calcium, wollastonite).
- Le joint plat en feuille fait d'un matériau pur, tel que le graphite ou le PTFE(Téflon), auquel peut être ajouté un renfort ou une charge.
- Le joint spiralé composé d'une bande métallique enroulée pour former plusieurs spires entre lesquelles un intercalaire est introduit. L'intercalaire est généralement constitué par les mêmes composés que les joints plats en feuilles, ex. : amiante, PTFE, graphite, mica, céramique.
- Les joints métalloplastiques qui, en règle générale, sont faits d'un noyau en amiante, mica ou graphite emprisonné partiellement ou totalement dans une enveloppe métallique, constituent une grande famille à cause de la variété de leurs formes.

Afin de remplir au mieux son rôle, le joint d'étanchéité requiert des propriétés uniques qui apparaissent à bien des égards contradictoires. Ainsi, lors de l'installation, le matériau du joint doit se déformer suffisamment pour épouser les imperfections de surface des brides, et ce, afin de bloquer ultérieurement les fuites aux interfaces. Cependant, il doit aussi être capable de résister aux grandes contraintes de compression engendrées par le serrage des boulons de la bride. Lorsque le joint est monté entre des brides à faces surélevées, une résistance au fluage et une bonne reprise élastique sont des qualités essentielles pour éviter un relâchement excessif des efforts dans la boulonnerie sous l'effet combiné de la pression et de la température. Pour de longues expositions aux conditions de pression et de température d'opération, le joint doit conserver l'étanchéité requise et demeurer sécuritaire, c'est à dire, résister à l'éclatement radial sous l'effet de la pression interne. Le matériau du joint se doit également d'être chimiquement compatible avec le fluide interne dont il assure le confinement pour éviter les phénomènes de contamination. Finalement, celui-ci ne doit en aucune façon promouvoir des réactions de corrosion sur les faces métalliques des brides (Marchand L., 1991).

Problématique

Les assemblages à brides boulonnées sont souvent le maillon faible dans un système contenant un fluide sous pression. La fuite à travers le joint est l'origine de la défaillance de ces assemblages. Ce type de défaillance peut avoir une variété de conséquences, allant d'un problème mineur, exigeant le changement du joint, à un problème majeur, donnant suite à la perte d'équipement et de vie humaine dans le cas d'un feu ou d'une explosion.

La mise en service à haute température et en régime transitoire est bien reconnue comme étant l'une des causes majeures de fuites dans les réservoirs sous pression (Payne, J.R, 1985). Les méthodes actuelles de conception des assemblages à brides boulonnées ne prennent pas en considération les effets de la température dans le calcul des fuites. Par ailleurs, on considère la variation des propriétés mécaniques du matériau des brides

en fonction de la température. Il s'avère que n'importe quelle fuite produite dans certains assemblages contenant un fluide sous pression et à haute température peut provoquer un danger éminent. Cela se traduit par une augmentation de probabilité d'un incident. De telles situations peuvent être essentiellement dues à une conception inadéquate de ces assemblages, donnant suite à des coûts qui peuvent être extrêmement élevés en cas d'accident.

Dans les raffineries de pétrole, il y a une grande variété de techniques qui sont actuellement utilisées pour le traitement des défaillances des joints. La plupart d'entre elles ne sont, cependant, appliquées qu'après apparition des fuites et leur utilisation est onéreuse. Un cas problématique survenu dans une usine pétrochimique est montré à la figure 4. La solution apportée pour contrer cette défaillance due à la fuite de vapeur à travers le joint est l'utilisation provisoire d'un serre-joint cimenté tel que montrée à la figure 5. Il s'avère que même coûteuse, cette technique est souvent utilisée pour de tels cas.

Les chiffres ci-dessous sont donnés à titres indicatifs et ont été obtenus à partir d'une enquête menée par Brown W. (2001) sur les opérations d'une raffinerie de pétrole et du personnel de maintenance :

- Pour une raffinerie, plus de 8 cas de fuites sévères par an sont enregistrés sur une période de 8 ans, 1992-2000.
- Le coût d'arrêt de production en raison d'une fuite sévère est estimé à plus de 250,000 \$US par jour.
- Le coût annuel par raffinerie pour le scellement provisoire des fuites est souvent supérieur à 350,000 \$US.
- Le plus grand coût relié à un simple incident causé par une fuite dans une raffinerie est de 7,000,000 \$US. Ces dépenses incluent le remplacement d'équipement et la perte de production.

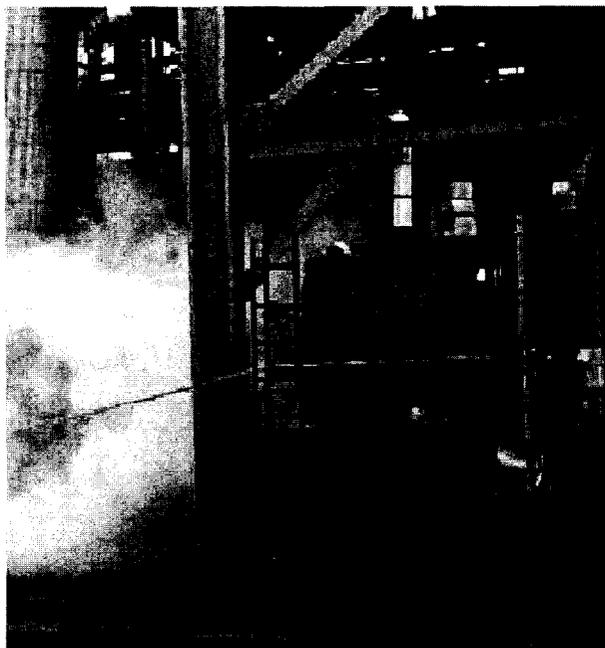


Figure 4 Fuite de vapeur dans une chaudière (Brown W, 2001)



Figure 5 Serre-joint provisoire (Brown W, 2001)

Le code de calcul des brides de l'ASME (2001) est basé sur un modèle rigide datant des années 30; il ne tient pas compte de l'effet de la température sur l'intégrité mécanique des brides ni sur leur capacité à maintenir l'étanchéité. Il y a également peu de données sur le fluage et le coefficient d'expansion thermique des joints d'étanchéité. La conception réelle des systèmes étanches doit prendre en compte les différentes caractéristiques du comportement mécanique des joints à haute température, déterminées à partir des procédures d'essais bien définies. La prise en compte de ces données lors de la conception permet la satisfaction des normes de sécurité en vigueur et l'augmentation de la fiabilité des installations industrielles concernées.

Le problème posé est d'adapter le code de calcul actuel de façon à considérer les paramètres suivants :

- 1- Les caractéristiques mécaniques du joint d'étanchéité à haute température;
- 2- La flexibilité et les déformations des différents éléments de l'assemblage lors de la conception;
- 3- Une estimation du degré d'étanchéité de l'assemblage, à comparer avec un niveau de fuite admissible;
- 4- Les efforts extérieurs tels que la flexion, la torsion, le désalignement et les vibrations, et les efforts thermiques tels que la dilatation thermique, le fluage-relaxation, la dégradation des joints etc....

Il s'avère que la méthode de Taylor Forge, qui constitue la base de la plupart des codes actuels ne permet pas de satisfaire les points 1, 2 et 3 énumérés ci-dessus. Quant au point numéro 4, il est laissé au soin de l'ingénieur expérimenté faisant appel à ses connaissances de bonnes pratiques.

La défaillance des joints d'étanchéité des réservoirs sous pression est généralement produite par les fuites causées par l'effet de la température. Pour la majorité des assemblages à brides boulonnées, il est peu probable que se produise une défaillance mécanique de la bride ou des boulons. Il est cependant acceptable, lors de l'analyse des effets de la température sur une bride conçue avec un matériau ductile, conformément

aux codes de conception, de se focaliser sur la défaillance du joint d'étanchéité. Il y a deux principales causes de défaillance des joints d'étanchéité qui peuvent être divisées en sous catégories de défaillance et qui sont :

1. La diminution de la charge sur le joint causée par :
 - Le fluage-relaxation des différents éléments de l'assemblage dû à la température.
 - Les déflexions de la bride engendrées par la différence de dilatation thermique des éléments.
 - Une distribution de la contrainte non uniforme causée par la rotation accrue de la bride.
2. La destruction physique du joint causée par:
 - La dégradation du joint avec le temps (oxydation, pyrolyse) due à l'exposition à la chaleur.
 - L'usure par abrasion du joint dû au mouvement radial relatif entre les brides causé par les différences de température dans l'assemblage tel qu'un échangeur de chaleur.
 - L'écrasement excessif du joint dû à l'augmentation de la charge causée par l'effet de la température transitoire.

Objectifs

Faisant suite à ce qui a été susmentionné, il s'avère qu'il est nécessaire d'entreprendre une recherche sur le développement d'un modèle analytique pouvant prédire l'effet du fluage des différents éléments de l'assemblage sur la redistribution de la charge dans les assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité.

Notre travail de recherche est scindé en trois parties: La première partie concerne la modélisation analytique du fluage des assemblages de deux brides symétriques et de brides avec couvercles plats. Le fluage des composantes suivantes est considéré :

- Le joint d'étanchéité;
- Les boulons;
- Le cylindre;
- La colerette;
- L'anneau de la bride et;
- Le couvercle plat.

Le fluage de l'anneau de la bride est traité par deux différentes approches analytiques, décrites par la théorie des anneaux et la théorie des plaques à paroi mince pour les brides de grand et petit diamètre respectivement.

Des solutions analytiques pour les déplacements radiaux et axiaux et les distorsions dus au fluage de l'anneau de la bride, de la collerette, du cylindre, des boulons, du joint d'étanchéité et du couvercle plat sont considérées dans l'analyse d'interaction mécanique pour déterminer la variation de la charge des boulons et du joint d'étanchéité en fonction du temps.

La seconde partie est consacrée à l'ajustement du modèle analytique sur la base des études entreprises sur différents modèles numériques en utilisant la méthode des éléments finis avec la programmation dans l'APDL (Ansys Parametric Design Language) du logiciel ANSYS.

Des exemples sur des cas de brides de rigidités différentes seront présentés pour valider davantage le modèle analytique développé. La mise en œuvre d'un tel modèle analytique et sa validation numérique devraient permettre la prédiction de l'étanchéité avec précision satisfaisante afin d'assurer le respect des normes environnementales en matière d'émissions fugitives et de prévenir les risques d'accident.

Dans la pratique, pour remédier au problème de fluage-relaxation dans les assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité, on procède généralement à l'utilisation de rondelles "Belleville" ou de manchons placés en série avec les boulons. Cela permet

de rendre l'assemblage plus flexible et de réduire la relaxation de la charge des boulons due à l'effet du fluage. La solution proposée dans la troisième partie est l'élaboration du modèle analytique précédent par un calcul précis du nombre de rondelles "Belleville" ou des dimensions des manchons à installer avec les boulons. La nouvelle rigidité élastique des boulons est calculée à partir de l'équation de compatibilité des déplacements axiaux. Celle-ci permet d'influencer avec une proportion désirée la rigidité de l'assemblage. Cette nouvelle rigidité élastique est calculée de telle sorte que la charge appliquée sur les rondelles ou les manchons respecte la charge admissible fournie par le fabricant et permet de donner une flexibilité à l'assemblage pour réduire d'une manière proportionnelle la relaxation de la charge des boulons due à l'effet du fluage.

Plan de la thèse

Dans le chapitre 1, nous présentons une revue de littérature sur les effets de la haute température et particulièrement celle du fluage dans les assemblages à brides boulonnées. Cette recherche bibliographique a permis de cibler nos travaux de recherche et d'identifier l'originalité de nos principales contributions.

Les chapitres 2, 3 et 4 représentent trois articles qui constituent la contribution originale de l'auteur au développement d'un modèle analytique élaboré pouvant être utilisé pour la conception des assemblages à brides boulonnées munies de joint d'étanchéité.

Le premier article intitulé "Creep Analysis of Bolted Flange Joints", a été publié en janvier 2007 dans la revue *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Volume 84, pp.185-194, 2007. Cet article présente l'effet du fluage uniaxial du joint d'étanchéité, des boulons et de l'anneau de la bride sur la relaxation de la charge dans les boulons.

Le deuxième article intitulé "The Effect of Cylinder and Hub Creep on the Load Relaxation in Bolted Flanged Joints", a été accepté en janvier 2007 et sera publié en 2008 dans la revue *Journal of Pressure Vessels Technology*, ASME. Cet article traite de

l'effet du fluage tridimensionnel du cylindre, de la collerette et de l'anneau de la bride sur la relaxation de la charge dans la boulonnerie.

Le troisième article intitulé "On the Use of Plate Theory to Evaluate the Load Relaxation in Bolted Flanged Joints Subjected to Creep", a été soumis en janvier 2007 à la revue International Journal of Pressure Vessel and Piping. Cet article est consacré à l'étude du fluage de l'anneau de la bride pour les assemblages de brides symétriques de petit diamètre et le fluage des brides pleines pour les assemblages de brides avec couvercles plats, en utilisant la théorie des plaques minces.

Le chapitre 5, pour sa part, est dédié à l'élaboration d'un modèle analytique pour un calcul précis, du nombre de rondelle "Belleville" ou des dimensions des manchons à installer avec les boulons pour rendre l'assemblage plus flexible et réduire avec une proportion désirée la relaxation de la charge dans les boulons due à l'effet du fluage. Nous terminons par une discussion générale au chapitre 6, une conclusion et des recommandations.

CHAPITRE 1

REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Introduction

Le problème des fuites dans les assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité dû à l'effet de la température est bien connu dans la littérature. Une large recherche sur les causes principales qui peuvent provoquer la défaillance des assemblages à brides boulonnées a été menée durant les années passées. Parmi les acteurs principaux dans ce domaine, on trouve le PVRC. Ce dernier a été reconnu d'avoir activement abordé dans diverses études (Payne (1985); Hsu et al. (1994) et Winter et al. (1996)) le problème de l'effet de la température dans les réservoirs sous pression munis de joints d'étanchéité.

1.2 Assemblages à brides boulonnées soumis aux hautes températures

Au courant de ces 25 dernières années, toute une recherche a été dédiée à l'effet des hautes températures sur la diminution de la charge des boulons dans les assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité. Cependant, il a été reconnu que la température engendre différents phénomènes physico-chimiques qui ont une influence remarquable sur les efforts imposés. Ce sont l'expansion et les gradients thermiques, la dégradation des joints d'étanchéité due au vieillissement et le fluage des matériaux de l'assemblage. Pour illustrer ces phénomènes qui se manifestent dans les assemblages à brides boulonnées, un résumé de la littérature décrivant les contributions scientifiques pertinentes ayant rapport à cette étude est présenté.

1.2.1 Effet de la dilatation thermique

Le chargement thermique dans les assemblages à brides boulonnées joue un rôle important dans la variation de la charge des boulons et par conséquent celle dans le joint. Cette section porte sur l'effet du gradient thermique et l'expansion due à la température sur la redistribution des charges dans l'assemblage. Il y a trois effets qui peuvent avoir lieu simultanément : le premier est causé par la différence de l'expansion thermique axiale entre le joint, le boulon, l'anneau et le couvercle plat quand il existe. Celui-ci est dû principalement à la différence de la température entre le boulon et la bride qui entraîne généralement une baisse de la charge des boulons pendant le refroidissement. Par ailleurs, un coefficient d'expansion thermique plus élevé des boulons peut produire un effet semblable. Le deuxième effet provient de la différence dans l'expansion thermique radiale et la distorsion due à la température moyenne et aux gradients thermiques radial et axial. Cette différence de déflexions qui existe entre le cylindre, la collerette et l'anneau de la bride provoque une rotation de celle-ci. Cela engendre un déplacement axial de l'anneau de la bride et provoque une variation de la charge dans le joint. Enfin, le troisième effet est causé par le gradient thermique axial dans le couvercle plat. Ce gradient met le couvercle en flexion générant ainsi des déplacements axiaux. Une recherche détaillée qui montre ces trois effets est présentée par Bouzid et al. (2005a).

Cependant, on reconnaît aussi qu'il existait auparavant plusieurs auteurs qui ont mené de près des recherches sur l'effet de la dilatation thermique dans les assemblages à brides boulonnées. Chacune de ces recherches a contribué à la compréhension de ces phénomènes. Parmi les auteurs qui ont fourni une contribution pertinente à ce sujet, on distingue:

Brown et al. (2000), décrivent la distribution de la température d'un assemblage avec deux brides identiques. La bride est considérée comme une ailette dont la chaleur se

dissipe à travers les parois exposées à l'extérieur. L'anneau de la bride est traité comme un cylindre fini dont la chaleur se dissipe à travers la paroi supérieure, inférieure et la surface extérieure. Ils ne considèrent aucune dissipation de chaleur entre l'anneau et le cylindre à travers la collerette; ceci a été justifié uniquement pour le cas de brides où la dimension de la collerette est suffisamment petite par rapport au reste de la bride. Cet article traite uniquement l'effet de l'expansion radiale due à la température moyenne. Il ne considère pas l'effet du gradient de température radial et axial du cylindre et de la collerette sur la rotation induite au niveau des jonctions cylindre-collerette et collerette-bride.

Dans un autre article, Brown et al. (2002b) présentent, une méthode analytique qui permet de calculer les niveaux de charge dans la boulonnerie lorsque les assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité sont soumis à un chargement thermique transitoire. Ils présentent les différentes causes pouvant intervenir dans le relâchement des boulons et montrent la méthodologie adoptée pour la détermination de la variation de la charge dans la boulonnerie et par conséquent sur le joint en fonction du temps. Cette variation de la charge est due essentiellement à la présence de la différence de la dilatation thermique entre les différents éléments de l'assemblage. Ils valident leur théorie par une étude expérimentale faite sur une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces et mènent aussi une modélisation par éléments finis axisymétriques.

Finalement, Bouzid et al. (2005b) présentent l'élaboration d'un modèle d'interaction élastique, faisant intervenir l'effet de la température sur les assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité. Ce modèle permet d'évaluer la variation de la charge sur les boulons et la contrainte moyenne sur le joint. Le modèle proposé est validé sur différents assemblages tels que les assemblages avec deux brides du type NPS 3 cl 150 et deux brides d'échangeur de chaleur de 24 pouces, les assemblages avec une bride et un couvercle plat du type NPS 3 class 150, NPS 10 class 300, une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces et une bride de 42 pouces.

Le modèle analytique proposé est confronté à un modèle numérique d'éléments finis axisymétriques et tridimensionnels afin de valider la théorie proposée.

D'autres chercheurs ont contribué de près à l'analyse de cet effet dans les assemblages à brides boulonnées. On reconnaît, Sawa et. al. (1993) qui utilisent l'analyse par éléments finis et l'analyse expérimentale pour examiner la distribution des températures et l'effet des gradients thermiques sur une bride en aluminium de 65mm de diamètre extérieur. Un peu plus tard, Sawa et. al. (1995a, 1996a) ont utilisé la théorie de transfert de chaleur d'un cylindre fini pour examiner la distribution de la température dans un cylindre d'une bride NPS 3 class 150 munie d'isolant, en fonction de divers gradients thermiques. Cependant, la pertinence de la théorie présentée n'a pas été vérifiée pour des brides de grand diamètre ou des brides sans isolant. Dans leur article, Sawa et. al. (1996b) continuent avec l'approche des articles précédents, en remplaçant les brides symétriques par une bride avec un couvercle plat. Dans un autre article, Sawa et. al. (1998) continuent avec la même approche théorique et présentent aussi une étude expérimentale sur l'effet de l'utilisation d'un joint spiralé dans une bride NPS 3 class 150.

Le traitement le plus généralisé du problème est donné par Dudley (1961), qui décrit une approche analytique de l'analyse des contraintes et des déflexions des brides soumises à la différence de température entre le cylindre et l'anneau. Cependant, il suppose que la distribution de la température est uniforme dans les deux éléments, ce qui n'est pas correct dans la pratique.

1.2.2 Effet de la dégradation thermique des joints d'étanchéité

Un recueil assez consistant de la recherche sur cet effet est présenté par Marchand (1991). Les travaux de recherche sont entrepris pour mesurer et comprendre l'évolution des propriétés physiques des joints d'étanchéité lorsqu'ils sont soumis à des températures élevées à long terme. Ce phénomène se traduit par un vieillissement des matériaux de joint. L'auteur a mené sa recherche sur deux types de joints, tel que, les joints plats en feuille à base d'élastomère et d'aramide. Il étudie les propriétés qui affectent le plus leur performance, soit : la perte de poids, le fluage-relaxation, la contrainte de rupture et l'étanchéité (les fuites). Il élabore aussi un paramètre de vieillissement efficace pour la prédiction des températures limites d'utilisation et la durée de vie des joints à partir de corrélations établies entre la perte de poids, la température et le temps d'opération. Dans sa recherche, l'auteur établit également les principaux paramètres qui influencent le rythme de la dégradation, tels que, l'effet de l'atmosphère de vieillissement (gaz oxydant versus gaz inerte), la géométrie du joint (largeur seulement), la contrainte de compression initiale, la rigidité des brides et la pression du fluide interne.

L'auteur présente aussi des résultats expérimentaux qui sont obtenus par des méthodes de caractérisation existantes (ATRS, HATR, ARLA, HOTT, AHOT) développées par le TTRL (Bazergui et al. 1987; Bazergui et al. 1988; Payne et al 1987a; Payne et al 1989a; Marchand et al. 1990) sous les auspices du PVRC et du MTI. Ces méthodes simulent les conditions d'opération à hautes températures, et donnent une représentation réaliste du comportement des joints d'étanchéité des assemblages à brides boulonnées. Dans tous les cas, les montages utilisés simulaient des joints montés entre des brides à faces surélevées telles que définies dans la norme ANSI B16.5.

Un rapport de recherche sur la caractérisation à hautes températures des joints à feuilles de graphite flexibles est publié par les auteurs Derenne et al. (1997).

Les auteurs ont mené une vaste recherche sur ce type de joint mis en place sur des brides de rigidités différentes. L'objectif principal de cette recherche est de proposer un protocole d'essai pour la qualification des matériaux des joints flexibles à feuille de graphite pour les assemblages à brides boulonnées. L'approche générale est semblable à celle utilisée par Marchand (1991) et doit déterminer si le joint en graphite est le remplacement idéal du joint à base d'amiante. Comme l'effet combiné de la température et du temps conduit à une dégradation graduelle des propriétés des joints, les auteurs ont étudié par quels mécanismes cette dégradation évolue. Les travaux de cette recherche ont mis au point des méthodes d'essais représentatives des conditions d'utilisation, estimé les températures limites d'utilisation de même que la durée de vie des joints et établi expérimentalement les coefficients de corrélation et en particulier un paramètre d'exposition A_e qui caractérise les effets combinés de la température et du temps sur la dégradation des joints fabriqués à base d'élastomère renforcé par des fibres, due à un environnement oxydant. Ce paramètre est d'une utilité pour prédire la performance à long terme de ces joints.

1.2.3 Effet du fluage

1.2.3.1 Bref historique

Le fluage des métaux sous faible contrainte a été mis en évidence par les premiers travaux de Phillips (1905) et Andrade (1910, 1914). Il ne fut pas sérieusement étudié sur le plan expérimental avant Chevenard (1919) et Dickenson (1922) et sur le plan théorique avant Becker (1925, 1926) et Orowan (1934). On considérait alors le fluage comme un phénomène concernant uniquement les métaux peu résistants. Les différents travaux expérimentaux et théoriques ultérieurs devaient établir qu'il s'agit en fait d'un phénomène généralisé. C'est ainsi que les métaux dont les points de fusion et les résistances mécaniques à l'ambiante sont différents, peuvent avoir des comportements au fluage analogues.

1.2.3.2 Caractérisation du fluage

Les essais de fluage imposent un contrôle rigoureux de la température. La méthode classique consiste à placer en compression ou en traction, sous charge constante, une éprouvette dans un four à température constante et à mesurer le rétrécissement ou l'allongement en fonction du temps.

Le grand intérêt de ce type d'essai est sa simplicité. Selon les applications, les durées d'essai peuvent varier de quelques dizaines d'heures à plusieurs années. La contrainte restant pratiquement constante, il faut avoir recours à des essais plus élaborés, présentant des changements de vitesse de déformation ou des sauts de contrainte, pour déterminer le comportement de façon plus complète. Un des points importants d'une bonne caractérisation mécanique est la séparation des effets de la déformation et de ceux du temps sur l'état du matériau.

Le comportement viscoplastique se rencontre avant tout dans les métaux et alliages opérant à température élevée ($T > 0,3T_f$). A haute température, il est associé à des phénomènes de diffusion opérant à différentes distances caractéristiques, celle des dislocations dans le fluage résultant d'une compétition entre l'écroutissage et la restauration par annihilation des dislocations et des défauts rendus mobiles par l'activation thermique ou, à plus grande distance, celle des joints de grains dans le fluage-diffusion. Il est également possible de mettre en évidence une viscoplasticité de basse température ($T < 0,2 T_f$) liée à l'activation thermique de la déformation plastique. Au-delà des métaux, les théories viscoplastiques s'appliquent aux résines ou aux polymères lorsqu'ils subissent des chargements trop violents pour conserver leur caractère viscoélastique, et encore aux sols, roches, ou à la glace lorsqu'il s'agit d'étudier l'évolution mécanique sur des longues périodes.

L'élasto-visco-plasticité présente, comme l'élasto-plasticité, une déformation permanente après décharge mais la viscosité interdit les déformations plastiques instantanées. Le temps pilote la déformation inélastique qui de ce fait devient dépendante de la vitesse de chargement. Elle se distingue de la visco-élasticité par la décomposition de la déformation en une partie élastique et une partie inélastique visco-plastique, $\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^c$, avec en général absence de réversibilité même retardée de la partie inélastique de la déformation dont le comportement est voisin de la plasticité classique indépendante du temps. Cependant, contrairement au cas de la plasticité, il n'y a pas unicité de la courbe de traction pour différentes vitesses de chargement.

1.2.3.3 Différents domaines de fluage

Pour les métaux, les céramiques et les polymères, la réponse expérimentale en fluage comporte trois domaines, plus ou moins apparents selon le matériau et la température :

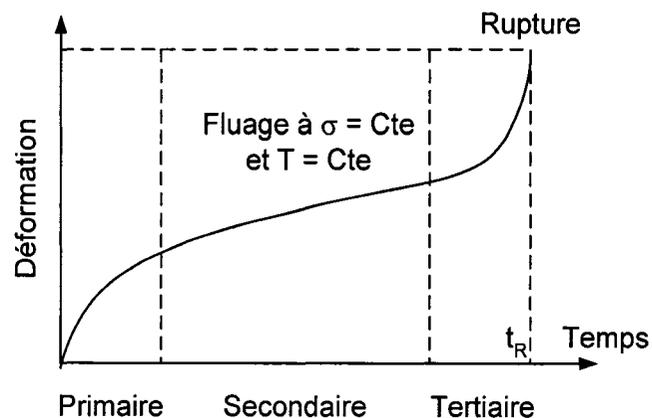


Figure 6 Domaines de fluage

- Le fluage primaire, au cours duquel la vitesse de déformation diminue corrélativement à une augmentation de résistance du matériau.
- Le fluage secondaire, au cours duquel la vitesse de déformation reste constante.

- Le fluage tertiaire, caractérisé par une augmentation de la vitesse de déformation associée à l'apparition d'un endommagement sensible à l'échelle mécanique (formation de cavités) ou d'un adoucissement du matériau (localisation de déformation à l'échelle de la microstructure).

Fluage primaire

A basse température, $T < 0,3 T_f$, le seul type de fluage observé expérimentalement est le fluage primaire. La diminution de la vitesse de déformation est alors bien décrite par des lissages en fonction du temps du type :

$$\varepsilon = A\sigma^m t^n \quad \text{Loi de Norton -Bailey}$$

$$\varepsilon = A \ln(1 + t/t_0) \quad \text{Loi d'Andrade}$$

$$\varepsilon = At^n \quad \text{Loi parabolique } (0 < n < 1, A > 0)$$

Il ne faut pas confondre ces lois empiriques où A et t_0 sont des coefficients dépendant du matériau avec des lois de comportement.

Fluage secondaire

A basse température, c'est en général le fluage primaire qui prédomine. Plus la température s'élève et plus le fluage secondaire s'établit rapidement et la déformation augmente continûment dans le temps. C'est ce mode de fluage stationnaire dont on doit se préoccuper pour la conception des pièces destinées à travailler à chaud en résistant au fluage. La formulation adéquate pour les aciers est celle donnée par Norton :

$$\varepsilon = A\sigma^m t \quad \text{Loi de Norton}$$

Fluage tertiaire

Au cours du fluage l'endommagement s'accumule sous forme de cavités internes. Il apparaît en premier lieu au début du stade de fluage tertiaire puis augmente de plus en

plus rapidement. La forme de la courbe de fluage tertiaire reflète cette accumulation de dommage. Au fur et à mesure que les cavités grossissent la section de l'échantillon diminue et, à charge constante, la contrainte augmente.

Comme $\dot{\varepsilon}^c \approx \sigma^m$, la vitesse du fluage augmente encore plus rapidement que la contrainte.

Pour de nombreux alliages à haute résistance, l'endommagement par fluage apparaît tôt dans leur vie et conduit à la rupture après de faibles déformations (jusqu'à 1%).

Pour concevoir des pièces devant fonctionner à haute température, il faut s'assurer que :

- La déformation de fluage ε^c pendant la durée de vie prévue lors de la conception est acceptable.
- La ductilité en fluage ε^{cR} (déformation à rupture) est largement suffisante pour admettre la déformation au fluage ε^c sans atteindre la rupture.
- Le temps de rupture t_R au chargement et température de fonctionnement prévus excède, moyennant un facteur de sécurité convenable, la durée d'utilisation prévue.

$$\varepsilon = At^n \quad \text{Loi hyperbolique } (n < 0, A < 0)$$

1.2.3.4 Modélisation du fluage primaire et secondaire

Dans cette partie, on présente le développement analytique du fluage des solides soumis à des conditions de contraintes multiaxiales. La théorie développée doit répondre à plusieurs critères afin de modéliser correctement le fluage. Ces critères sont :

1. La formulation multiaxiale doit se simplifier correctement quand il est nécessaire de passer à la formulation uniaxiale.
2. Le modèle doit exprimer la constance du volume qui a été observée expérimentalement pendant le processus de fluage des métaux.
3. Les équations doivent montrer le manque d'influence de l'état de contrainte hydrostatique qui est observé expérimentalement pour le fluage.

4. Les directions principales des contraintes et des déformations doivent coïncider pour le matériau isotrope.

Le modèle mathématique peut suivre deux processus de fluage. Ces derniers dépendent du chemin pris pour obtenir un certain état. Le premier processus de fluage est fondé sur la loi du temps d'écrouissage (time hardening) et est illustré à la figure 7. Quant au deuxième processus, il dépend de la loi de déformation d'écrouissage (strain hardening) et est observé à la figure 8.

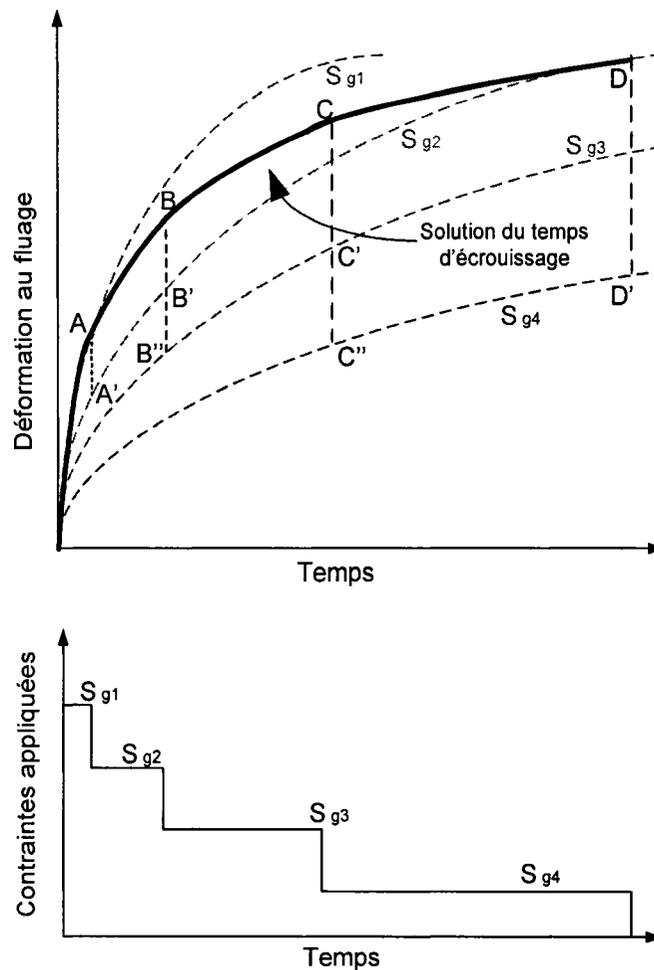


Figure 7 Évolution de la déformation basée sur la loi du temps d'écrouissage

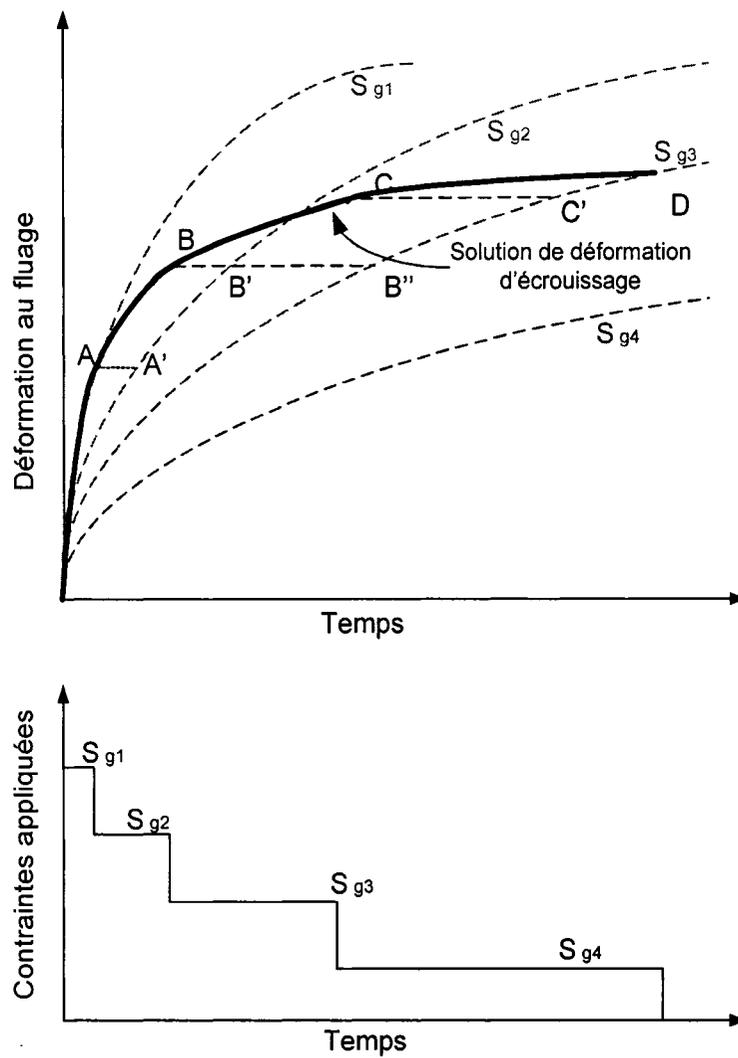


Figure 8 Évolution de la déformation basée sur la loi de la déformation d'écrouissage

Modèle mathématique

Le tenseur de contrainte déviatorique (Kraus, 1980) est donné par la relation suivante :

$$S_{ij} = \begin{bmatrix} \frac{1}{3}(2\sigma_r - \sigma_\theta - \sigma_z) & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{3}(2\sigma_\theta - \sigma_r - \sigma_z) & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{3}(2\sigma_z - \sigma_r - \sigma_\theta) \end{bmatrix} \quad (1.1)$$

Dans le cas tridimensionnel, le tenseur des taux de déformation dus au fluage peut s'écrire en termes du tenseur de contrainte déviatorique comme suit :

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^c = \lambda S_{ij} \quad (1.2)$$

où $i, j = r, \theta, z$ représentent les variables spatiales correspondantes au coordonnées polaires du système d'axe cylindrique. Afin de déterminer λ dans l'équation (1.2) ci-dessus, on définit la contrainte effective basée sur le critère de défaillance de Von Mises qui est donnée par l'équation suivante:

$$\sigma_e = \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \left[(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 \right]^{1/2} \quad (1.3)$$

L'équation (1.3) peut être également exprimée sous la forme indicelle comme suit:

$$\sigma_e = \sqrt{3J_2}, \quad J_2 = \frac{S_{ij}S_{ij}}{2} \quad (1.4)$$

Où J_2 est le deuxième invariant du tenseur de contrainte déviatorique et est défini tel qu'exprimé à l'équation (1.4). On définit également un taux de déformation effectif dû au fluage par la relation suivante :

$$\dot{\varepsilon}_e^c = \left(\frac{\sqrt{2}}{3} \right) \left[(\dot{\varepsilon}_r^c - \dot{\varepsilon}_\theta^c)^2 + (\dot{\varepsilon}_\theta^c - \dot{\varepsilon}_z^c)^2 + (\dot{\varepsilon}_r^c - \dot{\varepsilon}_z^c)^2 \right]^{1/2} \quad (1.5)$$

On peut aussi l'exprimer sous la forme suivante :

$$\frac{d\varepsilon_e^c}{dt} = \dot{\varepsilon}_e^c = \sqrt{\frac{4I_2}{3}}, \quad I_2 = \frac{\dot{\varepsilon}_{ij}^c \dot{\varepsilon}_{ij}^c}{2} \quad (1.6)$$

Où I_2 est le deuxième invariant du tenseur de taux de déformation et est défini par l'équation (1.6). En substituant la loi du fluage de l'équation (1.2) dans l'équation (1.5) pour le taux de déformation effective et dans l'équation (1.3) pour les contraintes effectives, nous obtenons ce qui suit :

$$\lambda = \frac{3}{2\sigma_e} \frac{d\varepsilon_e^c}{dt} \quad (1.7)$$

Cette quantité est obtenue expérimentalement à partir d'un essai de fluage uniaxial. On observe que l'utilisation des quantités effectives est prévue pour répondre à la première exigence, c'est-à-dire que la formulation multiaxiale doit se simplifier correctement pour donner la formulation uniaxiale. Si on considère un cas uniaxial avec $\sigma_\theta \neq 0$ et les autres contraintes sont toutes nulles, alors l'équation (1.3) se réduit à $\sigma_e = \sigma_\theta$. D'autre part, si $\dot{\varepsilon}_\theta^c \neq 0$ et les autres taux de déformation dus au fluage sont égaux, alors par constance de volume lors du fluage, on obtient :

$$\dot{\varepsilon}_r^c + \dot{\varepsilon}_\theta^c + \dot{\varepsilon}_z^c = 0 \quad (1.8)$$

A partir du quel,

$$\dot{\varepsilon}_r^c = \dot{\varepsilon}_z^c = -\frac{1}{2} \dot{\varepsilon}_\theta^c \quad (1.9)$$

En substituant l'équation (1.9) dans l'équation (1.5) on obtient $\dot{\varepsilon}_e^c = \dot{\varepsilon}_\theta^c$. Maintenant, on vérifie si l'équation (1.2) répond à la deuxième exigence de la constance du volume pendant le fluage. Pour ce faire, on ajoute les composantes de contraintes normales données par l'équation (1.1). Tel qu'observé, si les composantes normales de l'équation (1.1) sont additionnés et toutes les conditions de base ont été satisfaites par le choix de l'équation (1.2) ainsi que les relations de contraintes et de déformations effectives données par les équations (1.3) et (1.5), nous obtenons la relation suivante :

$$\dot{\varepsilon}_r^c + \dot{\varepsilon}_\theta^c + \dot{\varepsilon}_z^c = \lambda(S_r + S_\theta + S_z) = 0 \quad (1.10)$$

L'équation de Bailey-Norton représente la loi uniaxiale du fluage la plus représentative des matériaux en acier et est donnée par l'équation suivante :

$$\varepsilon^c = A\sigma^m t^n \quad (1.11)$$

Où A, m, n sont des constantes qui dépendent de la température et du matériau. La valeur de m est plus grande que n qui est habituellement une fraction. Cette loi est prévue pour modéliser uniquement le fluage primaire et secondaire ; ce qui est largement suffisant pour les cas étudiés dans le cadre de nos travaux de recherche. Cette équation peut être extrapolée à un cas multiaxial en présentant les quantités effectives,

$$\varepsilon_e^c = A\sigma_e^m t^n \quad (1.12)$$

En remplaçant la déformation effective au fluage, donné par l'équation (1.12) dans l'équation (1.7), nous obtenons l'expression suivante:

$$\lambda = \frac{3}{2\sigma_e} \frac{d\varepsilon_e^c}{dt} = \frac{3}{2} An\sigma_e^{m-1} t^{n-1} \quad (1.13)$$

Et en utilisant la loi de déformation d'écrouissage (strain hardening), nous obtenons un taux de déformation au fluage défini comme suit :

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^c = \frac{3}{2} S_{ij} A^{1/n} n \sigma_e^{(m/n)-1} (\varepsilon_e^c)^{(n-1)/n} \quad (1.14)$$

Nous pouvons ainsi obtenir le taux de déformation au fluage selon les trois directions cylindriques comme suit :

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon}_r^c &= \frac{3}{2} S_r A^{1/n} n \sigma_e^{(m/n)-1} (\varepsilon_e^c)^{(n-1)/n} \\ \dot{\varepsilon}_\theta^c &= \frac{3}{2} S_\theta A^{1/n} n \sigma_e^{(m/n)-1} (\varepsilon_e^c)^{(n-1)/n} \\ \dot{\varepsilon}_z^c &= -(\dot{\varepsilon}_r^c + \dot{\varepsilon}_\theta^c) = \frac{3}{2} S_z A^{1/n} n \sigma_e^{(m/n)-1} (\varepsilon_e^c)^{(n-1)/n} \end{aligned} \quad (1.15)$$

1.3 Comportement élastique des assemblages à brides boulonnées

Le début de la recherche sur le comportement mécanique des assemblages à brides boulonnées est établi en Allemagne par (Bach, 1891-1896; Westphal, 1897) et aux États-Unis d'Amérique (Anonymous, 1905). Un grand intérêt a été attaché par ces premiers

chercheurs au développement de méthodes simples basées sur la théorie d'élasticité et les formulations empiriques. Les méthodes proposées à cette époque sont vite devenues inadéquates pour une bonne conception des brides boulonnées.

Cependant, Waters et al. (1927) proposent une nouvelle approche en utilisant la théorie des plaques. Celle-ci a été modifiée par les mêmes auteurs en 1937 en introduisant la collerette dans le calcul. Ceci représente une contribution majeure à la technologie des assemblages à brides boulonnées et forme la base du code ASME actuel de calcul des brides.

Rossheim et al. (1938) présentent une analyse expérimentale sur un assemblage de brides d'échangeur de chaleur. Ils reportent la charge des boulons et la rotation de la bride causées par la pression interne. Par la suite, ils utilisent la théorie de Waters et al. (1937) et valident les résultats obtenus avec ceux des essais expérimentaux.

Donald et al. (1959) ont effectué des essais expérimentaux sur l'interaction de brides pour faire une comparaison avec la théorie de Waters et al. (1951), examinent expérimentalement l'interaction des éléments des brides et les caractéristiques de serrage. Murray et al. (1961) utilisent l'analyse numérique pour éliminer les approximations précédemment faites dans la conception des brides. Ils ont confirmé leur approche par des essais expérimentaux, sur les brides de grands diamètres. Dans leur analyse la bride est traitée comme un anneau, plutôt qu'une plaque. Van Campen et al. (1969) traitent la collerette comme un anneau en utilisant les équations analytiques détaillées et présentent une comparaison avec l'article de Murray et al. (1961).

Bouzid et al. (1993) et Bouzid (1994) récapitulent les diverses approches théoriques de conception de brides et utilisent une combinaison de diverses méthodes exactes basées sur l'interaction élastique des éléments de l'assemblage et développent une solution plus précise de la conception des brides. Bouzid et al. (1995, 1997, 2003, 2004a) étendent l'approche de Waters et al. (1951) et incluent plusieurs facteurs prédominant à l'intégrité

élastique de l'assemblage, à savoir, la rigidité du boulon, l'interaction des éléments de l'assemblage, les propriétés non linéaires et le fluage du joint ainsi que la rotation de la bride. Ces études ont été élaborées dans le but principal de prédire l'étanchéité de l'assemblage. Pour valider leur méthode, des études expérimentales et des analyses par éléments finis sont présentées dans ces articles.

1.4 Étude de la relaxation dans les assemblages à brides boulonnées

1.4.1 Phénomène du fluage relaxation

Le fluage est la variation de la déformation d'un corps soumis à une contrainte constante tandis que la relaxation est définie comme étant la variation de la contrainte dans un corps soumis à une déformation constante. Il est à noter que ces deux phénomènes évoluent avec le temps. L'assemblage à brides boulonnées muni d'un joint d'étanchéité subit une déformation permanente engendrée par les deux effets simultanés du fluage et de la relaxation. Ces deux effets qui surgissent dans les assemblages à brides boulonnées sont tellement complexes qu'ils ne peuvent être dissociés.

Une déformation initiale est imposée à l'assemblage lors du serrage des boulons, ce qui provoque le développement des contraintes. Le processus se manifeste de façon à ce qu'une tension développée dans les boulons crée une contrainte de compression sur le joint d'étanchéité ainsi que des contraintes dans l'ensemble de la bride. Sous l'effet d'une pression interne, un rééquilibre se produit dans l'assemblage, ce qui peut provoquer soit une diminution ou une augmentation de la charge dans les boulons.

Sous l'effet des hautes températures et des contraintes qui surgissent, le matériau de l'assemblage subit des variations des propriétés physiques qui génèrent le fluage du matériau. Cependant, sous l'effet du fluage, on observe : Une augmentation de la rotation de la bride avec le temps due au fluage de l'anneau de la bride, du cylindre et de

la collerette ; un écrasement progressif (amincissement) de l'épaisseur du joint dû au fluage de ce dernier, et un allongement de la longueur des boulons dû au fluage des boulons. Ces effets provoquent par conséquent la relaxation de la charge dans les boulons, et des contraintes dans le joint d'étanchéité et la bride. Sous ces deux effets combinés à savoir, le fluage et la relaxation, les assemblages à brides boulonnées sont réellement soumis simultanément aux deux phénomènes, d'où la nomination d'un effet composé appelé fluage-relaxation. Afin de mieux expliquer ce phénomène, des schémas sont présentés aux figures 9 et 10.

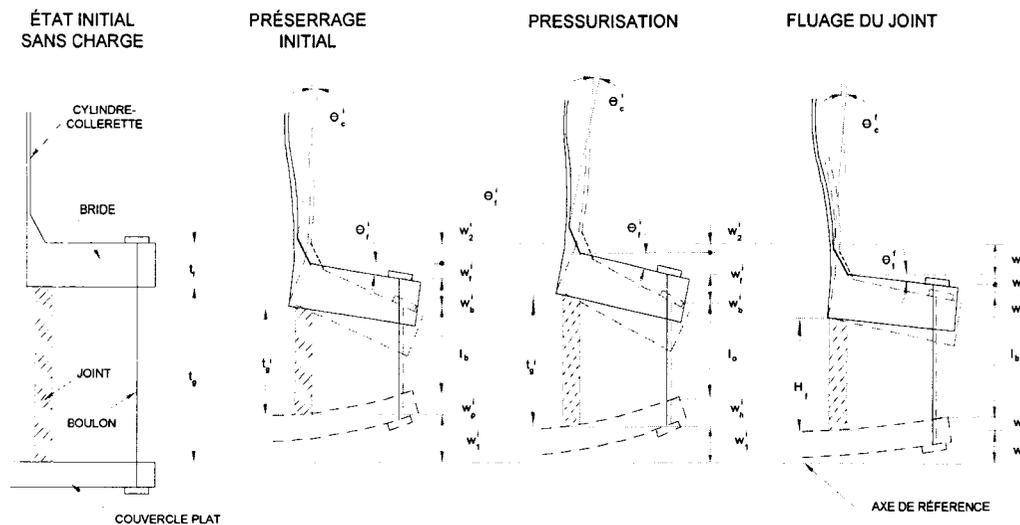


Figure 9 Phénomène de fluage relaxation dans un assemblage à brides boulonnées (Bouzi, 1994)

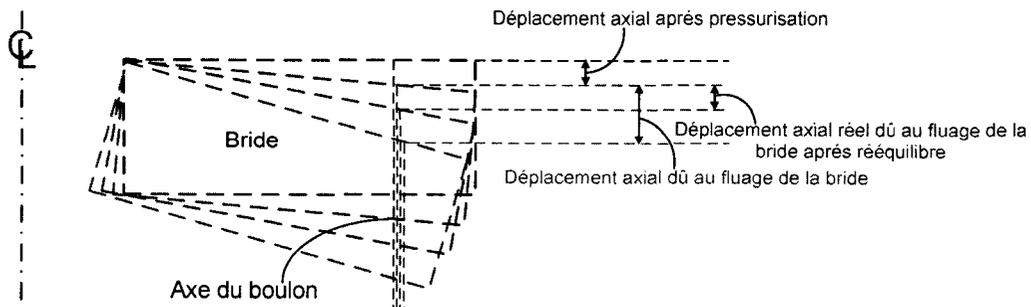


Figure 10 Fluage relaxation de l'anneau de la bride

1.4.2 Études analytiques

À ce jour, peu d'études analytiques ont été effectuées pour quantifier l'effet du fluage sur la redistribution des charges dans les assemblages à brides boulonnées. Cependant, dans cette section, nous allons présenter les articles pertinents qui peuvent nous orienter dans le développement d'un modèle plus adéquat, qui prend en compte le fluage des assemblages à brides boulonnées soumis à de hautes températures.

Dans le livre de Folke, (1974), l'auteur présente la théorie du fluage, et propose une méthode basée sur l'analogie élastique. Cette méthode est utilisée pour résoudre certains problèmes, à savoir : la flexion des poutres, la flexion des plaques circulaires, les coques de révolution et les réservoirs cylindriques à paroi mince et épaisse. Par ailleurs, les auteurs Boyle et al. (1983) présentent une solution au problème du fluage en utilisant une méthode itérative. Ils exposent son application à des poutres en flexion, à des cylindres à parois minces soumis à la flexion et à la pression, à des disques en rotation et à la flexion des plaques circulaires.

Sharad et al. (1960) présentent l'analyse de quelques structures pratiques et mettent l'accent sur les déformations dues au fluage. Les auteurs commencent par une illustration de la loi uniaxiale du fluage et sa généralisation pour les analyses des problèmes tridimensionnels. Des relations de moment de courbure sont développées à partir de ces lois pour des problèmes de flexion. Un dispositif élémentaire incluant la compressibilité du matériau lors du fluage est brièvement discuté. En utilisant les relations théoriques basées sur les moments de courbures, les problèmes particuliers tels que la flexion des poutres à parois minces, la flexion des plaques annulaires et la redistribution des contraintes dans une sphère compressible ont été étudiés. L'analyse de ces problèmes est effectuée avec la théorie basée sur l'analogie élastique. De plus, dans certains cas, la similitude du fluage à la plasticité a été également utilisée. Dans tous les cas, des solutions adéquates ont été présentées.

Sharad et al. (1962) s'intéressent à l'analyse du fluage des plaques circulaires à matériau compressible soumises à la flexion. L'analyse est établie en utilisant une loi de fluage non linéaire, formulée sur la base d'une fonction d'énergie complémentaire pour un matériau élastique analogue. La méthode d'analyse présentée est itérative et est en général applicable aux plaques soumises aux charges axisymétriques. Des solutions pour les moments de flexion et les déflexions sont obtenues pour les plaques circulaires soumises à des charges uniformément réparties, simplement supportées et encastrées aux bords.

Lin (1960) présente une méthode d'analyse des plaques soumises à la flexion, possédant des caractéristiques arbitraires de fluage. La déformation due au fluage est remplacée par des charges ponctuelles équivalentes et des moments de flexion agissant au bord de la plaque. Cette méthode est applicable pour une plaque soumise à un gradient de température à travers son épaisseur. Les équations générales sont simplifiées pour le cas d'une plaque circulaire soumise au chargement latéral symétrique. Un exemple d'une plaque circulaire avec le fluage non linéaire d'écrouissage est illustré dans l'article. Cependant, il semble que cette méthode n'est satisfaisante que pour un temps limité.

Venkatraman et al. (1963) présentent les analyses du fluage des plaques circulaires soumises à des pressions latérales uniformes. Ces analyses sont basées sur les lois d'écoulement au fluage liées au critère de cisaillement maximum. Il est supposé que le taux de fluage est une fonction du moment de flexion multipliée par une fonction de temps. Une étude détaillée de la variation des moments de flexion et des déformations sur une plaque circulaire simplement supportée au rayon extérieur est effectuée. Les résultats de la flexion d'une plaque ayant trois autres conditions aux rives (simplement supportée au rayon intérieur, encastrée au rayon intérieur et encastrée au rayon extérieur) sont également présentés.

Penny et al. (1968) présentent une méthode analytique utilisée dans le cas d'une plaque annulaire soumise à un chargement latéral uniforme. Une loi de fluage simple est utilisée dans le calcul afin d'isoler les importantes caractéristiques du processus de fluage.

Penny (1971), avait pour but de fournir une procédure de calcul non itérative permettant d'aboutir à des solutions sur la redistribution des contraintes débutant du chargement initial jusqu'à l'état stationnaire. Le concept de calcul présenté est simple et général. Dans l'article, la procédure de calcul est présentée pour des problèmes de coques sphériques contenant des efforts de discontinuité. La méthode développée est d'un apport utile aux concepteurs de réservoirs sous pression afin de prolonger l'étude du domaine élastique à celui du fluage.

Jahed et al. (2003) présentent la solution fondamentale pour le fluage d'un disque uniforme donné par Penny et al. (1968). La théorie est élaborée pour les cas de disques et de cylindres non uniformes sous différentes conditions de charges. Elle incorpore également les variations des propriétés du matériau dans le domaine temporel pour prévoir le comportement en fluage d'un problème axisymétrique. Les auteurs proposent une méthode pour considérer l'inhomogénéité due aux gradients de la température et à la non uniformité des éléments. Différents exemples numériques de disques tournants sont présentés et comparés aux résultats analytiques.

L'analyse du fluage dans les assemblages à brides boulonnées est présentée par (Bailey, 1937; Marin, 1938 et Waters, 1938). Les travaux de Marin et Waters sont axés sur l'étude de l'interaction élastique de la bride et des boulons. Cependant, ils ignorent la rigidité du cylindre, de la collerette et du joint d'étanchéité. La prochaine investigation a été rapportée par Johnson (1954). L'auteur a mené une analyse expérimentale sur la relaxation de la charge des boulons des assemblages à brides boulonnées étudiées par (Bailey 1937; Marin 1938 et Waters 1938). Par la suite, Smoley et al. (1963) rapportent

une étude sur les propriétés de fluage des joints d'étanchéité. Ils examinent l'effet qu'apporte ce dernier sur la relaxation de la charge dans la boulonnerie des assemblages.

Krauss et al. (1984) présentent une extension de l'étude menée par (Bailey, 1937; Marin, 1938 et Waters, 1938). Ils étudient l'effet du fluage de l'anneau de la bride sur la relaxation des boulons. L'étude présentée dans cet article montre une analyse théorique du fluage basée sur la loi de déformation d'écrouissage (strain hardening). Ils observent la variation de la redistribution de la contrainte tangentielle à travers l'épaisseur de l'anneau de la bride durant le processus de relaxation et la relaxation de la charge dans les boulons en fonction du temps. Cependant, leur modèle ne tient compte ni de l'intégrité du joint d'étanchéité ni de l'interaction élastique des différents éléments de l'assemblage. Ils omettent de préciser la température d'opération de l'assemblage qui a une influence majeure sur le fluage- relaxation.

Dans la même perspective, Bouzid et al. (1995) présentent une méthode analytique qui évalue l'effet du fluage du joint d'étanchéité sur la variation de la charge des boulons. Cette méthode tient compte de la flexibilité des différents éléments de l'assemblage et permet d'évaluer la variation de la force dans le joint et du degré d'étanchéité en fonction du temps. Ils présentent les résultats expérimentaux sur une bride NPS 4 Class 600 et font une analyse par éléments finis axisymétriques. Dans leur analyse, ils ne considèrent pas le fluage-relaxation des éléments structuraux des brides boulonnées.

Bouzid et al. (1996) présentent une méthode analytique de calcul des rigidités des brides boulonnées, où prennent en compte les déplacements axiaux des différents éléments de l'assemblage afin de déterminer la rigidité des brides et des boulons. Ils comparent leurs résultats avec ceux du montage HATR avec différents types de joints à feuille à base d'élastomère, de graphite et de Téflon, soumis à de hautes températures. Ils ont démontré que le test HATR est représentatif des brides boulonnées de type ANSI B16.5

en termes de rigidité et combinaison de charges. Cependant, les essais sont effectués sur une courte période.

Bouزيد et al. (1997) présentent dans leur article, une méthode analytique qui considère la relaxation des brides boulonnées munies de joints d'étanchéité sous haute température. Cette relaxation est provoquée uniquement par le fluage du joint d'étanchéité. Ils étudient aussi, l'influence de la rigidité de l'assemblage sur la relaxation du joint et des boulons. Ceci a été déterminé en élaborant un modèle analytique utilisant l'incrément de temps pour évaluer le fluage-relaxation du joint. Ils illustrent la variation de la charge sur le joint en fonction du temps. Ils présentent aussi les résultats expérimentaux pour valider la méthode proposée. Cependant, les essais sont effectués à température ambiante et ne sont réalisés que sur des brides de petit diamètre. Par ailleurs, les auteurs ne traitent pas les cas d'assemblages de brides avec couvercles plats et ils ne tiennent pas compte de l'effet de la température d'opération.

Nagy (1997) propose un modèle analytique qui évalue la diminution de la charge dans les brides boulonnées munies de joints d'étanchéité, provoquée par le fluage des joints à des températures moyennement élevées. Le modèle présenté est capable de décrire l'interaction joint-bride en plus du comportement viscoélastique des joints non métalliques. Il présente des essais expérimentaux qui valident partiellement sa théorie ainsi qu'une méthode approximative pour le dimensionnement des brides. Cependant, dans cet article, l'auteur recommande de déterminer les limites de l'applicabilité et la fiabilité du modèle. Il suggère aussi de mener des essais sur des brides réelles de différentes dimensions soumises à des températures élevées.

1.4.3 Études par éléments finis

L'utilisation de la méthode des éléments finis pour étudier l'interaction mécanique des assemblages à brides boulonnées devient de plus en plus populaire. Cette popularité est

attribuable à l'accessibilité et à la facilité d'utilisation des logiciels fondés sur la méthode des éléments finis. Les articles suivants montrent les études faites sur le comportement des assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité en utilisant la méthode des éléments finis. Ils présentent également une comparaison des différentes méthodes d'analyse. Cependant, la modélisation du joint et des boulons est un aspect qui cause la plupart des difficultés en utilisant les programmes d'éléments finis pour analyser les assemblages à brides boulonnées. Cartraud et al. (1994) exposent un modèle d'éléments finis du comportement du joint incluant la non-linéarité, l'isotropie transversale, la plasticité et le critère de défaillance pour modéliser correctement le comportement du matériau du joint. Une comparaison avec les résultats expérimentaux est aussi présentée. Maddren et al. (1995) et Lin et al. (1997) présentent une modélisation d'éléments finis pour étudier le flux de chaleur qui se développe dans un boulon d'une bride, et plus particulièrement les niveaux de contraintes de contact et le flux de chaleur induit. Nishioka et al. (1979) présentent une analyse par éléments finis axisymétriques 2-D d'un assemblage de brides normalisées. Ils examinent les résultats sur le niveau de contrainte, l'effet de la variation du rayon de la collerette, le chargement effectif du joint et comparent avec le code de calcul.

Zerres et al. (1998) compare les procédures analytiques actuelles de conception de bride avec un modèle 3D d'une bride normalisée en utilisant les éléments finis. Fessler et al. (1974) examinent les niveaux de contraintes et le taux de fluage pour une bride de 250 mm de diamètre nominal intérieur. Des résultats expérimentaux utilisant la photoélasticité ont été utilisés pour valider leur modèle. Nerli et al. (1974) présentent une méthode numérique pour l'évaluation de la rotation de la bride. Smith et al. (1996) proposent une méthode de modélisation par éléments finis du comportement du joint spiralé et incluent l'analyse en 2D de plusieurs brides normalisées pour confirmer le modèle. Hwang et al. (1994) examinent la différence entre l'analyse par éléments finis 2D et 3D d'une bride normalisée sous diverses charges. Stallings et al. (1992) proposent une procédure pour la modélisation du pré-chargement des boulons des assemblages à

brides boulonnées. Hollinger et al. (1996) présentent une procédure pour comparer les résultats des éléments finis et ceux donnés par les équations analytiques de conception. Nau (1985) détaille une approche par éléments finis pour l'analyse des assemblages à brides boulonnées en utilisant les éléments isoparamétriques de coque et de plaque. Kim et al. (1998) présentent une analyse par éléments finis d'une bride boulonnée avec un couvercle plat. Ils incluent l'analyse de contact du boulon et de l'écrou, y compris les filets.

Fukuoka et al. (2002), décrivent une simulation par éléments finis du processus de serrage des boulons de la bride avec une méthode de préchauffage. Ils expliquent à ce sujet, l'effet de la température sur l'expansion des boulons et leur incidence sur l'étanchéité de l'ensemble. Sawa et al. (2003) examinent par la méthode des éléments finis la distribution des contraintes de compression qui agissent sur le joint d'étanchéité en utilisant un modèle de joint élasto-plastique pour le cas d'assemblage de brides soumises à un moment de flexion extérieure. Cette simulation permet d'observer la performance d'un assemblage vis-à-vis de son étanchéité. Pour valider leur modèle, ils conduisent des essais expérimentaux sur des assemblages de brides réelles avec différents joints. Shoji et al. (2005) présentent une analyse par éléments finis des mécanismes qui peuvent causer le desserrage des boulons dû aux charges latérales dans les assemblages à brides boulonnées.

1.4.4 Études expérimentales

Le fluage est l'un des phénomènes les plus complexes qui prend place dans les assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité. Dans la littérature, il existe des procédures ASTM bien établies qui évaluent les caractéristiques du fluage des matériaux métalliques. En ce qui concerne la caractérisation en fluage des joints d'étanchéité fabriqués d'élastomère avec un mélange de fibres tels que les:

- Joints en feuilles (Téflon, à fibre, graphite...).

- Joints métalloplastiques.
- Joints spiralés.

Il n'existe pratiquement pas de procédures expérimentales pour caractériser ces joints vis-à-vis de leurs expositions à long terme et sous un chargement à haute température. Par ailleurs, on retrouve dans la littérature, quelques procédures qui traitent la caractérisation des joints d'étanchéité à court terme. Pour illustrer tout cela, nous allons présenter les travaux les plus importants qui décrivent le phénomène du fluage dans les assemblages à brides boulonnées.

Le test Klinger, Sauter (1981), est un essai de fluage de courte durée sous charge contrôlée qui consiste à tester un échantillon annulaire de petite dimension (75x55mm), comprimé sous charge contrôlée à la température ambiante, laquelle par la suite, est augmentée au rythme de 10 °C par minute jusqu'à ce que le fluage enregistré devienne excessif ou que la température maximale de l'appareil (482 °C) soit atteinte. Les essais sont répétés à plusieurs niveaux de contrainte afin d'obtenir la courbe de la contrainte maximale admissible en fonction de la température. Cet appareil ne permet pas de soumettre le joint à une pression de fluide et, par conséquent, aucune mesure de fuite ne peut être prise directement. Pour évaluer l'effet de la température sur l'étanchéité du joint, on utilise une méthode indirecte qui consiste à retirer le joint et ses plaques de compression de l'appareil après l'essai de fluage et à réinstaller l'ensemble dans un appareil pour le soumettre à l'essai d'étanchéité DIN 3535 à température ambiante. L'appareil de Klinger a été adopté presque intégralement en Angleterre pour la norme BS F 125 pour les joints en élastomère.

L'appareil et la procédure pour les essais de fluage à haute température de Marchand et al. (1986) éliminent une partie des restrictions inhérentes au test Klinger mis au point par Sauter et al. (1981), et permettent également de mesurer la reprise élastique du joint. Dans leur montage dénommé PVET, la charge est appliquée par une machine hydraulique à servo-contrôle, tandis que les plaques et le joint se trouvent à l'intérieur

d'un four pouvant atteindre des températures allant jusqu'à 650 °C. La procédure d'essai consiste à appliquer une charge initiale sur le joint (une partie du joint seulement dans le cas des spirales et des métaloplastiques), suivie de plusieurs cycles de décompression-compression et d'une période de fluage à contrainte maximale d'une durée limitée à cinq heures. Les résultats d'essais obtenus à des températures variant de 20 °C à 650 °C, montrent que :

- Pour les joints spirales et métaloplastiques, l'augmentation de la température affecte peu la rigidité, par contre l'écrasement total devient plus important.
- Pour les joints élastomères, la rigidité et l'écrasement total du joint augmentent avec la température. Le fluage est maximal à 288 °C et diminue légèrement pour des températures plus élevées.

Bazergui (1984b) présente les résultats des tests de fluage à court terme sous plusieurs niveaux de contraintes, des tests du fluage sous contraintes cycliques et des tests de la relaxation. Ces tests sont effectués sur différents types de joints d'étanchéité à savoir, les joints spirales, les joints en feuilles et les joints métaloplastiques. L'auteur détermine les mesures des écrasements du joint en fonction du temps (3600 secondes) pour différents niveaux de contraintes constantes sur le joint (test de fluage). Il obtient le diagramme contraintes-déplacements et détermine la variation du déplacement en fonction du nombre de cycles de contrainte (test cyclique). De plus, il mesure la contrainte sur le joint en fonction des différents niveaux de déplacements constants (test de relaxation). Il établit ensuite une corrélation entre les résultats obtenus par les tests précités avec ceux du MGTP (PVRC Milestone Gasket Test Program) donnés par Bazergui et al. (1984). L'auteur n'effectue pas les tests aux conditions réelles d'opération des brides boulonnées (hautes températures). Cependant, ces derniers sont réalisés aux conditions de température ambiante. Par conséquent, il conclut que les joints spirales fluent plus que les joints en feuilles ou les joints métaloplastiques. Le comportement en relaxation des joints est semblable à celui en fluage sauf pour les joints spirales qui relaxent plus à des contraintes élevées. Pour certains types de joints, des diminutions de 30% de la

contrainte initiale de compression sont rapportées lors des essais de relaxation d'une durée de cinq heures seulement. De ces faits, nous pouvons conclure que les tests effectués ne relèvent pas de la réalité que subissent les joints. Ils ont été réalisés sur une courte période. Par conséquent, il n'est pas possible de prédire le comportement du fluage des joints sur une longue période en se basant sur les données à court terme.

Birembaut et al. (1987) ont construit un appareil semblable à celui de Marchand et al. (1986) et ont réalisé des essais de fluage sur des joints d'étanchéité faits d'élastomère-amiante. Ces essais durent huit (8) heures sous une température allant jusqu'à 400 °C.

R.Hahn, et al. (2002) présentent les procédures d'essais menés sur les joints en graphite et en Teflon. Ces essais permettent de déterminer les paramètres des joints à incorporer dans le code européen de conception. Ces paramètres ont été obtenus à partir du diagramme de contrainte sur le joint en fonction de l'étanchéité et ils sont comme suit :

- Q_{smax} : niveau de contrainte maximum sur le joint, déterminé par l'essai de chargement -déchargement en fonction du temps.
- E : module de compression du joint obtenu à partir de la courbe de déchargement.
- g_c : Essai du fluage -relaxation, l'essai évalue la réduction de la contrainte sur le joint due à l'écrasement de ce dernier.
- $Q_{min}(L)$ et $Q_{smin}(L)$: correspondent successivement au niveau de contrainte d'assise du joint et la contrainte minimale sur le joint lors du service.

Pour chaque paramètre étudié, un niveau acceptable d'étanchéité est obtenu. Celui-ci correspond à la fuite-étanchéité et aussi au critère de résistance. Par ailleurs, l'essai doit aussi se faire à long terme sous des températures élevées avec une variation de la charge de serrage dans le but de déterminer $Q_{min}(L)$ et $Q_{smin}(L)$ sous ces conditions.

Nassar et al. (2006) présentent un travail expérimental mené sur la relaxation des boulons due à l'interaction élastique de l'assemblage et le fluage relaxation du joint

d'étanchéité à température ambiante. Ils incluent dans leurs études l'analyse de différents paramètres tels que le matériau et l'épaisseur du joint (caoutchouc de styrène butadiène et graphite), l'espacement des boulons, les séquences de serrage et la longueur des boulons.

1.4.4.1 Essai sur assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité

Au cours des 20 dernières années, le PVRC, le MTI et le TTRL ont développé une technologie pour la caractérisation des joints d'étanchéité. Celle-ci est présentée sous forme de procédures d'essai, d'outils de quantification et de critères d'acceptation. Elle permet de mesurer et de comparer le comportement des différents types de joints d'étanchéité d'un point de vue performance face aux émissions fugitives, la durée de vie à long terme et les conditions requises pour la sécurité. Il est à noter que les joints à base d'élastomère, de graphite expansé, de PTFE, ou d'autres fibres; ont été testés selon différentes procédures d'essai.

Les procédures d'essais normalisées des joints d'étanchéité existantes (ASTM F36, F37, F37, F484, F586 et également DIN 3754, 52913, 3535, etc...) ont prouvé qu'elles sont insatisfaisantes et inadéquates pour la détermination des caractéristiques à long terme des joints d'étanchéité. Aucune de ces procédures ne considère l'influence de la température sur une longue période de temps, lors de l'évaluation des propriétés des matériaux du joint.

Pour remédier aux limites des procédures d'essais normalisées susmentionnées, plusieurs types d'essais sur les joints d'étanchéité, non normalisés, ont été développés au fil des années par le PVRC/MTI/TTRL. Ils sont amplement décrits dans la littérature nord-américaine sur les joints d'étanchéité (Bickford J.H. 1997). Ces essais ont été développés sur la base d'une procédure bien établie et sont effectués à l'aide

d'équipements spécifiquement conçus afin de garantir l'uniformité des résultats pour fin de comparaison.

On distingue quatre différentes catégories, à savoir les essais mécaniques, de vieillissement, d'étanchéité et de résistance au feu. Parmi ceux qui caractérisent en partie la relaxation, on présente :

Essais mécaniques

Les essais mécaniques évaluent la rigidité mécanique et le fluage à court terme des joints d'étanchéité à température ambiante et élevée. Ils comprennent le :

- ROMT (ROom temperature Mechanical Test)
- HOMT (HOt Mechanical Test)
- LCMT (Load Compression Mechanical Test)

Un autre test qui permet de déterminer la résistance des joints à l'éclatement, la pression d'éclatement dans les conditions réelles de service est :

- HOBT (HOt Blowout Test)

Essais de vieillissement

Les essais de vieillissement permettent de déterminer les propriétés mécaniques résiduelles à long terme (la résistance à la compression, le relâchement de la charge, la variation de l'épaisseur (fluage), la perte de poids du joint et les fuites) de spécimens de joints d'étanchéité vieillis, sous une large gamme de temps et de température. On distingue:

- ATRS (Aged Tensile Relaxation Screen test)
- ARLA (Aged Relaxation Leakage Adhesion test)
- HORT (HOt Relaxation Tightness test)

1.4.4.2 Dilatation thermique des joints d'étanchéité

Les dilatations thermiques ont un grand effet sur la variation de la charge des boulons, en particulier, lors du démarrage, de l'arrêt et pendant les régimes transitoires et les cycles thermiques. Il n'y a pratiquement aucune base de données disponible sur les coefficients de dilatation thermique des joints d'étanchéité sous charge. L'effet de la différence des coefficients de dilatation thermique des éléments d'un assemblage à brides boulonnées peut considérablement influencer la variation de la charge des boulons et donc celle du joint. Cependant, plusieurs cas d'assemblages rencontrent ce phénomène de relaxation supplémentaire du joint. Dans certains cas, celle-ci peut provoquer l'apparition des fuites. La défaillance d'un assemblage à brides boulonnées muni d'un joint d'étanchéité dépend essentiellement des effets engendrés par la température et en particulier la différence d'expansion thermique de la bride, des boulons et du joint d'étanchéité. Les concepteurs utilisent souvent des données qui ne sont pas nécessairement représentatives de la réalité. Les prévisions de ces coefficients de dilatation thermique deviennent difficile surtout lorsque l'étude est menée sur des joints non métalliques pour lesquels les données ne sont pas disponibles. Il est à noter que même pour ces types de joints, les données fournies sont celles déterminées par des essais sous faible charge mécanique (Touloukian et al. 1970; ASTM C832-89).

Plusieurs normes existantes d'ASTM (C832-89, E228-95, E831-93, D696-91) décrivent les méthodes d'essai pour déterminer le coefficient d'expansion thermique sous haute température. Il est à noter que ces normes ne sont malheureusement pas représentatives car elles ne traitent pas les matériaux des joints d'étanchéité soumis à des charges élevées. Cependant, les essais standards C832-89, E228-95 et E831-93 sont limités à une contrainte de compression assez faible et ne sont applicables que pour un matériau solide. Quant à l'essai D696-91, il est applicable à des plastiques soumis à des températures allant de -30 °C à 30 °C.

Touloukian et al. (1970) présentent dans le volume numéro 13 de l'ASME, la théorie, l'estimation et les méthodes de mesure de l'expansion thermique des solides. Ils décrivent aussi quelques procédés techniques pour la mesure du coefficient d'expansion thermique qui sont :

- La méthode de dilatomètre de tige pousseur ;
- La méthode de Twi-Télémicroscopique la plus utile pour mesurer l'expansion absolue des grands spécimens à la température élevée ;
- La méthode par interféromètres ;
- La méthode à rayon X et ;
- La méthode de haute sensibilité permettant la mesure précise de très petits coefficients linéaires de dilatation thermique de l'ordre de 10^{-10} .

Les cinq techniques qui ont été employées avec succès pour ces mesures sont :

- La technique parallèle du condensateur de trois bornes plates ;
- La technique de capacité ;
- La technique de variable différentielle de transformateur de haute sensibilité ;
- La technique de plusieurs systèmes mécaniques-optiques et ;
- La technique d'interféromètre de Fabry-Perot basée sur le décalage de fréquence.

La méthode à grande vitesse est celle utilisée pour mesurer les diverses propriétés thermo-physiques des conducteurs électriques. Quant aux méthodes volumétriques utilisées pour mesurer la dilatation thermique de volume, elles sont habituellement appliquées pour les composés organiques et les polymères qui possèdent des coefficients de dilatation thermique relativement grands et qui se déforment sous les basses contraintes.

Bouزيد et al. (2001) présentent une procédure expérimentale et analytique pour déterminer les températures adéquates de services pour les joints d'étanchéité de types de PTFE. L'essai a été effectué selon la procédure HOBТ améliorée par l'incorporation des charges thermiques cycliques. Les auteurs ont aussi déterminé les coefficients

d'expansion thermique sous charges et à hautes températures pour ce type de joint PTFE qui est utilisé dans les assemblages à brides boulonnées des systèmes pétrochimiques.

Brown et al. (2002a) présentent une méthode expérimentale pour déterminer les propriétés mécaniques et thermiques de certains joints utilisés dans l'industrie. Cette étude est menée à hautes températures et permet de déterminer le coefficient d'expansion thermique des joints, le module de décompression et le coefficient de convection thermique au contact bride-joint. Ils présentent aussi la procédure utilisée dans ces essais expérimentaux pour déterminer les différentes caractéristiques du matériau du joint.

CHAPITRE 2

CREEP ANALYSIS OF BOLTED FLANGE JOINTS

Cet article a été publié comme l'indique la référence bibliographique.

Akli. Nechache and Abdel-Hakim. Bouzid, 2007, "Creep Analysis of Bolted Flange Joints", International Journal of Pressure Vessels and Piping, Volume 84, pp.185-194, 2007.

Résumé

Dans les industries pétrochimiques et nucléaires, la difficulté d'évaluer l'effet du fluage sur la charge de serrage des assemblages à brides boulonnées est identifiée comme étant un point essentiel à cerner. Sous les températures élevées, l'étanchéité des brides boulonnées est réduite par l'effet de la diminution de la charge des boulons. Cette diminution de la charge est due non seulement au fluage des matériaux du joint d'étanchéité et des boulons mais également au fluage du matériau de la bride. Cependant, en se penchant sur les codes de conception des réservoirs sous pression, on s'aperçoit qu'il n'existe aucune procédure de calcul des assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité qui tient compte du fluage. Suite à la difficulté rencontrée dans le passé dans l'évaluation analytique de la relaxation de la charge des boulons en fonction du temps dans les assemblages à brides boulonnées; il a été décidé de mener une recherche sur le développement d'un modèle analytique simple, mettant en valeur l'effet du fluage-relaxation dans ces assemblages précités. Une emphase particulière est mise sur la relaxation provoquée par le fluage du matériau de la bride et des boulons. La détermination de la relaxation de la charge des boulons est effectuée avec un modèle basé sur la flexibilité de tous les éléments de l'assemblage à bride

boulonnée. Le modèle d'interaction élastique utilisé dans cette étude est limité uniquement au type de brides à face surélevée. Les déplacements et les rotations dus aux différentes charges et au fluage des matériaux ainsi que l'interaction élastique entre les différents éléments de l'assemblage sont considérés. Basé sur le travail présenté dans (Bouzzid et al., 2003), ce modèle peut adapter sans difficulté le comportement du fluage-relaxation de la bride, du joint d'étanchéité et des boulons. Les lois de fluage basées sur le temps d'écrouissage (time hardening) et de déformation d'écrouissage (strain hardening) des boulons, de l'anneau de la bride et du joint d'étanchéité peuvent être introduites dans le modèle afin d'évaluer la relaxation de la charge en fonction du temps. La procédure de calcul analytique qui considère cet effet est présentée en détails. Ce modèle analytique a été développé pour montrer l'effet de fluage des boulons, de l'anneau de la bride et du joint d'étanchéité séparément ou ensemble dans la conception des assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité. L'approche analytique proposée considère en plus de la flexibilité de la bride, celle des boulons et du joint d'étanchéité. Les déflexions dues au fluage de ces éléments ont été couplées à l'équation de compatibilité des déplacements axiaux pour déterminer la relaxation de la charge des boulons et celle du joint d'étanchéité. Le modèle pourrait être utilisé pour évaluer la valeur de la force de serrage initial des boulons dans les applications à hautes températures où le fluage peut avoir un grand effet sur la relaxation des boulons. La validation du modèle analytique est soigneusement vérifiée par comparaison avec un modèle numérique d'éléments finis 3D sur plusieurs brides de différentes dimensions. Par conséquent, en se basant sur les constantes de fluage des boulons, de l'anneau de la bride et du joint d'étanchéité, le modèle analytique est développé pour prévoir avec une précision raisonnable la relaxation de la charge des boulons et du joint d'étanchéité. Il s'avère que dans certains cas de brides, on trouve une relaxation de la charge des boulons allant jusqu'à 70% de la charge initiale. Cependant, le modèle ne donne pas de bon résultat pour les brides de petit diamètre dont l'anneau se comporte plus comme une plaque trouée. Il est à noter que le fluage du cylindre et de la collerette semble avoir un

effet important dans certains assemblages à savoir, SO NPS 3 class150, échangeurs de chaleurs de dimensions 36, 52 et 120 pouces.

Abstract

In the petrochemical and nuclear industries, the difficulty in assessing the effect of creep on the tightening load of bolted flanged connections is recognized. Under high temperatures, the leak tightness of bolted joints is compromised due to the loss of the bolt load as a result of creep of not only the gasket and bolt materials but also the flange material. Apart from acknowledgment of this effect, there exists no established design calculation procedure that accounts for creep. This is because the relaxation of the bolt load and the corresponding loss of the gasket contact stress are not easy to assess analytically. The main objective of the work is the development of a simple analytical solution to the creep-relaxation problem encountered in bolted flange connections of the float type. Particular emphasis is put towards relaxation caused by the flange and bolt material creep.

The validation of the methodology is carefully checked against the more complex 3D numerical FE method using different size flanges. Based on the creep constants of the different joint elements (bolt, flange and gasket), the implemented analytical method is shown to predict the bolt and gasket load relaxation with reasonable accuracy. In some flange cases, up to 70% of bolt load relaxation is found with both methods depending on the flange creep material and size.

Keywords: bolted flanged joints, analytical modelling, bolt load relaxation, flange creep, finite element analysis.

2.1 Introduction

Bolted flanged joints are the most popular means of connecting piping systems and pressure vessels containing fluid or gas under pressure. Although this type of connection is practical in terms of disassembly, it is a source of potential leakage failure especially when operating under high pressures and temperatures. Some flanged joint assemblies may begin to leak just some time following a successful hydrostatic test. One reason for this is that the gasket experiences a drop in its initial compressive stress due to gasket creep. Furthermore, above a temperature of 650°F, the flange and bolts creep becomes an important contributing factor to the relaxation of the joint. Although it is widely acknowledged that creep relaxation of bolted joints increases with elevated temperature, reports (Payne, 1985) and Bazergui, 1984a) show that even at room temperature relaxation can also be significant with certain types of gaskets such as PTFE based gaskets.

The ability of a joint to remain tight over a long period of time is jeopardized due to the creep phenomenon that takes place not only within the softer gasket material but also the flange and bolt materials. Over the past 20 years, with the strict fugitive emission laws and the environmental protection consciousness, the technology of bolted flanged joints has fostered considerable research and development worldwide. The research has evolved to the point of several countries have already adopted new flange design procedures (prEN 1591-1, 2001 and prEN 13555, 2001) and others are in the process of implementing new design rules (ASME, 2004). Nevertheless, apart from acknowledging the effect of creep-relaxation, these flange design procedures do not give specific guidelines to help the design engineer make a quantitative assessment (prEN 13555, 2001; ASME, 2004 and ASME Boiler and Pressure Vessel Code, 2001). The research onto the effect of creep on the load relaxation in bolted joints has recently remerged with the implementation of the strict environmental laws and the recent development of the two new gasket materials PTFE and Flexible graphite. In the absence of a specific method to evaluate the load change due to creep, the experienced engineer has no choice

but to make an “educated guess”. However, from a practical standpoint it would be safer to provide the designer with a method that predicts the loss of load accurately in order to guarantee a leak-tight joint over a specified period of time. In critical applications, because of the lack of creep data and the unavailability of a design procedure, the common practice is to apply hot torquing to recover the load loss due to gasket creep.

Although recognized, the long-term creep-relaxation in bolted gasketed joints remains a subject that has received little research attention. In the literature, very few papers address analytically the effect of creep to help engineers estimate accurately the load relaxation in bolted joints. Creep analyses of bolted flange connections are presented in (Bailey, 1933; Marin, 1938 and Waters, 1938). Constant creep rate known as steady creep was assumed to take place in the flange and bolts. The radial growth of the hub and shell due to creep that alters the stiffness of the flange as well as the gasket creep were not considered. The paper presented in (Kraus et al, 1984) extends the analytical approach of (Waters, 1938) by using the strain-hardening rule to estimate the bolt load loss due to flange creep. However, the flexibility of the gasket and attached structure components of the joint assembly were not taken into account. Finally, a model based on the flexibility and interaction of all joint elements presented in (Bouzid et al, 1995 and Bouzid et al, 1997) accurately predicts load relaxation due to gasket creep only. This paper extends that work to include the creep effect of the flange and bolts used in high temperature applications.

2.2 Analytical flexibility model

The determination of the bolt load relaxation requires a flexibility analysis to be conducted on the bolted joint assembly. Figure 11 shows the flexibility interaction model used in this study that is limited to the raised face flange type only. Due to the flexibility of the flange, the gasket and the bolts, the deflections and rotations due to the different loads and creep together with the interaction between them is considered.

Based on the work presented in (Bouzid et al, 2003), this model can accommodate the creep-relaxation behaviour of the flange, the gasket and the bolts concurrently.

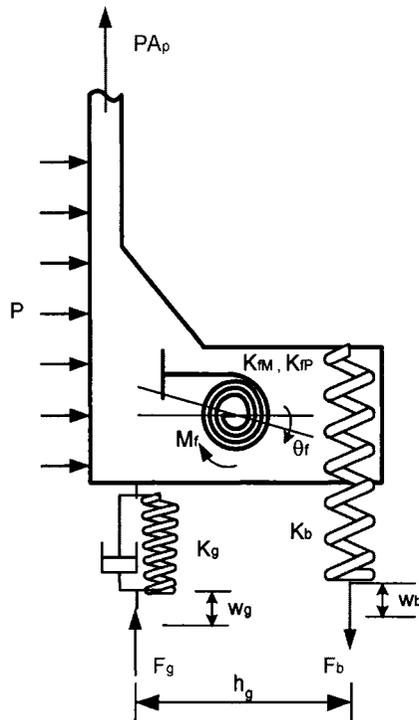


Figure 11 Bolted flange model

Either time or strain hardening creep law of the bolts, the flange ring and the gasket could be introduced to this model to evaluate the load relaxation as function of time. The theoretical calculation procedure that considers this effect is presented in details hereafter.

2.2.1 Axial displacement compatibility

A bolted flanged joint is a statically indeterminate structure. The flexibility interaction analysis in the axial direction is the key solution in determining the final remaining load in terms of the initial one. Therefore a relationship exists between the final relaxed force

and the initial bolt-up force. This is established by considering at the axial displacement compatibility, which involves all individual joint element axial displacements caused by forces, moments, pressure, thermal expansion and creep. A compatibility equation is obtained based on the axial distance traveled by the nut Δ_n during the tightening process as shown in Fig. 12.

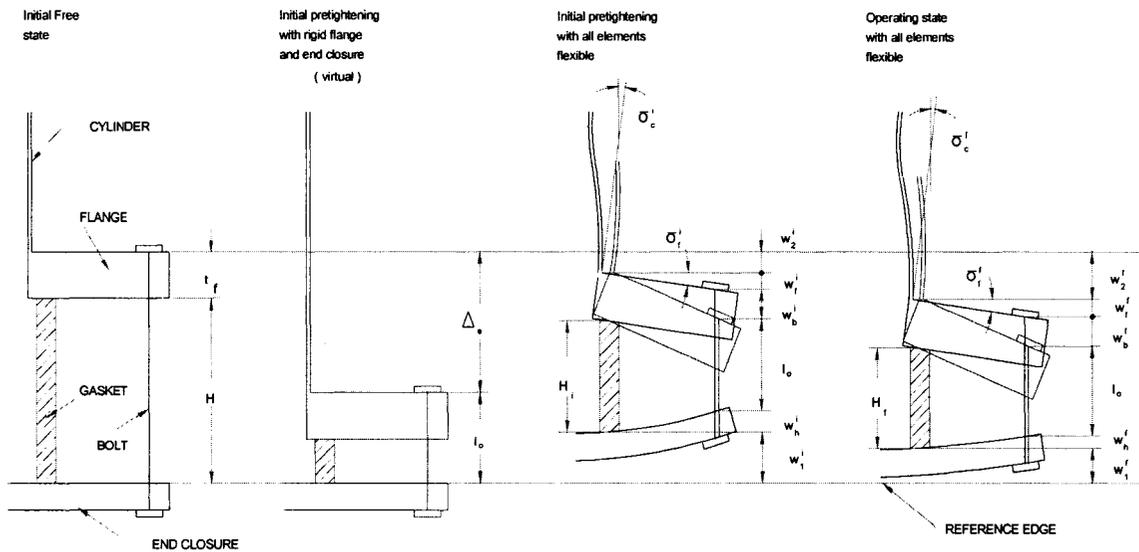


Figure 12 Axial compatibility

In the absence of bolt self-loosening, this must remain the same during the operating stages of pressurization and relaxation when creep takes place. The elongation of the bolts, the compression of the gasket and the displacement of the flange due to rotation and their associated thermal expansion and creep components represent this amount of fixed absolute displacement. The sum of the axial displacement of all joint elements in a flange pair is:

$$\Delta_n = \sum_{e=1}^3 w_e^i = \sum_{e=1}^3 w_e^f \quad (2.1)$$

$$w_b^i + w_g^i + 2 w_f^i = w_b^f + w_g^f + 2 w_f^f + w^T + w^c \quad (2.2)$$

Where the axial displacements in terms of stiffness for the individual joint element, are given by

$$w_b = \frac{F_b}{K_b} ; w_g = \frac{F_g}{K_g} ; w_f = 2 h_G \frac{M_f}{K_{fM}} + 2 h_G \frac{P}{K_{fP}} \quad (2.3)$$

While the bending of the bolts is not accounted for, the gasket reaction location shift due to flange bending causing the lever arm h_G to change as detailed in (Bouzzid et al, 2004) is considered. w_f is the flange axial displacement induced by flange rotation caused by the bolt and pressure loads. w^T is the equivalent axial displacement due to thermal expansion difference of the individual elements. Although its effect might be important as detailed in our previous papers (Bouzzid et al, 2005a and Bouzzid et al, 2005b), it is not considered here for dissociation purposes and ease of comprehension. w^c is the total axial creep displacement of the gasket, the bolts and the flange.

$$w^c = w_g^c + w_b^c + w_f^c \quad (2.4)$$

It is to be noted that the axial displacement corresponding to the gasket is obtained at the gasket load reaction location and that of the bolt and flange is considered at the bolt circle. Substituting Eqs (2.3) and (2.4) into Eq. (2.2) gives:

$$\frac{F_b^i}{K_b} + \frac{F_g^i}{K_g} + 2 h_G \frac{M_f^i}{K_{fM}} = \frac{F_b^f}{K_b} + \frac{F_g^f}{K_g} + 2 h_G \frac{M_f^f}{K_{fM}} + 2 h_G \frac{P}{K_{fP}} + w^c \quad (2.5)$$

with the axial equilibrium requiring that for initial bolt-up

$$F_b^i = F_g^i \quad (2.6)$$

and for pressurization

$$F_b^f = F_g^f + P A_p \quad (2.7)$$

The moment M_f acting on the flange about the bolt circle is given by considering the discontinuity edge loads in addition to the gasket force and hydrostatic end force. For the initial bolt-up:

$$M_f^i = F_g^i h_G + \frac{1}{2} Q^i t_f + M^i \quad (2.8)$$

and for pressurization

$$M_f^f = h_G F_g^f + P A_p h_p + \frac{1}{2} Q^f t_f + M^f \quad (2.9)$$

2.2.2 Rigidity calculations

The rigidities of the individual elements of the bolted flanged joint are then calculated. The gasket stiffness K_g depends on the level of stress achieved during bolt-up and is considered to vary across the gasket width. An average value is obtained as follows:

$$K_g = 2\pi \int \frac{\Delta S_g}{\Delta D_g} r dr \quad (2.10)$$

where ΔS_g over ΔD_g is the slope of the unloading curves obtained at different stress levels across the gasket width using an interpolation method. Reference (Champlaud et al, 2005) gives the detailed analysis of Eq. (2.10). The bolt rigidity is given by:

$$K_b = \frac{A_b E_b}{l_b} \quad (2.11)$$

where $l_b = 2t_f + t_g + 0.5d$

The rigidity of the flange with or without a hub when subjected to a bending moment or a radial pressure may be determined by a study of the compatibility of radial displacement and rotation required at the junction between the flange and the shell. The expressions of the flange rotational stiffness K_{FP} due to radial pressure and K_{FM} due to a moment are detailed in (Bouzid et al, 2003):

$$K_{fp} = \frac{P}{\theta_{fp}} \quad \text{and} \quad K_{fM} = \frac{M_f}{\theta_{fM}} \quad (2.12)$$

2.2.3 Axial displacements

The axial displacements of the different elements of the joint including creep are given as follows:

The axial displacement of the gasket is given by:

$$w_g = \frac{F_g}{K_g} + w_g^c \quad (2.13)$$

The axial displacement of the bolt is given by:

$$w_b = \frac{F_b}{K_b} + w_b^c \quad (2.14)$$

The resulting axial displacement of the flange as a result of rotation at the bolt circle relative to gasket reaction location is given by:

$$w_f = 2h_G \frac{M_f}{K_{fM}} + 2h_G \frac{P}{K_{fp}} + w_f^c \quad (2.15)$$

Where, w_b^c , w_g^c and w_f^c are respectively the axial displacement of the bolt, gasket and flange ring due to creep.

2.3 Creep models analysis

2.3.1 Creep model of flange and bolts

The power creep law used to model the flange and bolt steel material is given by the following equation:

$$\varepsilon_c = A\sigma^m t^n \quad (2.16)$$

Differentiation with respect to time gives the time hardening solution of the creep strain rate:

$$\dot{\epsilon}_c = nA\sigma^m t^{n-1} \quad (2.17)$$

The strain hardening solution used in this paper is obtained by isolating the time t from Eq. (2.16) and substitute it into Eq.(2.17) such that the creep rate is expressed as follows:

$$\dot{\epsilon}_c = nA^{1/n} \sigma^{m/n} \epsilon_c^{(n-1)/n} \quad (2.18)$$

2.3.2 Creep model of gasket

For the gasket, although other form of creep could be used, based on experimental test conducted in (Bazergui, 1984a), the gasket creep displacement law considered here has a logarithmic trend of both stress and time and is detailed as follows:

$$w_g^c = f(\sigma) \cdot g(t) = (a_s \ln(\sigma) + b_s) \cdot (a_t \ln(t) + b_t) \quad (2.19)$$

For the model of time hardening this equation is represented by the displacement creep rate as follows:

$$\dot{w}_g^c = a_t (a_s \ln \sigma + b_s) t^{-1} \quad (2.20)$$

For the case of strain hardening, the time t , is isolated form Eq.(2.19) and is substituted into Eq.(2.20) to give the displacement creep rate as:

$$\dot{w}_g^c = a_t (a_s \ln \sigma + b_s) e^{\left(\frac{b_t - \frac{w_g^c}{a_t (a_s \ln \sigma + b_s)}}{a_t (a_s \ln \sigma + b_s)} \right)} \quad (2.21)$$

2.3.3 Creep displacements

Using Eq.(2.18) for the bolt and substituting the stress σ by the force over the area, the increment of creep axial displacement of the bolt considered as a single axial member is given for an interval of time Δt as follows:

$$\Delta w_b^c = I_b \Delta \varepsilon_c = I_b \Delta t \dot{\varepsilon}_c = I_b \Delta t n A^{1/n} \left(\frac{F_b}{A_b} \right)^{m/n} \varepsilon_c^{(n-1)/n} \quad (2.22)$$

The increment of creep axial displacement of the gasket considered as a single axial member is obtained by substituting the stress σ by the gasket force over the area in Eq.(2.21) and multiplying by the time increment ΔT :

$$\Delta w_g^c = \Delta t \dot{w}_g^c = \Delta t a_t \left[a_s \ln \left(\frac{F_g}{A_g} \right) + b_s \right] e^{\left\{ \frac{b_t}{a_t} - \frac{w_g^c}{a_t \left[a_s \ln \left(\frac{F_g}{A_g} \right) + b_s \right]} \right\}} \quad (2.23)$$

Although the attached hub and shell are considered in the interaction analysis, their radial growth due to creep is not considered. Therefore, only creep of the flange ring is assumed to take place. In addition, the flange ring portion is considered to act as a ring taking stress in the circumferential direction only. This stress is caused by radial pressure and bending due to rotation or twist. The radial stress due to pressure is generally small compared to the hoop stress because the flange ring is thick and therefore is neglected. The total hoop strain is given by the elastic and creep components:

$$\varepsilon_\theta = \varepsilon_e + \varepsilon_c = \frac{\sigma_\theta}{E_f} + \varepsilon_c \quad (2.24)$$

Neglecting shear and assuming that the flange ring cross sections remain plane after bending, the total strain is given by

$$\varepsilon_\theta = \frac{\theta y}{r} + \frac{u}{r} = \frac{\sigma_\theta}{E} + \varepsilon_c \quad (2.25)$$

θ is the flange rotation and u is the radial displacement of the flange due to pressure obtained by considering the ring to act as a thick cylinder. Finally, the flange hoop stress is given by:

$$\sigma_{\theta} = E\varepsilon_e = \frac{E\theta y}{r} + \frac{r_i^2 P}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) - E\varepsilon_c \quad (2.26)$$

The moment acting on the flange ring is given by

$$M = \int_{r_i}^{r_o} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} \sigma_{\theta} y \, dy \, dr \quad (2.27)$$

Substituting for σ_{θ} and integrating gives

$$M = \frac{E_f t_f^3 \theta}{12} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) - \int_{r_i}^{r_o} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} E_f \varepsilon_c y \, dy \, dr \quad (2.28)$$

Differentiating M with respect to time t gives

$$\frac{dM}{dt} = \frac{E_f t_f^3 \ln(r_o/r_i)}{12} \frac{d\theta}{dt} - \int_{r_i}^{r_o} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} E_f \frac{d\varepsilon_c}{dt} y \, dy \, dr \quad (2.29)$$

From a numerical stand point it can be assumed that the moment remains constant during only a small time interval Δt , in order to valuate the increment of the flange rotation $\Delta\theta$ due to creep. Obviously, this increment of rotation is used to re-evaluate the new moment using the Eq.(2.28), becomes;

$$\Delta\theta = \frac{12 \Delta t}{t_f^3 \ln(r_o/r_i)} \int_{r_i}^{r_o} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} \dot{\varepsilon}_c y \, dy \, dr \quad (2.30)$$

Using the strain hardening law of Eq.(2.16), the increment of flange rotation during a time increment Δt is therefore:

$$\Delta\theta = \frac{12 \Delta t n A^{1/n}}{t_f^3 \ln(r_o/r_i)} \int_{r_i}^{r_o} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} \sigma_{\theta}^{m/n} \varepsilon_c^{\frac{n-1}{n}} y \, dy \, dr \quad (2.31)$$

The creep axial displacement of the flange ring at the bolt circle relative to gasket reaction location is given as follows:

$$\Delta w_r^c = h_G \Delta\theta \quad (2.32)$$

Finally, knowing the creep axial displacement of the bolt the gasket and the flange; Eqs. (2.21),(2.22) and (2.31), the final bolt operating force is therefore obtained by substitution of Eqs.(2.6),(2.7),(2.12),(2.13) and (2.14) into Eq.(2.5):

$$F_b^f = F_b^i - K_e \left[\frac{A_p p}{K_b} + \frac{2h_G h_p A_p p}{K_{fM}} + \frac{2h_G p}{K_{fP}} + \Delta w_b^c + \Delta w_g^c + h_G \Delta \theta \right] \quad (2.33)$$

where K_e is the joint equivalent rigidity and is given by:

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_g} + \frac{2h_G^2}{K_{fM}} \quad (2.34)$$

These creep models have been incorporated into the SuperFlange program (Superflange, 2003) that can evaluate not only the bolt load relaxation but also the resulting change in the gasket contact stress and its distribution in the radial direction (Bouzid et al, 2004).

2.4 Finite element model

To validate the analytical model that estimates the relaxation of the bolt and the gasket, three-dimensional numerical FE models were constructed. Because of symmetry with respect to plane that pass through the gasket mid thickness and the evenly repeated loading in the angular direction, it is possible to model only an angular portion (Fig. 13) that includes half of the bolt and half of gasket thickness.

The program developed using ANSYS 7.1 (ANSYS, 2001) was used to treat four different bolted joints sizes namely a NPS 3 cl. 150 slip-on, a NPS 4 cl. 600 welding-neck and 24 in. and 52 in. heat exchanger flanges. The loading is applied in three steps. The first step consists of applying an initial bolt-up. This is achieved by imposing to the bolt mid-plane nodes, an equivalent axial displacement to produce the target initial bolt-up stress of 275 MPa. An internal pressure that depends on the case studied is applied in the second step. For the FE model, this consists of applying a radial pressure load to the shell and flange and an equivalent longitudinal stress to the shell to simulate the

hydrostatic end thrust. The third step, which is of most interest in our study, is the application of creep while the relaxations of the bolt and gasket loads over time are evaluated. In the second and third steps, the loading is applied while all the nodes of the bolt mid-plane are constrained in the axial direction.

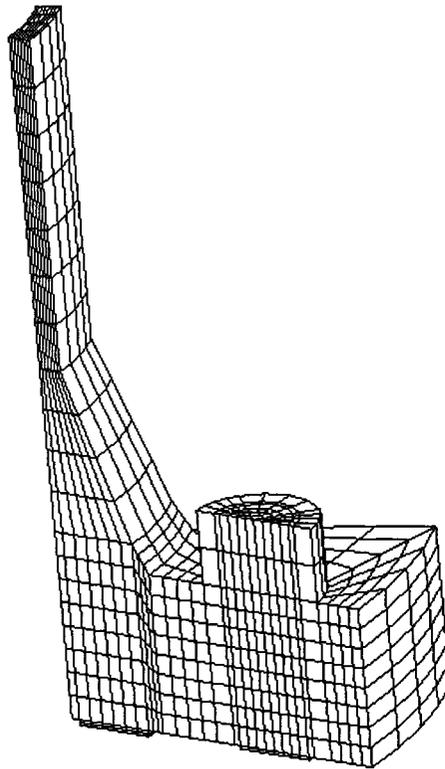


Figure 13 3D F.E Model

In practice, creep of all joint components takes place at the same time. Nonetheless, for the purpose of the validation of the model and to illustrate the creep effect of each component on the load relaxation, creep is applied to the bolt and the flange separately and together and to the gasket using their corresponding material creep constants. At 400°C, the creep constants taken from (Bazergui 1984a, Kraus et al 1984 and Betten 2002) are $A_c=1.64 \times 10^{-23}$, $m=6.9$ and $n=1$ for the bolt material and $A_c=3.8 \times 10^{-15}$, $m=5.35$

and $n=0.22$ or $A_c=7.22 \times 10^{-17}$, $m=5.5$ and $n=1$ for the flange materials. The first set of flange creep constants was applied to the NPS 4 cl. 600 and the 52 in. HE flanges while the second set of constants was applied to the NPS 3 cl. 150 and the 24 in. HE flanges. However, the gasket creep constants in Eq.(2.19) are $a_s=0.01427$, $a_t=1$, $b_s=-0.003764$ and $b_t=0$. These were obtained experimentally on a PTFE gasket style. However, they have been modified to fit a power function for the ANSYS software as it does not allow a logarithm form of creep. In addition since the gasket contact element of ANSYS 7.1 doesn't have the creep option, a dummy rigid plate of half the size of a compressed gasket and modeled with volume element was placed beneath the gasket to handle the creep effect. The presence of this thin rigid plate has no significant effect on the bolt stiffness or the overall joint stiffness. The materials selected to run the analysis of these bolted joints are:

- ASTM A-105 or equivalent for the flange for which: $E=210 \times 10^6$ psi, $\nu=0.3$
- ASTM A-193 B7 for the bolt for which: $E=210 \times 10^6$ psi, $\nu=0.3$

Two types of gaskets were used; CMS (corrugated metal sheet) for the NPS 3 class 150, 24 and 52 in. flanges and CAF (Compressed Asbestos Sheet) for the NPS4 Class 600 flange. The mechanical behaviour of these gaskets are represented by non-linear curves of gasket contact stress versus axial displacement as shown in Fig.14. These curves are obtained from load-compression tests conducted on rigid platens. Due to the limited gasket creep data and its availability to short term only and for a better assessment of the method, PTFE sheet was used to illustrate the relaxation of the NPS4 Class 600 and 24 in. flanges. Therefore, the gasket creep model was verified for up to 10000 seconds while the flange and bolt creep models were verified for a much longer time of 10000 hours. It is worth noting that, in general, bolted joints relax extensively during the first few hours of service due to the excessive short term creep of the gasket. However, in the long term, the contribution of the flange and bolt creep becomes significant especially at high temperature, in addition to the gasket degradation and weight loss resulting from thermal exposure (Marchand et al, 1992).

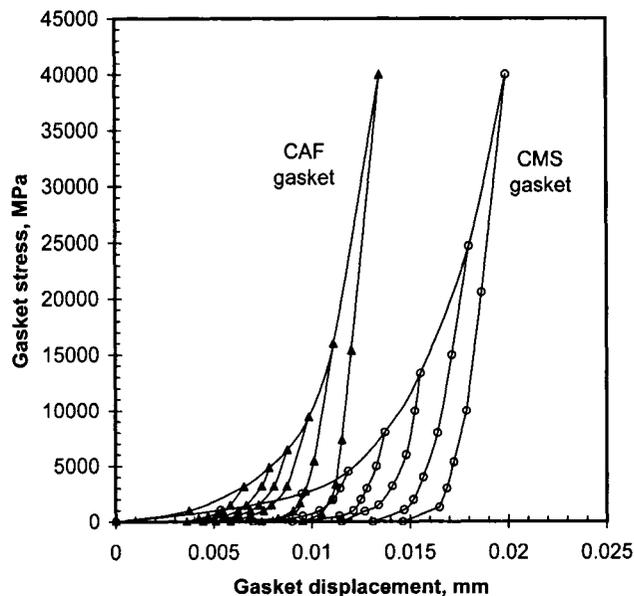


Figure 14 Mechanical behavior of gasket materials

2.5 Discussion of the results

The results of flange creep after 10000 hours obtained from the proposed analytical approach are compared to those of FE model for the three different sizes of flanges. Figs. 15 to 18 show the distribution of the tangential stress across the flange thickness at the flange OD and its variation with time. At $t=0$, the distribution is linear with maximum stress values located at the flange upper and lower surfaces. As creep takes place, at these locations, the stress relaxation is therefore more important than at the vicinity of the flange mid thickness where the stress is very small. While the analytical and FEA stresses for the NPS 4 cl. 600 flange and the 24 and the 52 in. HE flanges are relatively in good agreement; the NPS 3 cl. 150 flange show a significant difference especially after 5000 hours. This is attributed to the fact that the flange circular portion is assumed to behave as a ring instead of a plate. It is also to be noted that the effect of creep over time on the distribution of the tangential stress with time depends on the creep constants used. The first set of creep constants corresponds to a much higher creep

resistant material. This explains why the stress distribution variations over time are less significant in the case of NPS 4 cl. 600 and 52 in. HE flanges as compared to the case of NPS 3 cl. 300 and 24 in. HE flanges.

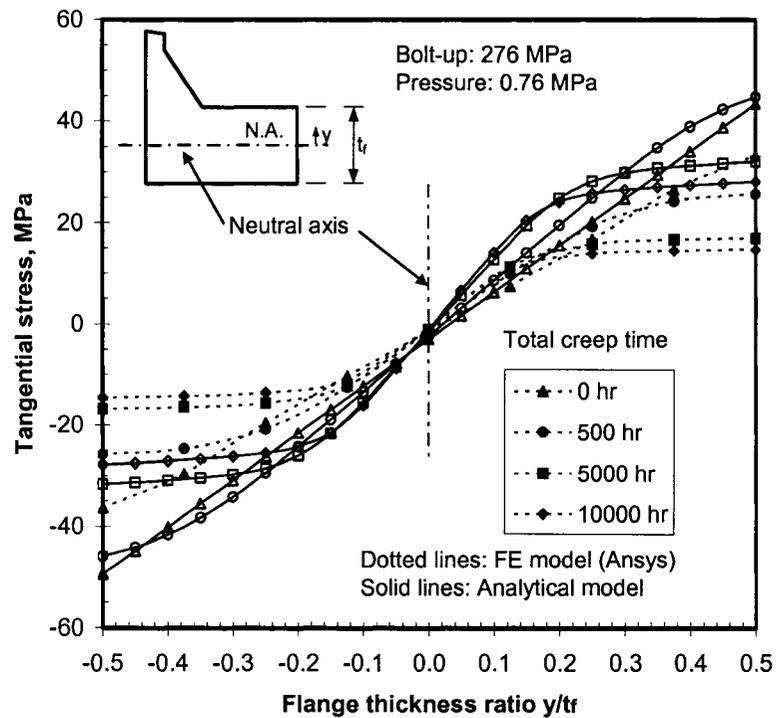


Figure 15 Stress relaxation in NPS 3 cl. 150 SO flange

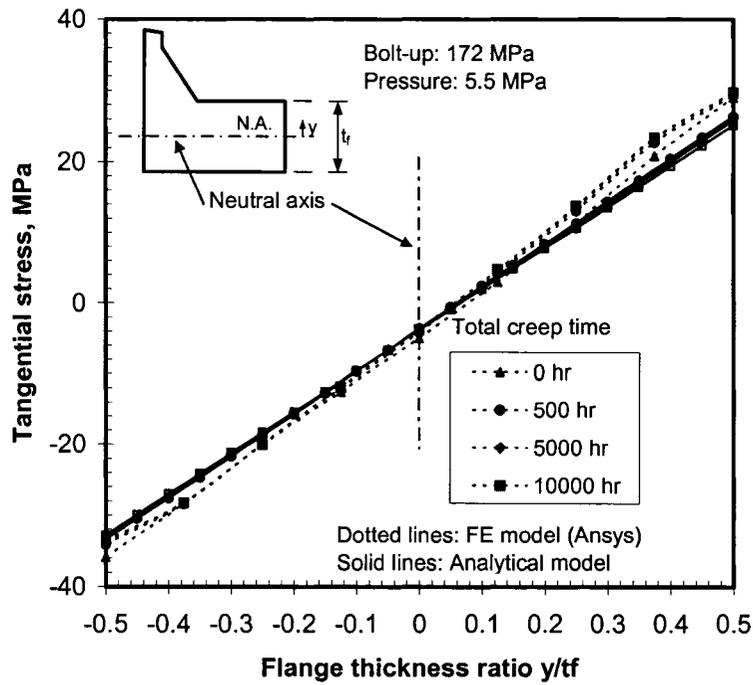


Figure 16 Stress relaxation in NPS 4 cl. 600 WN flange

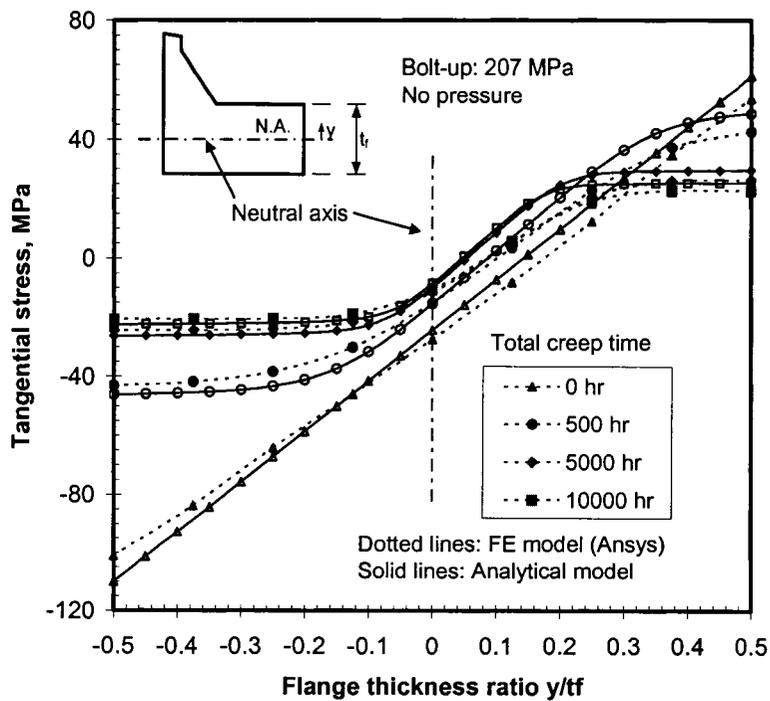


Figure 17 Stress relaxation in 24 in. HE flange

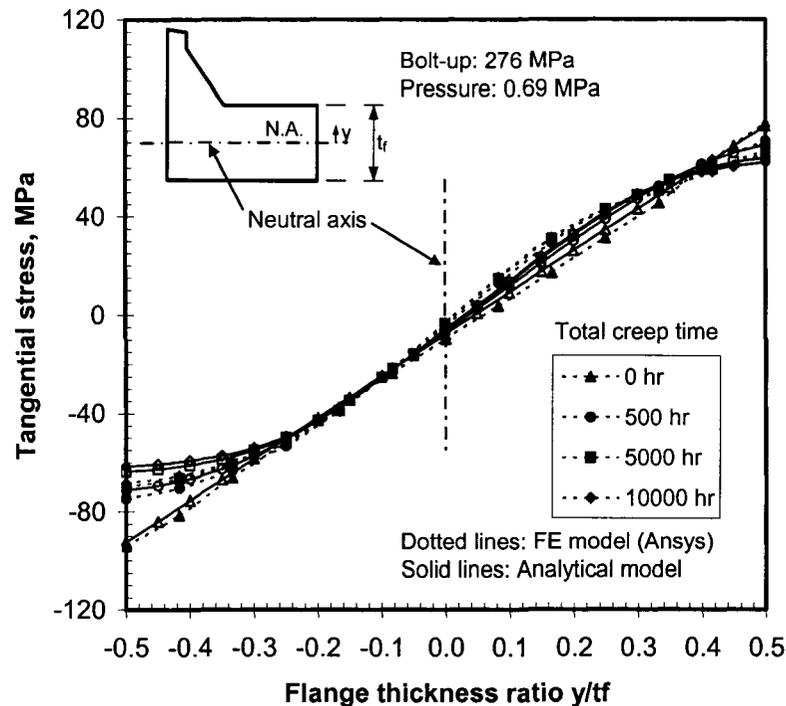


Figure 18 Stress relaxation in 52 in. HE flange

Nonetheless, the bolt load relaxation which is a more important parameter in terms of leakage control is worth investigating. The results of the bolt stress relaxation caused by creep at 400°C of the bolt and the flange considered to take place separately as well simultaneously for all cases studied seem to have a better agreement. Figures 19 to 22 show that the bolt relaxations due to creep of these two bolted joint elements are significant. In some cases, more than 50% relaxation is obtained after 10000 hours. The resulting bolt stress relaxation has a direct impact on the loss of joint tightness. These figures show that, when the bolt creep is considered alone, the load relaxation results are in better agreement indicating that the one dimensional bolt creep model is representative of the real behaviour. However, when only the flange creep is considered, the FEM results show greater relaxation as compared to the analytical model.

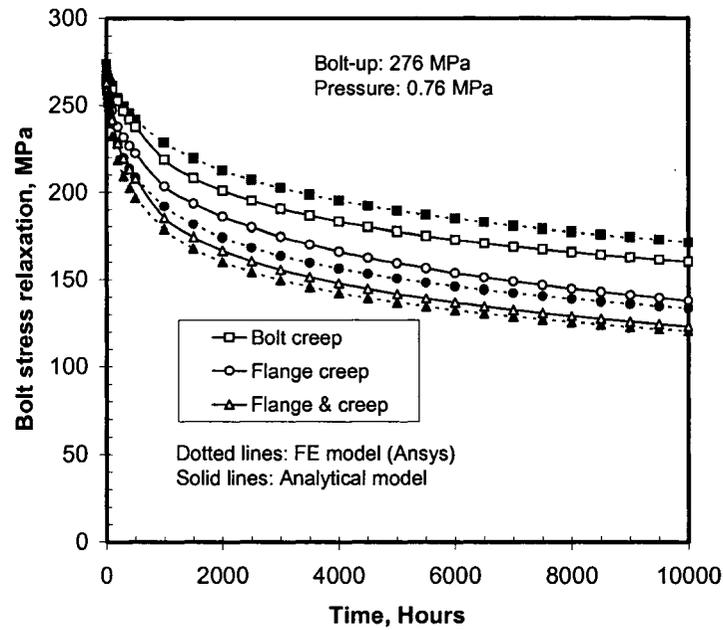


Figure 19 Bolt stress relaxation in NPS 3 cl. 150 SO flange

This is attributed mainly to two factors. Firstly, the developed analytical model is based on ring theory and therefore neglects the radial and shear stresses. Depending on the ratio of the flange outside to inside diameters, the flange annular portion behaves as a ring, a thick or a thin plate with a central hole. Secondly, the creep of the flange attached structures namely the hub and the cylinder have not been considered in the analytical model.

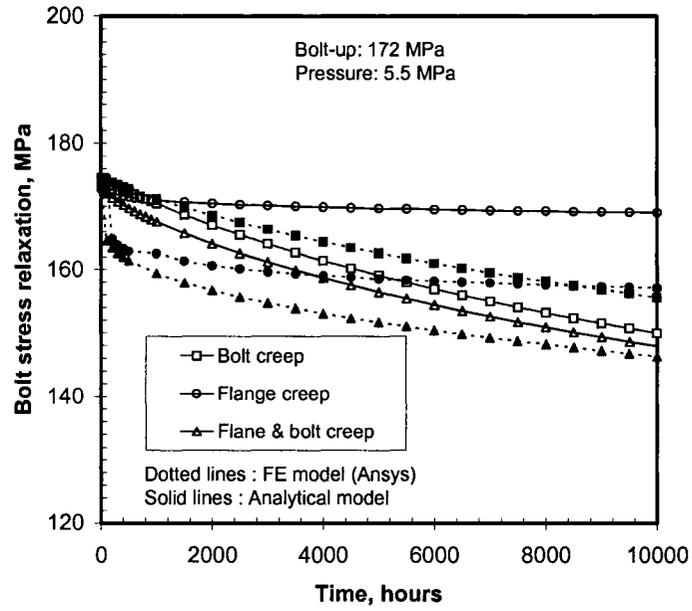


Figure 20 Bolt stress relaxation in NPS 4 cl. 600 WN flange

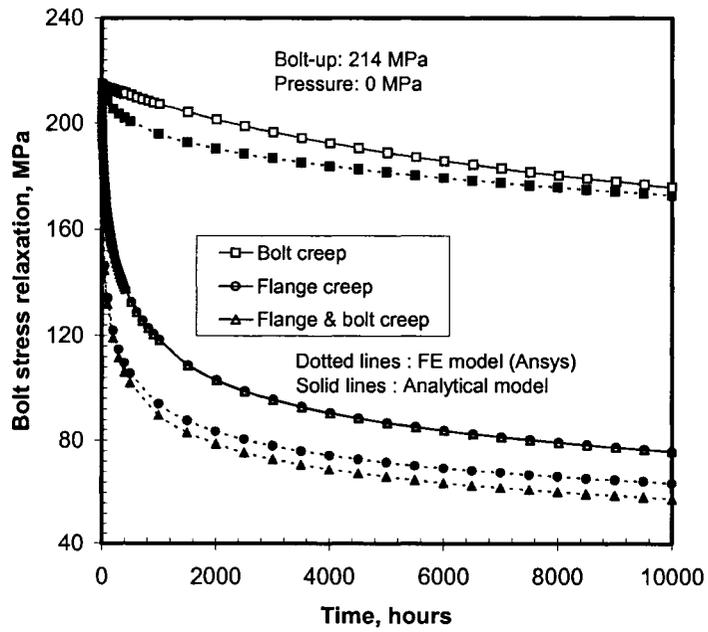


Figure 21 Bolt stress relaxation in 24 in. HE flange

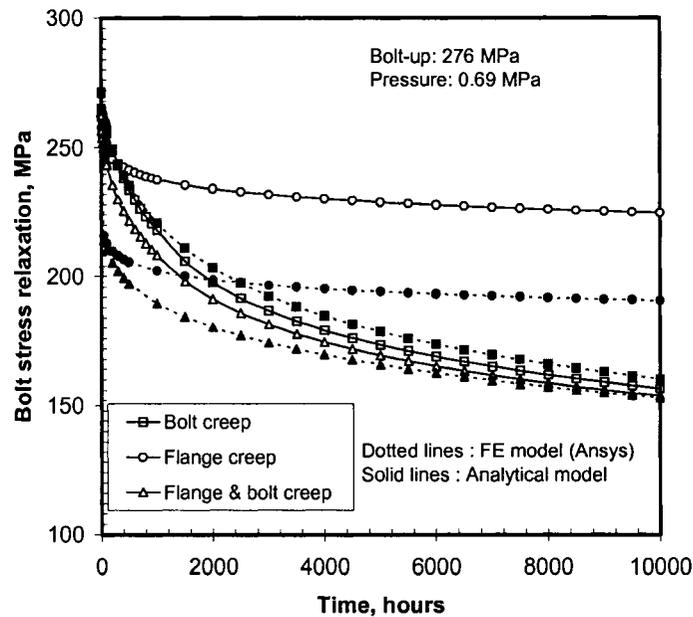


Figure 22 Bolt stress relaxation in 52 in. HE flange

Table 1 gives the differences in the load relaxation after 10000 hours between FEM and the proposed analytical model for the three different creep cases. In general, the effect creep is higher with FEM, and in particular when the flange creep alone is considered. This is more pronounced in the case of the NPS 4 cl. 600 and 52 in. HE flanges and is due to the creep of the attached structures that contributes to unload the gasket. The relaxation produced by only the flange creep in these two flanges is 8 and 31% with FEM and 2 and 18.5% with the analytical model. Nevertheless, Table 1 shows that the relaxation values compare well when the bolt creep is also included with a maximum difference of 9.6% between the two methods. It is to be noted that the effect of both the bolt and the flange creep cannot be obtained from the superposition of the individual effects but is deduced from a combination of the two effects considered simultaneously in the calculation because the effect is nonlinear.

Table I

Percentage of bolt relaxation due to creep

Flange	Bolt creep		Flange creep		Total creep	
	Anal.	FEA	Anal.	FEA	Anal.	FEA
NPS 3 cl 150	42.5	38	50	51.7	55.2	56.5
NPS 4 cl. 600	10	13.2	2	8.8	14.4	15.2
24 HE flange	19.3	19.2	64.5	70.2	66	73
52 HE flange	44.2	42	18.5	31	43.2	44.5

The gasket contact stress distributions shown in Figs. 23 and 24 for the three loading conditions are obtained from the estimated gasket load, flange rotation and the load deflection curves. Interpolation using dual kriging technique was used for points lying between the curves as detailed in (Bouzid et al, 2004). The contact stresses are relatively higher at the outside diameter due to flange rotation and can be beneficial for some gasket type provided the crush limit is not reached. However, these contact stresses decrease with the application of pressure and time. The reduction of the contact stress with time can sometimes result in a leak and therefore needs to be evaluated with reasonable accuracy.

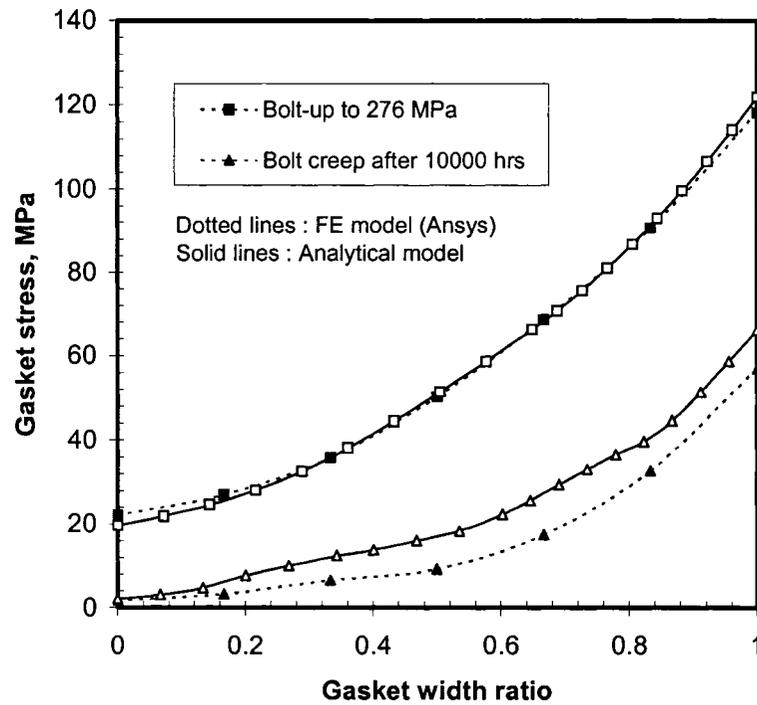


Figure 23 Gasket stress relaxation in 24 in. HE flange

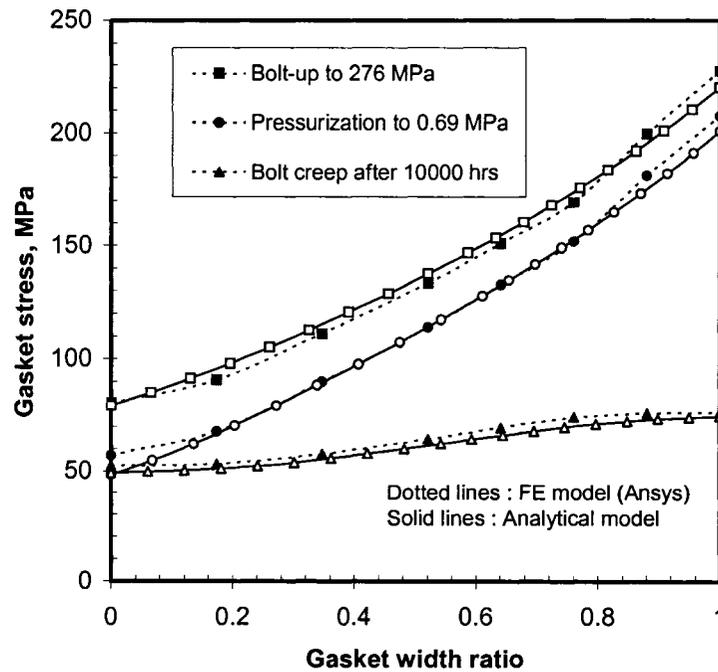


Figure 24 Gasket stress relaxation in 52 in. HE flange

Fig. 25 shows the relaxation of the bolt stress of NPS 4 cl. 600 and 24 in. HE flanges over a period of 2.8 hours or 10 000 seconds when only the gasket creep takes place. Even though, the available PTFE creep data used is for a short period of time, the analytical model capability is acknowledged. A loss of more than 30 and 60% of load is observed for these two flanges respectively. In general, the results of the short term creep relaxation of the gasket obtained with analytical model are in good agreement with those obtained by with FEM. The difference between the two methods is less than 5%.

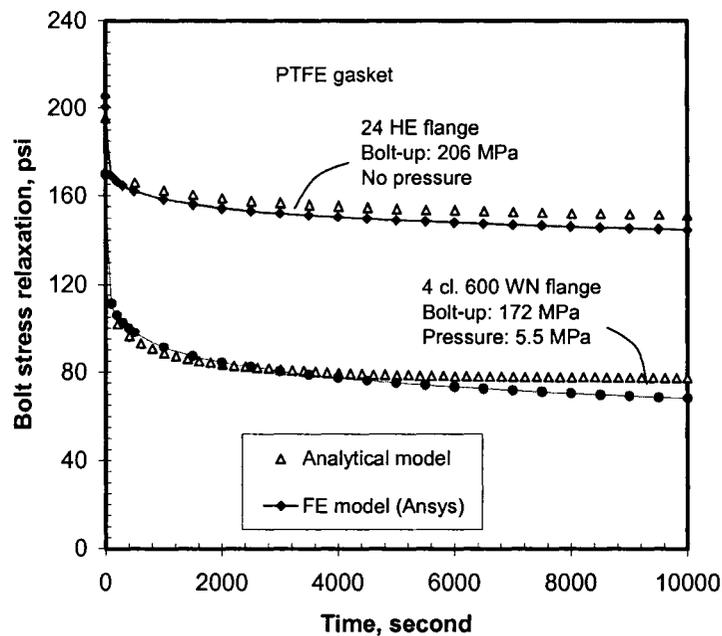


Figure 25 Bolt load relaxation due to gasket creep

2.6 Conclusion

An analytical model has been developed to account for the creep effect of the bolt, flange ring and gasket separately or simultaneously in the design of bolted joints. The proposed analytical approach considers the flexibility of the bolts and the gasket in addition to the flange. Creep of these elements has been coupled to the axial deflection compatibility equations to determine the resulting gasket and bolt load relaxations. The

model could be used to verify the suitability of the initial bolt-up load in high temperature applications where creep can have a major effect on bolt relaxation. The analysis was verified against a more accurate 3-D FEM on four different size flanges. The analytical results of the bolt stress relaxation and the change of gasket contact stress compare quite well with those of FEM.

CHAPITRE 3

THE EFFECT OF CYLINDER AND HUB CREEP ON THE LOAD RELAXATION IN BOLTED FLANGED JOINTS

Cet article a été accepté dans le Journal of Pressure Vessel Technology comme l'indique la référence bibliographique.

Akli Nechache, Abdel Hakim Bouzid, "The Effect of Cylinder and Hub Creep on the Load Relaxation in Bolted Flanged Joints", Journal of Pressure Vessels Technology, accepté, Janvier 2007.

Résumé

Le comportement des assemblages à brides boulonnées vis-à-vis de l'étanchéité est un phénomène clé à étudier. Ce dernier, est d'autant plus intéressant à comprendre lorsque ceux-ci sont soumis à des températures élevées et plus particulièrement sous l'effet du fluage des matériaux des différents éléments de l'assemblage à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité. La relaxation de ces assemblages est souvent estimée à partir du fluage du joint d'étanchéité et des boulons. Par ailleurs, on omet d'inclure le fluage de l'anneau de la bride et des éléments structuraux tels que le cylindre et la collerette en supposant que l'effet de ces derniers est négligeable. Mis à part la compréhension du comportement de la relaxation due au fluage, l'ingénieur concepteur n'a aucune procédure théorique détaillée pour évaluer avec exactitude l'effet que peut engendrer le fluage du matériau des différents éléments des assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité sur la relaxation de la charge de la boulonnerie et subséquemment sur celle du joint d'étanchéité. Le code actuel de conception des brides de l'ASME est

basé sur un modèle rigide qui ne prend pas en considération la flexibilité des différents éléments de l'assemblage. Cependant, l'objectif de ce second article est de présenter une approche théorique capable de prédire la relaxation de la charge des boulons due au fluage des éléments structuraux à savoir le cylindre et la collerette. Le modèle proposé est inspiré de l'article (Bouزيد et al., 2005a). La flexibilité de l'anneau de la bride, du cylindre, de la collerette, du joint d'étanchéité et des boulons et leurs interactions mécaniques sont considérées. À ce modèle, la loi de fluage basée sur la déformation d'écrouissage (strain hardening) est appliquée à l'anneau de la bride, au cylindre et à la collerette. Le fluage des boulons et du joint d'étanchéité n'a pas été considéré car il a fait déjà l'objet d'un article précédent (voir chap.2). La procédure de calcul théorique qui considère l'effet du fluage de ces deux éléments est présentée en détail. Sachant que l'étude analytique du fluage du cylindre et de la collerette des assemblages à brides boulonnées est fastidieuse, on a eu plutôt recours à la méthode des différences finies pour étudier cet effet. Le détail de cette méthode est présenté en annexe 1. Une importante comparaison a été menée afin de quantifier l'effet du fluage du cylindre et de la collerette sur la relaxation de la boulonnerie dans les assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité. Le modèle analytique élaboré peut évaluer la relaxation de la charge des boulons en fonction du temps. Il a été constaté que le fluage du cylindre et de la collerette provoque une relaxation de la charge pouvant atteindre les 60% de la charge initiale. L'approche analytique proposée basée sur la flexibilité des différents éléments a la possibilité, une fois simplifiée, d'être incorporée dans le code de conception des brides. Le fluage de ces éléments a été couplé aux équations de compatibilité des déplacements axiaux et radiaux pour déterminer les relaxations de la charge dans les boulons et celle du joint d'étanchéité. L'approche proposée est validée par comparaison aux résultats trouvés avec les modèles d'éléments finis 3D pour différentes dimensions de brides. L'importance d'inclure le fluage des éléments structuraux tels que le cylindre et la collerette dans la conception des brides soumises à de hautes températures est démontrée pour certaines applications.

Abstract

The leakage tightness behavior of bolted flange joints is compromised due to high temperature effects and in particular when creep of the materials of the different components of the bolted flanged joint take place. The relaxation of bolted flanged joints is often estimated from the creep of the gasket and the bolts. The creep behavior of the flange ring and the attached structures such as the shell and the hub is often neglected. Apart from an acknowledgement of relaxation due to creep, the designer has no specific tools to accurately assess this effect on the bolt load relaxation.

The objective of this paper is to present an analytical approach capable of predicting the bolt load relaxation due to creep of the attached structures. The proposed approach is validated by comparison with 3D FE models of different size flanges. An emphasis will be put towards the importance of including creep of the attached structures in high temperature flange designs.

3.1 Introduction

Bolted flanged joints are widely used as a means of connection between pressure equipments such as those found in oil refineries, chemical and power plants. The major problem encountered with this type of connection is its inability to remain tight over a long period of time. The load relaxation in high temperature applications is the major contributing factor and is due partially to the creep of the different joint members. Other than an acknowledgement of this effect, the actual ASME Code flange design (ASME Boiler and Pressure Vessel Code, 2001) does not give a methodological assessment of the load relaxation and its impact on the actual joint tightness (Payne, 1985). With the new strict environmental protection regulations and the ever-increasing safety and hazard requirements, some code design procedures (EN 1591-1, 2001; EN 1591-2, 2001 and EN 13555, 2001) are being revised to include this effect. In addition, however, these code designs incorporate the load loss due to the thermal expansion difference of the

joint members that is recognized to cause a major sealing problem in some high temperature applications (Nechache et al., 2002 and Nechache et al., 2003). Other than the mechanical loads, the ASME Code flange design does not give a specific calculation procedure to account for the relaxation of the bolt load due to creep. As a result, in some applications, it was found that creep has induced a loss of gasket load of more than half of its initial preloading value.

Due to the unavailability of a more complete design procedure, the designer is often required to make decisions on the basis of incomplete information and takes a considerable amount of judgment gained from experience and codes practice. As an aid to decision making, rational analysis, which attempts to take into account the most important features of the problem, is an essential part of the design process.

Although recognized, the long-term creep-relaxation in bolted gasketed joints remains a subject with little research. In the literature, very few papers address analytically the effect of creep to help engineers estimate accurately the load relaxation in bolted joints. Creep analyses of bolted flange connections were presented in (Bailey, 1937; Marin, 1938 and Waters, 1938). Steady creep was assumed for the flange and bolts. The stiffening effects of the hub and the cylindrical shell portion together with gasket creep were ignored. The paper presented in (Kraus et al, 1984) extends the analytical approach of (Waters, 1938) by using the strain-hardening rule to estimate the bolt load loss due to flange creep. However, the flexibility of the gasket and attached structural components of the joint assembly was not taken into account. Finally, a model based on the elastic interaction of all joint elements presented in (Bouzid et al, 1995 and Bouzid et al, 1997) accurately predicts load relaxation due to gasket creep only. A previous paper (Bouzid et al, 2004b), presents an extended work by considering the creep of bolts and flange ring in the axial direction only. The present paper deals with multi-axial creep behaviour of the shell, the hub and the flange. The analysis of creep is investigated at a uniform temperature. In this study, the effect thermal expansion difference due to temperature on the load relaxation is not accounted for since, this was the subject of previous papers (Bouzid et al., 2005a and Bouzid et al, 2005b, chap.2).

3.2 Theoretical analysis

The current ASME Code flange design rules are based on a rigid model and do not account for the flexibility of the different elements of the joint. Figure 26 shows the proposed model used that is based on a previous work (Bouزيد et al, 2005a and Bouزيد et al, 2005b). The flexibility of the flange ring, the cylinder, the hub, the gasket and the bolts and their mechanical interaction is considered. To this model, strain-hardening creep law is applied to the flange ring, the cylinder and the hub. The bolt and gasket creep is not considered as this was the subject of the previous paper (Bouزيد et al, 2004b, Chap. 2). The theoretical calculation procedure that considers this effect is presented in details here after.

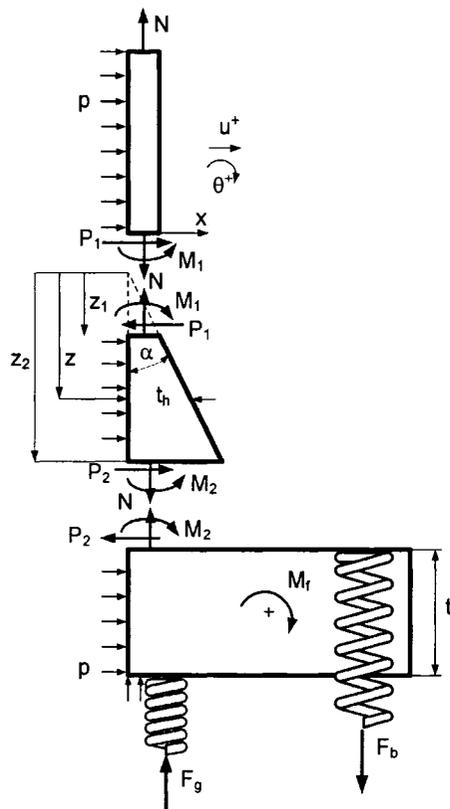


Figure 26 Bolted flange model

3.2.1 Multi-axial creep model

The Bailey-Norton equation representing the uniaxial creep law of the steel materials is given by the following equation:

$$\varepsilon^c = A_c \sigma^m t^n \quad (3.1)$$

Where A_c , m , n are constants that are function of temperature. The value of m is greater than one; n is usually a fraction. This law is intended to model only primary and secondary creep. This equation can be extended to the multi-axial case by introducing the effective quantities as,

$$\varepsilon_e^c = A_c \sigma_e^m t^n \quad (3.2)$$

Where the effective stress is:

$$\sigma_e = \left(\frac{1}{\sqrt{2}} \right) \left[(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

The effective creep strain is:

$$\varepsilon_e^c = \left(\frac{\sqrt{2}}{3} \right) \left[(\varepsilon_r^c - \varepsilon_\theta^c)^2 + (\varepsilon_\theta^c - \varepsilon_z^c)^2 + (\varepsilon_r^c - \varepsilon_z^c)^2 \right]^{1/2} \quad (3.4)$$

The corresponding strains creep rates are as follows (Kraus, 1980):

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon}_r^c &= \frac{3}{2} S_r A_c^{1/n} n \sigma_e^{(m/n)-1} (\varepsilon_e^c)^{(n-1)/n} \\ \dot{\varepsilon}_\theta^c &= \frac{3}{2} S_\theta A_c^{1/n} n \sigma_e^{(m/n)-1} (\varepsilon_e^c)^{(n-1)/n} \\ \dot{\varepsilon}_z^c &= -(\dot{\varepsilon}_r^c + \dot{\varepsilon}_\theta^c) = \frac{3}{2} S_z A_c^{1/n} n \sigma_e^{(m/n)-1} (\varepsilon_e^c)^{(n-1)/n} \end{aligned} \quad (3.5)$$

With,

$$\begin{aligned}
S_r &= \frac{1}{3}(2\sigma_r - \sigma_\theta - \sigma_z) \\
S_\theta &= \frac{1}{3}(2\sigma_\theta - \sigma_r - \sigma_z) \\
S_z &= \frac{1}{3}(2\sigma_z - \sigma_\theta - \sigma_r)
\end{aligned} \tag{3.6}$$

This is applied to the flange ring, the cylinder, and the hub.

3.2.2 Flange creep analysis

For large diameter flanges, ring theory is applied to the flange annular ring section. The ring is subjected to the tangential and radial stresses caused by the internal pressure and the rotation of the flange. It should be noted that the axial and shear stresses are neglected.

$$\sigma_z = \tau_{r\theta} = \tau_{rz} = \tau_{\theta z} = 0 \tag{3.7}$$

Therefore for this situation of plane stress,

$$\begin{aligned}
\varepsilon_r &= \frac{du_f}{dr} = \frac{1}{E_f}(\sigma_r - \nu\sigma_\theta) + \varepsilon_r^c \\
\varepsilon_\theta &= \frac{u_f}{r} = \frac{1}{E_f}(\sigma_\theta - \nu\sigma_r) + \varepsilon_\theta^c \\
\varepsilon_z &= \frac{-\nu}{E_f}(\sigma_r + \sigma_\theta) + \varepsilon_z^c
\end{aligned} \tag{3.8}$$

Neglecting the effect of the transverse shear stress and considering that tangential planes remain plane after deformation, the radial displacement of the flange is given as follow:

$$u_f = u_{fr} + \theta_f z \tag{3.9}$$

Where, u_{fr} is the extensional radial displacement independent of z and θ_f is the flange ring rotation. Therefore, the radial and tangential stresses are given by:

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \frac{E_f}{(1-\nu^2)} \left[\left(\frac{du_f}{dr} + \nu \frac{u_f}{r} \right) - (\epsilon_r^c + \nu \epsilon_\theta^c) \right] \\ \sigma_\theta &= \frac{E_f}{(1-\nu^2)} \left[\left(\frac{u_f}{r} + \nu \frac{du_f}{dr} \right) - (\epsilon_\theta^c + \nu \epsilon_r^c) \right]\end{aligned}\quad (3.10)$$

The internal bending moment acting the flange ring is given as follows:

$$M = \int_{B/2}^{A/2} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} \sigma_\theta dr dz \quad (3.11)$$

Substituting σ_θ in the Eq.(3.11) gives:

$$M = \int_{B/2}^{A/2} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} \left[\frac{E_f}{(1-\nu^2)} \left[\left(\frac{u_f}{r} + \nu \frac{du_f}{dr} \right) - (\epsilon_\theta^c + \nu \epsilon_r^c) \right] \right] z dz dr \quad (3.12)$$

Substituting the radial displacement u_f of Eq.(3.9) and noting that θ_f is independent of r and z and u_{fr} is independent of z gives:

$$M = \frac{E \theta_f t_f^3 \ln(A/B)}{12(1-\nu^2)} - \frac{E}{(1-\nu^2)} \int_{B/2}^{A/2} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} (\epsilon_\theta^c + \nu \epsilon_r^c) z dz dr \quad (3.13)$$

Differentiating M with respect to time t and taking small time interval ΔT so that the variation of M is not significant, the increment of rotation $\Delta\theta_f$ can then be obtained:

$$\Delta\theta_f = \frac{12 \Delta t}{t_f^3 \ln(A/B)} \int_{B/2}^{A/2} \int_{-t_f/2}^{t_f/2} (\dot{\epsilon}_\theta^c + \nu \dot{\epsilon}_r^c) z dz dr \quad (3.14)$$

Where $\dot{\epsilon}_\theta^c$ and $\dot{\epsilon}_r^c$ are given previously by the Eq.(3.5). The creep axial displacement of the flange ring at the bolt circle relative to gasket reaction location is therefore obtained:

$$\Delta w_{fc} = \left(\frac{C-G}{2} \right) \Delta\theta_f \quad (3.15)$$

The radial displacement variation due to creep is analyzed. Taking Eq.(3.8) into consideration:

$$u_f = \frac{r}{E_f} (\sigma_\theta - \nu \sigma_r) + r \epsilon_\theta^c = u_{fe} + r \epsilon_\theta^c \quad (3.16)$$

Differentiating u_f with respect to time t gives:

$$\frac{du_f}{dt} = r\dot{\epsilon}_\theta^c + \frac{r}{E_f}(\dot{\sigma}_\theta - \nu\dot{\sigma}_r) \quad (3.17)$$

Neglecting the variation of σ during a small time interval, the creep radial displacement increment of the flange ring is given as follows:

$$\Delta u_f = r\dot{\epsilon}_\theta^c \Delta t \quad (3.18)$$

3.2.3 Cylindrical shell creep analysis

The analysis is based on thin-walled cylinders subjected to internal pressure and edge loads developed at the junction with the hub. Neglecting the radial stress, the stress-strain equations, including creep, are given as follows:

$$\epsilon_z = \epsilon_{ze} - x \frac{d^2 u_c}{dz^2} = \frac{1}{E_c}(\sigma_z - \nu\sigma_\theta) + \epsilon_z^c \quad (3.19)$$

$$\epsilon_\theta = \frac{u_c}{R} = \frac{1}{E_c}(\sigma_\theta - \nu\sigma_z) + \epsilon_\theta^c \quad (3.20)$$

Where, ϵ_z , consists of two components; a uniform extensional strain ϵ_{ze} , and a bending strain. Equations (3.19) and (3.20) are multiplied by dx and integrated over the shell thickness. The resulting equations are then multiplied by $x dx$ and integrated over the shell thickness to give the following equations.

$$\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \epsilon_{ze} x dx + \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \left(-x \frac{d^2 u_c}{dz^2} \right) x dx = \frac{1}{E} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \sigma_z x dx - \frac{\nu}{E} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \sigma_\theta x dx + \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \epsilon_z^c x dx \quad (3.21)$$

$$\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{u_c}{R} x dx = \frac{1}{E} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \sigma_\theta x dx - \frac{\nu}{E} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \sigma_z x dx + \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \epsilon_\theta^c x dx$$

Referring to shell theory and expressing the membrane force N_θ and the bending moment M_θ in terms of σ_θ and N_z , and M_z in terms of σ_z , and noting that $N_z = pR/2$ gives:

$$E_c \varepsilon_{ze} = \frac{pR}{2t_c} - \nu \frac{N_\theta}{t_c} + \frac{E_c}{t_c} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \varepsilon_z^c dx \quad (3.22)$$

And

$$E_c \frac{u_c}{R} = \frac{N_\theta}{t_c} - \nu \frac{pR}{2t_c} + \frac{E_c}{t_c} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \varepsilon_\theta^c dx \quad (3.23)$$

Equation (3.23) gives:

$$N_\theta = \frac{E_c u_c}{R} t_c + \nu \frac{pR}{2} - E_c \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \varepsilon_\theta^c dx \quad (3.24)$$

Substituting Eq.(3.24) into Eq.(3.22), the extensional strain ε_{ze} is:

$$\varepsilon_{ze} = \frac{(1-\nu^2)pR}{2E_c t_c} - \nu \frac{u_c}{R} + \frac{\nu}{t_c} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \varepsilon_\theta^c dx + \frac{1}{t_c} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \varepsilon_z^c dx \quad (3.25)$$

After simplification of the first equation of the Eqs.(3.21) gives:

$$-\frac{E_c t_c^3}{12} \frac{d^2 u_c}{dz^2} = M_z - \nu M_\theta + E_c \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \varepsilon_z^c x dx \quad (3.26)$$

And

$$M_\theta = \nu M_z - E_c \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \varepsilon_\theta^c x dx \quad (3.27)$$

Combining Eqs.(3.21) (3.25) (3.26) and (3.27) and after some mathematical manipulation, the following differential equation is obtained:

$$\begin{aligned} \frac{d^4 u_c}{dz^4} + 4\beta^4 u_c = \frac{1}{D_c} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) p + \frac{12(1-\nu^2)}{R t_c^3} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \varepsilon_\theta^c dx - \frac{12}{t_c^3} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \varepsilon_z^c}{dz^2} x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \varepsilon_\theta^c}{dz^2} x dx \right] \\ + \frac{12}{t_c^4} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \varepsilon_z^c}{dz^2} x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \varepsilon_\theta^c}{dz^2} x dx \right] dx \end{aligned} \quad (3.28)$$

Where $\beta = \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 t_c^2}}$ and $D_c = \frac{t_c^3 E_c}{12(1-\nu^2)}$

At time $t=0$, the creep effect does not start, and the creep strain terms vanish so that Eq.(3.28) becomes the differential equation of the shell subjected to pressure p and edge loads P_1 and M_1 :

$$\frac{d^4 u_c}{dz^4} + 4\beta^4 u_c = \frac{1}{D_c} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) p \quad (3.29)$$

The solution of this differential equation has the form of:

$$u_c = \frac{(2-\nu)pR^2}{2E_c t_c} + \frac{e^{-\beta z}}{2\beta^3 EI} (P_1 \cos \beta z + \beta M_1 (\cos \beta z - \sin \beta z)) \quad (3.30)$$

Considering the rate of radial displacement and the strain rate at time $t > 0$, the differential equation (3.28) becomes:

$$\begin{aligned} \frac{d^4 \dot{u}_c}{dz^4} + 4\beta^4 \dot{u}_c = & \frac{12(1-\nu^2)}{Rt_c^3} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c dx - \frac{12}{t_c^3} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \dot{\epsilon}_z^c}{dz^2} x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \dot{\epsilon}_\theta^c}{dz^2} x dx \right] \\ & + \frac{12}{t_c^4} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \dot{\epsilon}_z^c}{dz^2} x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \dot{\epsilon}_\theta^c}{dz^2} x dx \right] dx \end{aligned} \quad (3.31)$$

Applying the boundary conditions:

$$\begin{aligned} \left. \frac{d^2 \dot{u}_c}{dz^2} \right|_{z=0} = & -\frac{\dot{M}_1}{D_c} - \frac{12}{t_c^3} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_z^c x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c x dx \right] \Big|_{z=0} \\ & + \frac{12}{t_c^4} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_z^c x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c x dx \right] dx \Big|_{z=0} \\ \left. \frac{d^3 \dot{u}_c}{dz^3} \right|_{z=0} = & -\frac{\dot{P}_1}{D_c} - \frac{12}{t_c^3} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d\dot{\epsilon}_z^c}{dz} x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d\dot{\epsilon}_\theta^c}{dz} x dx \right] \Big|_{z=0} \\ & + \frac{12}{t_c^4} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d\dot{\epsilon}_z^c}{dz} x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d\dot{\epsilon}_\theta^c}{dz} x dx \right] dx \Big|_{z=0} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Equation (3.31) has no known analytical solution and is solved using finite difference method. However, it is necessary to know the stresses to be able to calculate the strain rates.

Due to the redistribution of loads due to creep of the shell material, the stress after each time increment is:

$$\begin{aligned}\sigma_z &= \sigma_{ze} + \sum \Delta \dot{\sigma}_z \Delta t \\ \sigma_\theta &= \sigma_{\theta e} + \sum \Delta \dot{\sigma}_\theta \Delta t\end{aligned}\quad (3.33)$$

Where,

$$\begin{aligned}\sigma_{ze} &= \frac{pR}{2t_c} - \frac{E_c x}{(1-\nu^2)} \frac{d^2 u_c}{dz^2} \\ \sigma_{\theta e} &= \frac{pR}{t_c} + \frac{E_c u_c}{R} - \frac{\nu E_c x}{(1-\nu^2)} \frac{d^2 u_c}{dz^2}\end{aligned}\quad (3.34)$$

And

$$\begin{aligned}\Delta \dot{\sigma}_z &= -\frac{E_c x}{(1-\nu^2)} \frac{d^2 \dot{u}_c}{dz^2} - \frac{E_c}{(1-\nu^2)} (\dot{\epsilon}_z^c + \nu \dot{\epsilon}_\theta^c) \\ &\quad + \frac{E_c}{(1-\nu^2)} \left[\frac{\nu}{t_c} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c dx + \frac{1}{t_c} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_z^c dx \right] \\ \Delta \dot{\sigma}_\theta &= \frac{E_c \dot{u}_c}{R} - \frac{\nu E_c x}{(1-\nu^2)} \frac{d^2 \dot{u}_c}{dz^2} - \frac{E_c}{(1-\nu^2)} (\dot{\epsilon}_\theta^c + \nu \dot{\epsilon}_z^c) \\ &\quad + \frac{E_c}{(1-\nu^2)} \left[\frac{\nu^2}{t_c} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c dx + \frac{\nu}{t_c} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_z^c dx \right]\end{aligned}\quad (3.35)$$

3.2.4 Hub creep analysis

Based on the theory developed above, the differential equation of the radial displacement u_h of the hub, considered as a cylindrical shell with a linear variation of thickness through the axial position, can be obtained (Timoshenko, 1930) with:

$$\frac{d^2}{dz^2} \left[z^2 \frac{d^2 u_h}{dz^2} \right] + \rho^4 z u_h = \frac{12(1-\nu^2)}{E_h \alpha^3} p \left(1 - \frac{\nu_h}{2}\right) \quad (3.36)$$

Where, $\rho = \left[\frac{12(1-\nu_h^2)}{\alpha^2 a_h^2} \right]^{1/4}$

The particular solution of this differential equation according to coordinate z , with its reference starting from the point where the thickness of the flange is zero, is given as (Bouزيد et al, 2005b):

$$u_h = z^{1/2} \left[C_1 \text{ber}'(\xi) + C_2 \text{bei}'(\xi) + C_3 \text{ker}'(\xi) + C_4 \text{kei}'(\xi) \right] \quad (3.37)$$

Where $\xi = 2\rho\sqrt{z}$. Equation (3.37) represents the radial displacement of the hub at any position. The thickness of the hub at any axial position is given by $t_h = \alpha z$. C_1, C_2, C_3, C_4 are integration constants, which are given from the boundary conditions. ber' and bei' are respectively the real and imaginary derivative parts of $J_0(z e^{3\pi i/4})$, ker' and kei' are respectively the real and imaginary derivative parts of $K_0(z e^{3\pi i/4})$.

At time $t > 0$, introducing the effect of creep Eq.(3.36) becomes:

$$\begin{aligned} \frac{d^2}{dz^2} \left(z^3 \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} \right) + \rho^4 z \dot{u}_h = & \frac{12(1-\nu^2)}{a_h \alpha^3} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c dx - \frac{12}{\alpha^3} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d^2 \dot{\epsilon}_z^c}{dz^2} x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d^2 \dot{\epsilon}_\theta^c}{dz^2} x dx \right] \\ & + \frac{12}{\alpha^4} \frac{d^2}{dz^2} \left[\frac{1}{z} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\epsilon}_z^c x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c x dx \right] dx \right] \end{aligned} \quad (3.38)$$

With the boundary conditions are given as follows:

$$\begin{aligned} \left. \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} \right|_{z=z_1, z_2} = & -\frac{\dot{M}_{1,2}}{D_h} - \frac{12}{\alpha^3 z^3} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\epsilon}_z^c x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c x dx \right] \Big|_{z=z_1, z_2} \\ & + \frac{12}{\alpha^4 z^4} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\epsilon}_z^c x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c x dx \right] dx \Big|_{z=z_1, z_2} \\ \left. \frac{d}{dz} \left(z^3 \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} \right) \right|_{z=z_1, z_2} = & -\frac{\dot{P}_{1,2}}{D_h} - \frac{12}{\alpha^3 z^3} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d \dot{\epsilon}_z^c}{dz} x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d \dot{\epsilon}_\theta^c}{dz} x dx \right] \Big|_{z=z_1, z_2} \\ & + \frac{12}{\alpha^4 z^4} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d \dot{\epsilon}_z^c}{dz} x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d \dot{\epsilon}_\theta^c}{dz} x dx \right] dx \Big|_{z=z_1, z_2} \end{aligned} \quad (3.39)$$

The stresses resulting from the redistribution of loads due to creep of the hub material after each time increment, is given by:

$$\begin{aligned}\sigma_z &= \sigma_{ze} + \sum \Delta\dot{\sigma}_z \Delta t \\ \sigma_\theta &= \sigma_{\theta e} + \sum \Delta\dot{\sigma}_\theta \Delta t\end{aligned}\quad (3.40)$$

Where,

$$\begin{aligned}\sigma_{ze} &= \frac{pa_h}{2\alpha z} - \frac{E_h x}{(1-\nu^2)} \frac{d^2 u_h}{dz^2} \\ \sigma_{\theta e} &= \frac{pa_h}{\alpha z} + \frac{E_h u_h}{a_h} - \frac{\nu E_h x}{(1-\nu^2)} \frac{d^2 u_h}{dz^2}\end{aligned}\quad (3.41)$$

And

$$\begin{aligned}\Delta\dot{\sigma}_z &= -\frac{E_h}{(1-\nu^2)} x \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} + \frac{E}{(1-\nu^2)} \left[\frac{\nu}{\alpha z} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\alpha z} \dot{\epsilon}_\theta^c dx + \frac{1}{\alpha z} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\alpha z} \dot{\epsilon}_z^c dx \right] - \frac{E}{(1-\nu^2)} (\dot{\epsilon}_z^c + \nu \dot{\epsilon}_\theta^c) \\ \Delta\dot{\sigma}_\theta &= \frac{E}{R} \dot{u}_h - \frac{\nu E x}{(1-\nu^2)} \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} - \frac{E}{(1-\nu^2)} (\dot{\epsilon}_\theta^c + \nu \dot{\epsilon}_z^c) + \frac{E}{(1-\nu^2)} \left[\frac{\nu^2}{\alpha z} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\alpha z} \dot{\epsilon}_\theta^c dx + \frac{\nu}{\alpha z} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\alpha z} \dot{\epsilon}_z^c dx \right]\end{aligned}\quad (3.42)$$

The finite difference method is also used to solve the differential equations (3.31) and (3.38) of the cylinder and the hub respectively. In order to achieve a good convergence, it is important to choose the appropriate finite difference time step especially in the stage of primary creep because of the high strain rates. The time step is adjusted according to two conditions. The amount of stress relaxation cannot be greater than 500 psi and the time step cannot be greater than 500 hours. Typically a starting time step of 0.01 hour is used and increased gradually till 500 hrs after only few hours when secondary creep is reached.

3.3 Compatibility and elastic interaction

The radial displacement and the rotation due to creep, calculated at the flange to hub and hub to cylinder junctions are added to those given by the elastic effect. The total radial displacement and rotation are introduced on the flexibility model to determine the redistribution of the edge loads at each junction of the hub and the cylinder. Finally, the

new bolt load and subsequently the new gasket contact stress are evaluated after each time interval.

3.3.1 Radial displacements, rotations and edge loads

The radial displacement, the rotation and the edge loads of the individual bolted joint components of Fig. 26 needs to be considered in the flexibility analysis in order to determine the bolt load relaxation. It is to be noted that the creep terms are added for the total displacements and rotations.

The radial displacement and the rotation of the cylindrical shell at the hub junction are:

$$u_c = \frac{1}{2\beta^3 D_c} P_1 + \frac{1}{2\beta^2 D_c} M_1 + \frac{(2-\nu)R^2}{2E_c t_c} p + \Sigma \Delta u_c^c \quad (3.43)$$

$$\theta_c = - \frac{1}{2\beta^2 D_c} P_1 - \frac{1}{\beta D_c} M_1 + \Sigma \Delta \theta_c^c \quad (3.44)$$

The radial displacement, the rotation, the bending moment and the shear force at any axial position are given by the following equations:

$$u_h = z^{-\frac{1}{2}} \left[C_1 \text{ber}'(\xi) + C_2 \text{bei}'(\xi) + C_3 \text{ker}'(\xi) + C_4 \text{kei}'(\xi) \right] + \frac{pa_h^2}{2E_h \alpha z} (2-\nu_h) + \Sigma \Delta u_h^c \quad (3.45)$$

$$\theta_h = z^{-\frac{3}{2}} \left[C_1 S_1(\xi) + C_2 S_2(\xi) + C_3 S_3(\xi) + C_4 S_4(\xi) \right] + \frac{pa_h^2}{2E_h \alpha z^2} (2-\nu_h) + \Sigma \Delta \theta_h^c \quad (3.46)$$

$$M_h = \frac{E_h \alpha^3 z^{-\frac{1}{2}}}{48(1-\nu_h^2)} \left[C_1 S_9(\xi) + C_2 S_{10}(\xi) + C_3 S_{11}(\xi) + C_4 S_{12}(\xi) \right] + \frac{(2-\nu_h)pa_h^2 \alpha^2}{12(1-\nu_h^2)} \quad (3.47)$$

$$P_h = -\frac{E_h \alpha^3 \rho^2 z^{-\frac{1}{2}}}{24(1-\nu_h^2)} [C_1 S_5(\xi) + C_2 S_6(\xi) + C_3 S_7(\xi) + C_4 S_8(\xi)] \quad (3.48)$$

The radial displacement and the rotation of the flange ring are given in terms of the applied loading such that:

$$u_f = \frac{B}{2E_f} \left(P - \frac{P_2}{t_f} \right) \left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \nu_f \right) + \theta_f \frac{t_f}{2} + \Sigma \Delta u_f^c \quad (3.49)$$

$$\theta_f = \frac{6\pi B}{E_f t_f^3 \ln K} M_f + \Sigma \Delta \theta_f^c \quad (3.50)$$

M_f is the moment acting on the flange ring and given as follows:

$$M_f = -\frac{B}{D_o} M_2 - \frac{B t_f}{2 D_o} P_2 + \frac{(C-G)}{2\pi D_o} F_b + \frac{(G-B)}{16 D_o} (G^2 + B^2) p \quad (3.51)$$

3.3.2 Axial displacement compatibility

The system obtained from considering the compatibility of displacement, rotation and edge load between the shell, the hub and the flange ring is statically indeterminate. To solve the system an additional equation that considers the axial displacements is required. This is called the relation of axial compatibility and is obtained by considering the axial displacement of the nut. It represents the number of turns carried out by the nut during initial tightening. This displacement remains unchanged during operation and any other working condition. It is calculated by the sum of all axial displacements of the joint individual elements (Bouزيد et al 2005b and Bouزيد et al 2004b).

$$\Delta_n = \sum w_e^i = \sum w_e^p = \sum w_e^c \quad (3.52)$$

$$\Delta_n = w_g^i + w_b^i + 2w_f^i = w_g^f + w_b^f + 2w_f^f \quad (3.53)$$

$$\text{with } w_e = \frac{F_e}{K_e}$$

$$\frac{F_b^i}{K_b} + \frac{F_g^i}{K_g} + 2\left(\frac{C-G}{2}\right)\theta_f^i = \frac{F_b^c}{K_b} + \frac{F_g^c}{K_g} + 2\left(\frac{C-G}{2}\right)(\theta_f^c + \sum \Delta\theta_f^c) \quad (3.54)$$

K_b is the bolt stiffness and K_g is the gasket stiffness that depends on the level of stress reached during bolt-up and is obtained by linear interpolation of unloading curves as described in (Bouزيد et al, 2004a).

Finally, at each interval of time, a system of thirteen equations is formed to solve for the thirteen unknown namely $C_1, C_2, C_3, C_4, P_1, M_1, P_2, M_2, u_c, \theta_c, u_h, \theta_f$ and F_b (Bouزيد et al, 2005b).

3.4 Finite element model

To validate the analytical model that estimates the relaxation of the bolt load, the result from three-dimensional numerical F.E modeling of four bolted gasketed joints with different sizes used in pair were compared. Because of symmetry with respect to a plane that passes through the gasket mid thickness as well as the geometry and loading, it is possible to model only an angular portion that includes half of the bolt and half of gasket thickness as shown in Fig. 27.

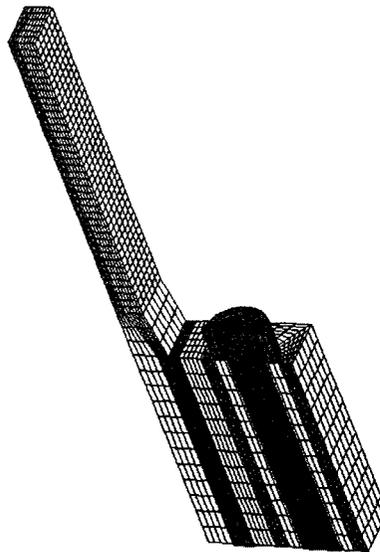


Figure 27 3D F.E Model

The program developed using ANSYS 8.1 (ANSYS, 2004) was used to treat a 36 in, a 52 in. and a 120 in. heat exchanger welding neck flanges and a NPS3 slip-on class150 flange. The geometrical dimensions of the flanges are given in Table II while the material creep constants are given in Table III.

Table II

Description of flange geometry

Dimension	NPS 3 slip-on	36 in	52 in	120 in
		HE	HE	HE
B [in]	3.138	35	51	120.25
A [in]	7.5	48.525	58.375	127
t_c [in]	0.216	1.5625	0.625	0.625
t_h [in]	0.216	1.8125	0.823	1.125
Hub length [in]	1	2.491	1.25	3.125
t_r [in]	0.8775	6.625	5.625	2.9375
C [in]	6	44.562	56.25	124.5
G [in]	4.5	36.75	52.625	122.5
Bolt nominal diameter [in]	0.625	2	1	1
Number of bolt	4	28	76	84

Table III

Creep constants based on Norton-Bailey law (Kraus et al, 1984 and Betten, 2002)

Flanges	Material	Creep constants			
		A_c	m	n	T (°F)
36 in HE	SS316	1.04×10^{-26}	5.35	0.22	1292
52 in HE	SS316	1.04×10^{-26}	5.35	0.22	1292
NPS 3 cl 150 slip-on	Forged steel	9.36×10^{-29}	5.5	1	--
120 in HE	Forged steel	9.36×10^{-29}	5.5	1	--

These creep properties are taken from references (Kraus et al, 1984 and Betten, 2002) for which the temperature is 1292°F in one case and not known in the other case. The material creep properties are beyond the ratings of the flange examples and exaggerate the creep effect for the purpose of comparison between the developed analytical model and the FE results. Other material characteristics used are Young's modulus of 30×10^6 psi and Poisson's ratio of 0.3 in the elastic range and are supposed not to vary with temperature for simplicity. The bolts are made of A-193 B7 material. The loading is applied in three stages. The initial bolt-up is first achieved by applying an axial displacement to the bolt to produce the initial target bolt stress of 30 ksi to the 36 and 120 inch flanges and 40 ksi to the 3 and 52 inch flanges. The pressure is then applied. The hydrostatic end thrust is simulated by an equivalent longitudinal stress applied to the shell end. Finally, the last stage, which is of the most interest in this study, is the application of creep and the evaluation of the relaxation of the bolt load over time. It is to be noted that for the case of the 120 inch heat exchanger flange, creep was considered with no pressure applied. To quantify the effect of creep and the contribution of each element of the bolted joint, the shell, the hub and the flange ring were subjected to creep individually and simultaneously together. To emphasize the importance of the creep

behavior of only the above mentioned elements, the creep of the gasket and bolt were purposely not considered as these were the subject of previous papers (Bouzid et al, 1995 and Bouzid et al, 1997).

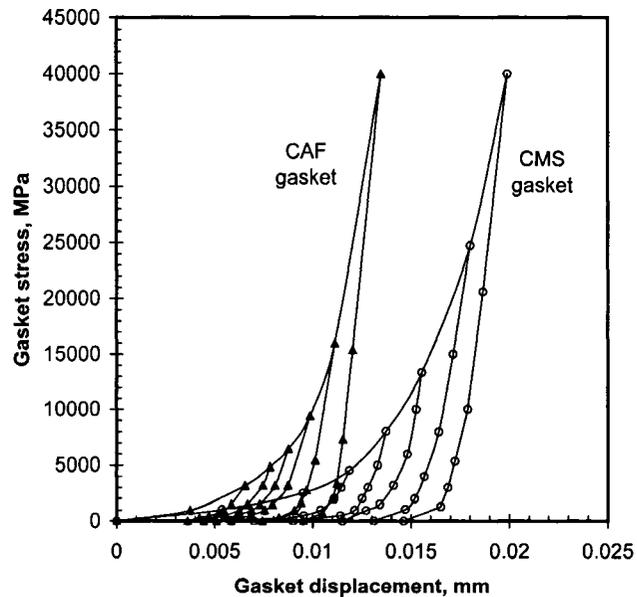


Figure 28 Mechanical behavior of gasket materials

Two types of gaskets were used; CMS (corrugated metal sheets) for the 52 in. and NPS3 class 150 flanges and CAF (compressed asbestos fiber) for the 36 and 120 in. flanges. The mechanical behavior of the gasket is represented by non-linear curves of gasket contact stress versus axial displacement. These curves are obtained from load-compression tests conducted on rigid platens. Figure 28 presents the room temperature test data of the two types of gasket used in the analysis.

3.5 Discussion of the results

The results obtained from the proposed analytical approach are compared to those of FE models for the four different flange sizes using the creep properties of table III. Again as

stated in the finite element model section, the creep properties were selected to exaggerate creep deflections and compare both the analytical and finite element models and may not be representative of the actual long term creep behavior. Figures 29 and 30 show the distribution of tangential stress across the flange ring thickness at the flange OD and its variation with time when only the flange ring creeps. These graphs indicate that in general, the analytical and FEA stresses of the 36 and 52 inch. HE flanges are in good agreement. The higher difference is observed with the linear stress distributions present before creep takes place and is due to the flange ring behaving more like a plate. There is approximately 15% difference between an annular plate and a compact ring.

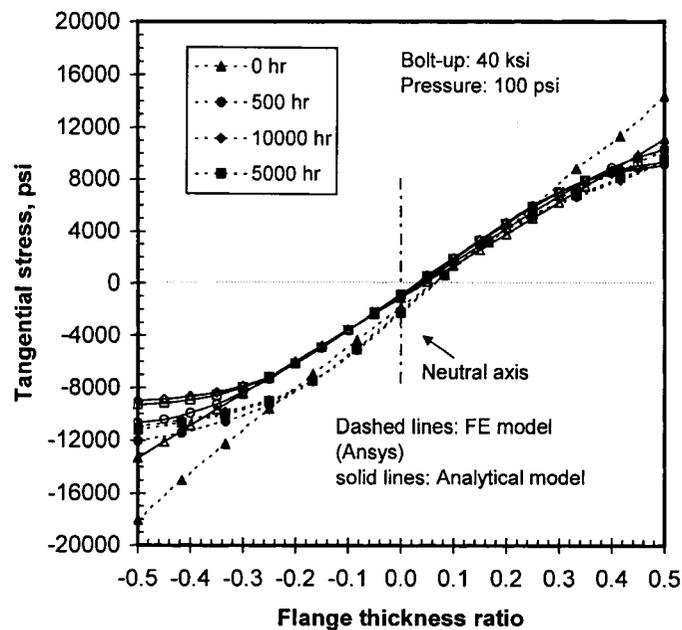


Figure 29 Stress relaxation in 52 in. HE flange

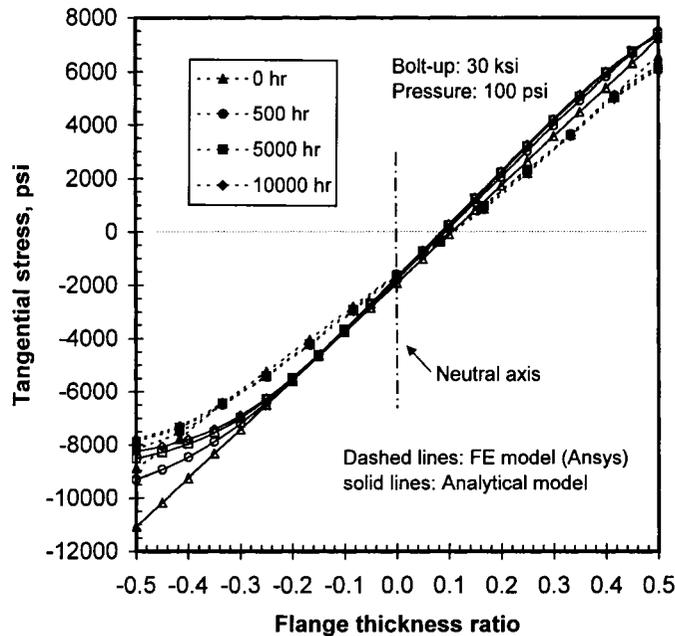


Figure 30 Stress relaxation in NPS 36 in. flange

To illustrate the influence of the creep of the hub and the shell, Figures 31 to 34 show the bolt stress relaxation caused by the creep of the flange ring, the shell and the hub taken separately as well as combined together for the four flanges. It can be stated that in general the results between FEM and the proposed analytical model compare well for the larger diameter flanges. The general trend of load relaxation compares well. Table 4 summarizes the results by giving the percentage of load relaxation of the two methods after a total creep time of 10000 hrs. This is just a little bit over a year but is not only enough to illustrate the potential effect of including the creep of the flange hub and shell in the analysis but also sufficient to validate the analytical model. Up to 50% difference in load relaxation is obtained with the NPS 3 class 150 flange. It is observed that although the shell creep causes 3 to 6% of load drop as compared to 14 to 50% when creep of all members takes place, this represents 12 to 25% of the total relaxed load after 10000 hours. 5 to 8% of load drop is obtained when only the hub creeps. This represents 26 to 33% of the total relaxed load. Therefore the total contribution to load relaxation

when considering the creep of the shell and the hub represents about 30 to 60% of the total relaxed load.

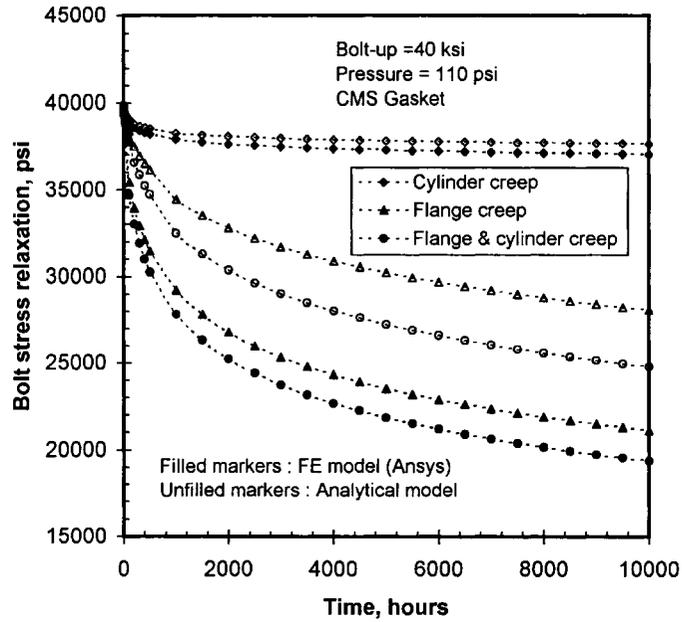


Figure 31 Bolt stress relaxation in NPS 3 cl 150 SO flange

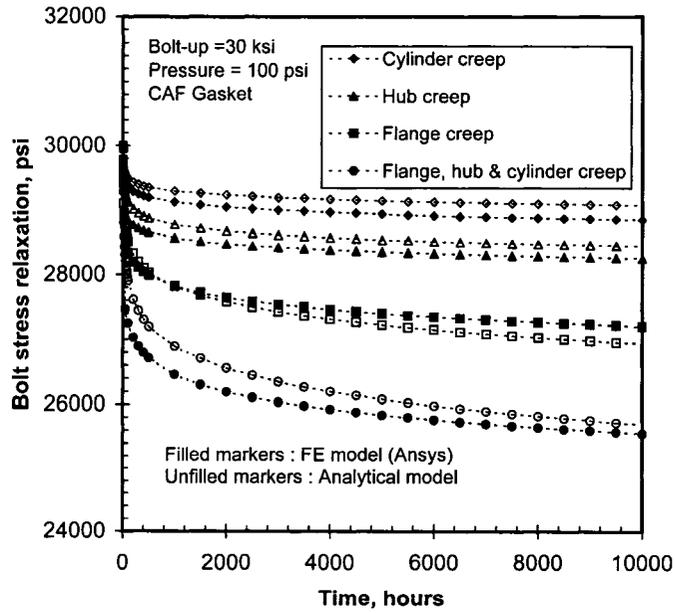


Figure 32 Bolt stress relaxation in 36 in. HE flange

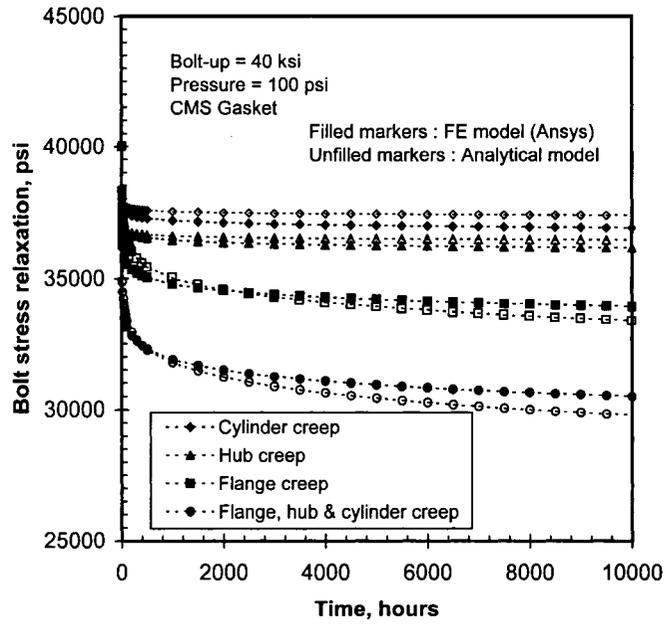


Figure 33 Bolt stress relaxation in 52 in. HE flange

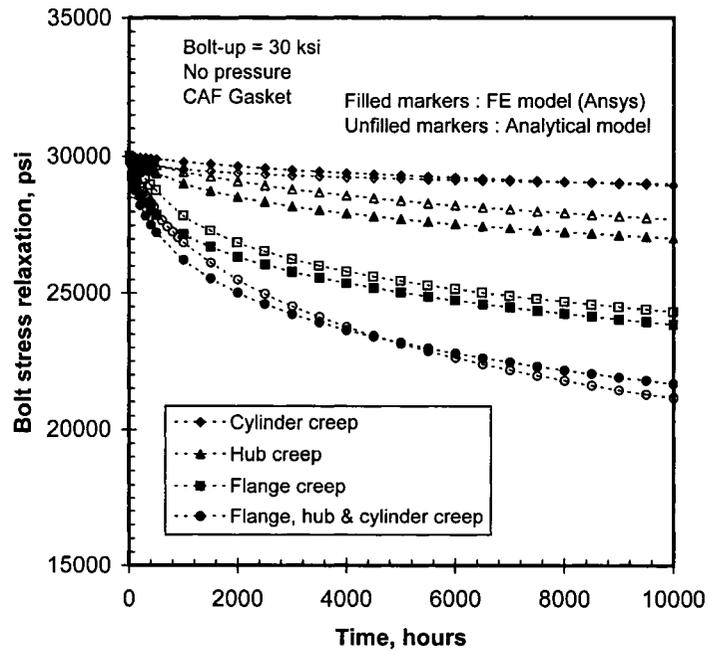


Figure 34 Bolt stress relaxation in 120 in. HE flange

Table IV

Bolt stress relaxation % due to creep of Bolted Flanged Joint elements

% bolt relaxation due to creep of		NPS 3 in slip-on	36 in HE	52 in HE	120 in HE
Cylinder	FEA	5.88	3.70	3.69	4.46
	Analytical	7.40	2.96	2.43	3.33
Hub	FEA	-	5.70	5.66	8.15
	Analytical	-	5.08	4.84	7.62
Ring	FEA	47.20	9.20	11.70	23.20
	Analytical	29.80	10.10	12.80	18.98
Ring, cylinder & hub	FEA	51.60	14.80	20.54	27.80
	Analytical	38.03	14.40	22.03	29.70

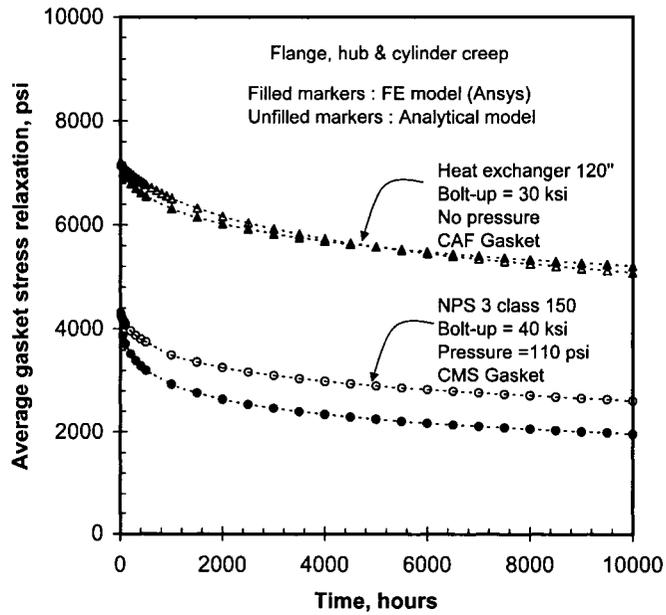


Figure 35 Gasket stress relaxation

In addition, Figs. 35 and 36 show the average axial gasket stress variation over time caused by the creep effect of the different elements that compose the flange. Those elements are made to creep individually or attached to the structure and combined together to show the influence on the relaxation of the contact stress of the gasket. These results can obviously be used to assess the leakage tightness of the joint assembly. Nevertheless, the results obtained from the proposed analytical method are shown to match reasonably well with those found by FEA. Table IV summarizes the results of the percentage of the relaxation of the two methods after 10000 hrs. It is observed that the creep of the hub and the cylinder causes 15%, 24%, 30% and 50% relaxation of the average gasket contact stress respectively for the 36 in., 52 in., 120 in. and NPS 3 class 150 flanges.

It is to be noticed that after 10000 hours, 30% difference is found between the FE model and the proposed analytical theory when only the flange ring creep is considered in the case of the NPS 3 class 150. This difference is attributed to the fact the ring theory was used for this case instead of plate theory which is recommended for small diameter flanges. In fact, creep analysis used in conjunction with plate theory should give good results for small diameter flanges as well as bolted joints used with blind cover plates that are not treated in this paper.

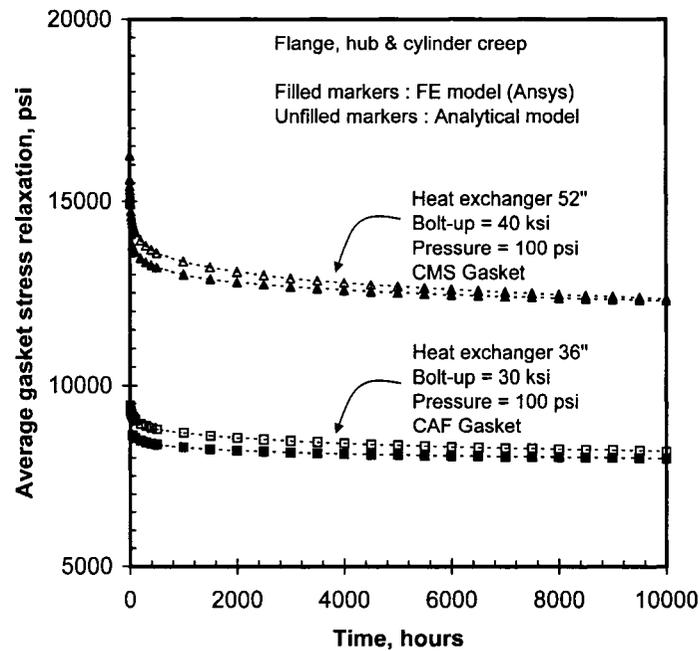


Figure 36 Gasket stress relaxation

Finally, this study emphasizes the importance of including the creep of the hub and the cylinder in the analysis of the bolt load relaxation and subsequently the gasket load relaxation in comparison with the gasket and bolt creep that were investigated in (Bouزيد et al., 1995 and Bouزيد et al., 1997).

3.6 Conclusion

A study on the importance of including the shell and hub in the creep analysis of bolted joints has been conducted. An analytical model was developed to evaluate the bolt load relaxation over time. It was found that the shell and the hub contribute to up to 60% of the total relaxed load for the examples presented in this paper. Creep of these elements including the flange ring has been coupled to the axial deflection compatibility equations to determine the resulting gasket and bolt load relaxations. The proposed analytical

approach based on the flexibility of the joint components has potential for possible incorporation in flange designs once simplified.

The developed analytical models were compared with the more accurate 3-D FEA on four different size flanges. The results of the flange ring, the bolt and gasket stresses and their relaxation over time compare reasonably well with those of FEA.

CHAPITRE 4

ON THE USE OF PLATE THEORY TO EVALUATE THE LOAD RELAXATION IN BOLTED FLANGED JOINTS SUBJECTED TO CREEP

Cet article a été soumis à l'International Journal of Pressure Vessel and Piping comme l'indique la référence bibliographique.

Akli Nechache, Abdel Hakim Bouzid, "On the Use of Plate Theory to Evaluate the Load Relaxation in Bolted Flanged Joints Subjected to Creep", International Journal of Pressure Vessel and Piping, soumis, Janvier 2007.

Résumé

Les assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité utilisés dans le cas de brides symétriques ou d'assemblage avec un couvercle plat sont largement utilisés pour assurer le raccordement des équipements pressurisés ou donner accès pour la maintenance. On les trouve généralement dans les industries chimique, pétrochimique et nucléaire. Très souvent, ces assemblages sont soumis à de hautes températures. Le grand problème rencontré dans ces applications est la perte d'étanchéité à long terme. La relaxation de la charge des boulons pour les applications à hautes températures est le principal facteur d'étude. Cette relaxation est due partiellement au fluage des éléments structuraux tels que les boulons, le joint d'étanchéité, le cylindre, la collerette, la bride et le couvercle plat. Tandis qu'il est important de considérer le phénomène de fluage dans le calcul d'ingénierie, le code actuel de conception de bride de l'ASME (ASME Boiler and Pressure Vessel Code, 2004) ne considère pas l'effet du fluage sur la relaxation de la charge et son impact sur l'étanchéité de l'assemblage. Dans la littérature, il existe très

peu d'articles qui traitent le problème de façon analytique. Souvent les ingénieurs de conception ont recours à leur expérience pratique mais limitée pour évaluer d'une manière adéquate la relaxation de la charge dans les assemblages à brides boulonnées soumis au fluage. L'utilisation des méthodes analytiques dans les assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité est basée sur la compréhension juste du phénomène physique. Une recherche sur la théorie du fluage des plaques utilisée dans certaines brides symétriques de petit diamètre et des assemblages d'une bride avec un couvercle plat est menée pour évaluer la relaxation des boulons. Un modèle analytique est développé pour évaluer la relaxation de la charge des boulons dans le temps. On constate que l'anneau de la bride contribue jusqu'à 30% de la variation de la charge des boulons dans les cas étudiés d'assemblages de deux brides symétriques. Le couvercle plat contribue de 6% à l'augmentation de la relaxation de la charge des boulons pour les cas d'assemblages d'une bride avec un couvercle plat de 16 et 36 pouces. L'approche analytique proposée basée sur la flexibilité des différents éléments, a le potentiel une fois simplifié d'être considéré pour être incorporé dans un code de conception des brides. Le déplacement dû au fluage de ces éléments est couplé aux équations de compatibilité des déplacements axiaux et radiaux pour déterminer la relaxation de la charge des boulons et par conséquent celle sur le joint d'étanchéité. L'analyse est vérifiée par comparaison avec un modèle d'éléments finis 3D pour deux cas d'assemblages ; deux assemblages de brides identiques et trois assemblages de brides utilisées avec des couvercles plats. Les résultats obtenus du modèle analytique relatif à la relaxation de la charge des boulons et ceux de la contrainte moyenne axiale sur le joint d'étanchéité sont en bon accord avec ceux donnés par les modèles d'éléments finis 3D.

Abstract

The effect of load relaxation due to creep has a major impact on the tightness of bolted flanged joints. Several leak incidents have been reported in the petrochemical and

nuclear power plants related to creep. It is clear that the current flange design code does not address adequately the effect of high temperature on the mechanical and leakage integrities of bolted flange joints used in pairs or with blind cover plates. It is possible to include the creep analysis in the design methodology.

This paper outlines an analytical approach based on plate theory used to determine the creep effect of blind cover plates and flanges of a small size on the bolt load and subsequently the gasket load relaxation in bolted flanged joints. It details the theoretical procedure to predict the creep effect of those bolted joint elements considered as plates. The results from the theoretical model are verified by comparison with 3D finite element results.

4.1 Introduction

When bolted flanged joints used in pairs or with cover plates connections, are exposed to stresses at elevated temperatures, materials are susceptible to a time-dependent deformation called creep. Therefore, over time, in these connections creep causes dimensional changes and distortions of the joint members and in particular the bolts, the gasket, the cylinder, the flange and the cover plate. These creep deflexions contribute to the bolt load relaxation as well as the loss of tightness, and it is one of the most important parameters that influence the integrity of the bolted joint at elevated temperatures.

Other than the mechanical loads, the ASME Code flange design (ASME Boiler and Pressure Vessel Code, 2001) does not give a specific calculation procedure to account for the bolt load relaxation due to creep and its impact on the actual joint tightness. Presently, the ASME Sub-Working Group on Bolted Flange Joint is working on improving the current ASME code flange design procedure by introducing the effects of the thermal expansion difference and creep to better assess the leakage tightness of bolted flanged connections. In Europe, the new flange design code (EN 1591-1, 2001 and Lidonnici, 2006) incorporate the load loss due to the thermal expansion difference

of the joint members that is recognized to cause major sealing problems in some high temperature applications (Payne, 1985 and Bickford et al., 1989).

In the literature, very few papers address analytically the load relaxation in bolted joints due to long-term creep. The first documented creep studies of bolted flanged joints were conducted in the 30's (Bailey, 1937; Marin, 1938 and Waters, 1938). At that time the focus was to study the creep effect of the bolts and its impact on the bolt load retention. A simple rigid model was developed with both the creep and the stiffening effects of the hub, the cylindrical shell, the cover plate and the gasket were ignored. The paper presented in (Kraus et al., 1984) extends the analytical approach of (Waters, 1938) by introducing the strain-hardening rule to estimate the bolt load loss due to the creep of the flange considered as a simple circular ring of a rectangular section. However, the flexibilities of the gasket and the attached structural components of the joint assembly were not taken into account.

Recently, successful models based on elastic interaction of the bolted joint elements were developed to study non-metallic gasket creep (Bouزيد et al., 1995; Bouزيد et al., 1997 and Nagy, 1997). However, due to the lack of gasket creep data, the models were only validated for short term periods ranging from 5 to 10 hours. A model based on the creep and elastic interaction of all joint elements presented in (Bouزيد et al., 2004b and Nechache et al., 2007) accurately predicts load relaxation. The model considers the creep of the bolts and the flange and treats the latter as a ring. The creep effect of other attached structures such as the hub and the cylinder are added in (Nechache et al., 2005). As a result, in some cases it was found that the combined bolt-gasket-flange creep induced a loss of gasket load of more than half of its initial preloading value.

Finite element analysis of bolted flanged joints subjected to creep can be retraced as far as early 70's. In (Fessler et al., 1974) strain hardening creep law of the joints members was carried out to evaluate the load relaxation. The authors ignore the creep of the gasket due to the lack of creep data. Other more recent FEA studies are cited in the

survey by (Mackerle, 2003). Due to its relative simplicity, accessibility and ease of use, the analytical method is more attractive comparatively to FEM.

In a previous paper (Nechache et al., 2007), it was shown that for flanges having large ratio of outer to inner diameters, ring theory is not adequate to represent accurately the creep behaviour of the annular flange ring. In addition to cases of the creep behaviour of bolted joints with cover plates, this paper deals with those flanges that behaves like plates with central hole. Based on the work of (Penny et al., 1968 and Jahed et al., 2003), a model has been developed to predict the load loss in these two cases.

4.2 Analytical model

4.2.1 Analytical interaction model

The basic elements that form a bolted flanged joint are the flange, the bolts, the gasket and the cover plate when applicable. The flange is composed of three different elements namely, the shell, the hub and the flange plate. Creep is a behavior that takes place in the three space coordinate. A one dimensional creep behavior, such of that already covered in (Bouzid et al., 1995 and Bouzid et al., 1997) the case of the gasket and the bolts, generates displacement in the axial direction which produces relaxation of the bolt. In addition, creep in the axial direction due to plate bending of the flange ring and the cover plate makes the bolt relax more. Finally, the junctions of the cylinder-hub and hub-flange represent geometrical discontinuities.

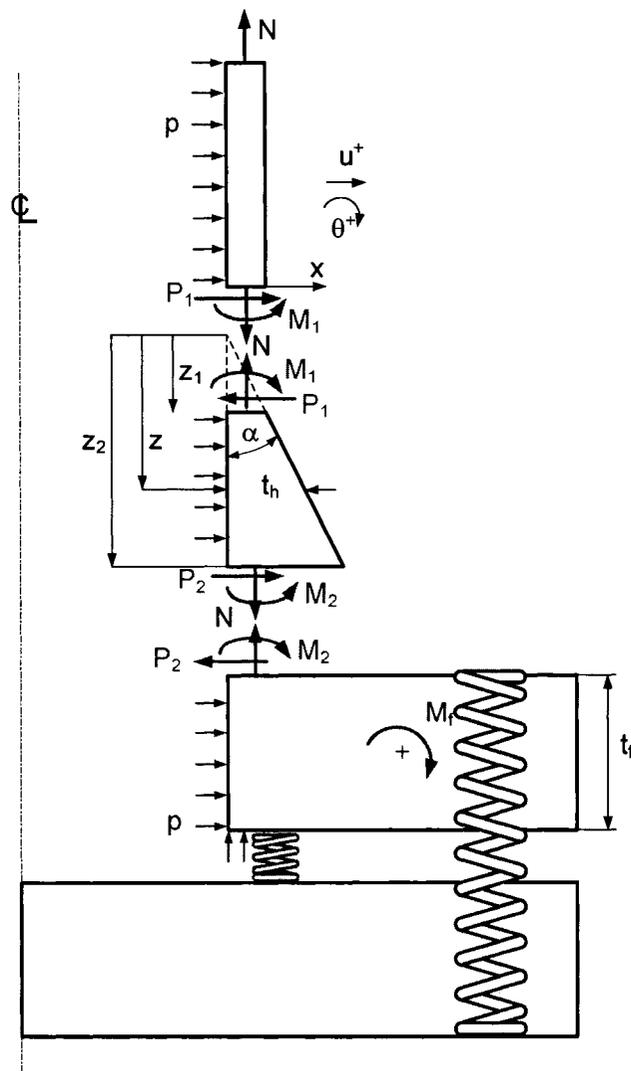


Figure 37 Analytical model

As with pressure, when creep takes place, different radial displacements and distortions at these junctions are generated for each individual joint element. As a result this relative movement creates a barreling effect of the flange which relaxes the bolts.

The model used is similar to the one developed in (Nechache et al., 2007) to which plate bending is added. Equilibrium and compatibility in both the radial and axial directions are used to solve the problem. Figure 37 shows the analytical model with the different joint elements treated as follows.

- The cylindrical shell is treated using the theory of beam on an elastic foundation
- The flange is considered as a circular plate with a central hole or a fully circular plate in the case of a blind cover plate.
- The hub is treated as cylindrical shell with linear varying thickness.
- The bolt is represented by a linear elastic spring while the gasket non-linear behavior is considered according to the approach detailed in (Bouزيد et al., 2004a).

4.2.1.1 Radial displacements and rotations

The radial displacements and the rotations at the junction of cylinder-hub and hub-flange are given in (Bouزيد et al., 2005b). These deflections are related to the effect of discontinuity forces and the creep of the cylinder, the hub and the flange.

4.2.1.2 Axial displacements

The axial displacements of the different components of the joint are caused by the mechanical and creep loads. These are given as follows:

4.2.1.2.1 Gasket

The axial displacement of gasket is given as follow:

$$w_g^f = \frac{F_g^f(t)}{K_g} + \sum \dot{w}_g^c \Delta t \quad (4.1)$$

K_g is the equivalent gasket stiffness that depends on the level of stress reached during bolt-up and is obtained by linear interpolation of unloading curves as described in (Bouزيد et al, 2004a). It should be noted that, the gasket load F_g changes with time due to creep.

4.2.1.2.2 Bolt

The axial displacement of bolt is given as follow:

$$w_b^f = \frac{F_b^f(t)}{K_b} + \sum \dot{w}_b^c \Delta t \quad (4.2)$$

Where, K_b represents the rigidity of the bolts as defined in (Bouزيد et al., 2005b).

4.2.1.2.3 Flange

The axial displacement of the flange ring at the bolt circle is the result of elastic and creep components. It is given by:

$$w_f^f = w_e + \sum \dot{w}_f^c \Delta t \quad (4.3)$$

w_e is the elastic axial displacement of plate with central hole subjected to the bending moment, it is given by (Rudolph. S, 2004).

4.2.1.2.4 Cover plate

In the case of a blind cover plate, the axial displacement is given as follow:

$$w_p^f = \frac{F_g^f(t)}{K_p'} - \frac{F_b^f(t)}{K_p''} - a_0 p + \sum \dot{w}_p^c \Delta t \quad (4.4)$$

Where K_p' , K_p'' and a_0 , are constants given in (Bouزيد et al., 1993) and \dot{w} is given in the appendix.

4.2.1.3 Axial displacement compatibility

The final forces and moments in the joint during operation are in relation to those applied during bolt-up. The statically indeterminate joint structure is solved by considering the axial displacement compatibility. This is obtained by considering the nut axial displacement characterized by the number of turns carried out during initial tightening. This displacement remains unchanged during operation; it is calculated by the sum of all axial displacements of the individual joint elements.

$$\Delta_n = \Sigma w^i = \Sigma w^f \quad (4.5)$$

$$\Delta_n = w_g^i + w_b^i + w_p^i + w_f^i = w_g^f + w_b^f + w_p^f + w_f^f \quad (4.6)$$

$$\frac{F_g^i}{K_g} + \frac{F_b^i}{K_b} + C_5 w_f^i + C_6 = \frac{F_g^f(t)}{K_g} + \sum \dot{w}_g^c \Delta t + \frac{F_b^f(t)}{K_b} + \sum \dot{w}_b^c \Delta t + C_5 w_f^f + C_7 + C_8 \quad (4.7)$$

The bolts and gasket creep axial displacements are not taken into account in this paper as these were the subject of previous papers (Bouزيد et al., 1995 and Bouزيد et al., 1997).

For a pair of identical flanges,

$$C_5 = 2 \text{ and } C_6 = C_7 = C_8 = 0 \quad (4.8)$$

For a flange with a cover plate

$$C_5 = 1, \quad C_6 = \frac{F_g^i}{K'_p} - \frac{F_b^i}{K''_p}, \quad C_7 = \frac{F_g^f(t)}{K'_p} - \frac{F_b^f(t)}{K''_p} - a_0 p \text{ and } C_8 = \sum \dot{w}_p^c \Delta t \quad (4.9)$$

In addition, by considering continuity at the junctions as well as equilibrium of forces and moments, a system of 13 equations with 13 unknowns is obtained as detailed in (Bouزيد et al., 2005b).

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 & C_2 & C_3 & C_4 & P_1 & M_1 & P_2 & M_2 & u_{h1} & \theta_{h1} & u_{h2} & \theta_f & F_b^f(t) \end{bmatrix}^T = [U] \quad (4.10)$$

Where A is matrix formed with the hub characteristics for the radial displacement, rotation edge load and moment applied at the junction with the cylinder,

$$A = \begin{bmatrix} \frac{1}{z_1^2} \text{ber}'(\varepsilon_1) & \frac{1}{z_1^2} \text{bei}'(\varepsilon_1) & \frac{1}{z_1^2} \text{ker}'(\varepsilon_1) & \frac{1}{z_1^2} \text{kei}'(\varepsilon_1) & 0 & 0 \\ \frac{z_1^{\frac{3}{2}}}{2} S_1(\varepsilon_1) & \frac{z_1^{\frac{3}{2}}}{2} S_2(\varepsilon_1) & \frac{z_1^{\frac{3}{2}}}{2} S_3(\varepsilon_1) & \frac{z_1^{\frac{3}{2}}}{2} S_4(\varepsilon_1) & 0 & 0 \\ -\frac{E_f \alpha^3 \rho^2 z_1^{\frac{1}{2}}}{24(1-\nu_f^2)} S_5(\varepsilon_1) & -\frac{E_f \alpha^3 \rho^2 z_1^{\frac{1}{2}}}{24(1-\nu_f^2)} S_6(\varepsilon_1) & -\frac{E_f \alpha^3 \rho^2 z_1^{\frac{1}{2}}}{24(1-\nu_f^2)} S_7(\varepsilon_1) & -\frac{E_f \alpha^3 \rho^2 z_1^{\frac{1}{2}}}{24(1-\nu_f^2)} S_8(\varepsilon_1) & -1 & 0 \\ \frac{E_f \alpha^3 z_1^{\frac{1}{2}}}{48(1-\nu_f^2)} S_9(\varepsilon_1) & \frac{E_f \alpha^3 z_1^{\frac{1}{2}}}{48(1-\nu_f^2)} S_{10}(\varepsilon_1) & \frac{E_f \alpha^3 z_1^{\frac{1}{2}}}{48(1-\nu_f^2)} S_{11}(\varepsilon_1) & \frac{E_f \alpha^3 z_1^{\frac{1}{2}}}{48(1-\nu_f^2)} S_{12}(\varepsilon_1) & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

C is a matrix formed with the hub influence coefficients for the radial displacement, rotation, edge load and moment applied at the junction with the flange ring and the cylinder influence coefficient for radial displacement and rotation

$$C = \begin{bmatrix} \frac{1}{z_2^2} \text{ber}'(\varepsilon_2) & \frac{1}{z_2^2} \text{bei}'(\varepsilon_2) & \frac{1}{z_2^2} \text{ker}'(\varepsilon_2) & \frac{1}{z_2^2} \text{kei}'(\varepsilon_2) & 0 & 0 \\ \frac{z_2^{\frac{3}{2}}}{2} S_1(\varepsilon_2) & \frac{z_2^{\frac{3}{2}}}{2} S_2(\varepsilon_2) & \frac{z_2^{\frac{3}{2}}}{2} S_3(\varepsilon_2) & \frac{z_2^{\frac{3}{2}}}{2} S_4(\varepsilon_2) & 0 & 0 \\ -\frac{E_f \alpha^3 \rho^2 z_2^{\frac{1}{2}}}{24(1-\nu_f^2)} S_5(\varepsilon_2) & -\frac{E_f \alpha^3 \rho^2 z_2^{\frac{1}{2}}}{24(1-\nu_f^2)} S_6(\varepsilon_2) & -\frac{E_f \alpha^3 \rho^2 z_2^{\frac{1}{2}}}{24(1-\nu_f^2)} S_7(\varepsilon_2) & -\frac{E_f \alpha^3 \rho^2 z_2^{\frac{1}{2}}}{24(1-\nu_f^2)} S_8(\varepsilon_2) & 0 & 0 \\ \frac{E_f \alpha^3 z_2^{\frac{1}{2}}}{48(1-\nu_f^2)} S_9(\varepsilon_2) & \frac{E_f \alpha^3 z_2^{\frac{1}{2}}}{48(1-\nu_f^2)} S_{10}(\varepsilon_2) & \frac{E_f \alpha^3 z_2^{\frac{1}{2}}}{48(1-\nu_f^2)} S_{11}(\varepsilon_2) & \frac{E_f \alpha^3 z_2^{\frac{1}{2}}}{48(1-\nu_f^2)} S_{12}(\varepsilon_2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2\beta_s^3 D_s} & \frac{1}{2\beta_s^2 D_s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{2\beta_s^3 D_s} & \frac{-1}{\beta_s D_s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{r_i}{E_f t_f} \left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \nu_f \right) & 0 & 0 & 0 & -1 & -\frac{t_f}{2} & 0 \\ -\frac{r_i t_f}{2r_m} & \frac{r_i}{r_m} & 0 & 0 & 0 & -\frac{E_f t_f^3}{2\pi r_i Y} & \frac{r_b - r_g}{\pi r_m} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_s (r_b - r_g) & C_9 \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

$$U = \begin{bmatrix} -\frac{r_h^2(2-\nu_f)}{2E_f\gamma\lambda_1}p - u_{h1}^c \\ -\frac{r_h^2(2-\nu_f)}{2E_f\gamma\lambda_1^2}p - \theta_{h1}^c \\ -\frac{\gamma r_i}{4}p \\ -\frac{r_h^2(2-\nu_f)\gamma^2}{12(1-\nu_f^2)}p \\ -\frac{r_h^2(2-\nu_f)}{2E_f\gamma\lambda_2}p - u_{h2}^c \\ -\frac{r_h^2(2-\nu_f)}{2E_f\gamma\lambda_2^2}p - \theta_{h2}^c \\ -\frac{\gamma r_i}{4}p \\ -\frac{r_h^2(2-\nu_f)\gamma^2}{12(1-\nu_f^2)}p \\ -\frac{(2-\nu_s)r_i^2}{2E_s t_s}p - u_s^c \\ -\theta_s^T \\ -\frac{r_i}{E_f} \left(\frac{K^2+1}{(K^2-1)+\nu_f} \right) p - u_f^c \\ \frac{(r_i-r_g)(r_g^2+r_i^2)}{2r_m}p \\ C_9 F_b^i + C_5(r_b-r_j)\theta_f^i + C_{10}p - (2w_f^T + C_g) \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

And for a pair of identical flanges

$$C_9 = \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_g} \quad \text{and} \quad C_{10} = \left(\frac{A_p}{K_g} \right) p \quad (4.16)$$

And for a flange with a cover plate

$$C_9 = \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_g} + \frac{1}{K'_p} - \frac{1}{K''_p} \quad \text{and} \quad C_{10} = \left(\frac{A_p}{K_g} + \frac{A_p}{K'_p} - a_0 \right) p \quad (4.17)$$

Where A_p is the pressurized area given by:

$$A_p = \frac{\pi G^2}{4} \quad (4.18)$$

The thirteen unknown namely $C_1, C_2, C_3, C_4, P_1, M_1, P_2, M_2, u_{h1}, \theta_{h1}, u_{h2}, \theta_f$ and F_b^f are solved. When, after a time interval, the bolt load F_b^f is known, the gasket force is obtained using the axial equilibrium relationship:

$$F_g^f(t) = F_b^f(t) + A_p p \quad (4.19)$$

This procedure is repeated at each interval of time Δt , until the required total creep time is reached.

4.3 Finite element model

To validate the proposed analytical model that estimates the load relaxation due to creep, comparison were made against the more accurate three-dimensional numerical FE method. Several FE Models of different assemblies including identical flange pairs and flanges with cover plates as shown in Fig. 38, were run. Because of symmetry of both geometry and loading, only an angular portion that includes half of the bolt is modeled. In the case of assemblies with identical flange pairs, only one flange including half of the gasket thickness is modeled because of symmetry with respect to a plane that passes through the gasket mid-thickness. In the case of a flange with cover plate a portion of both components is also modeled.

The general purpose numerical FE program Ansys 9.0 (ANSYS, 2005) was used to run two identical flange pairs namely a SO NPS3 class150 joint and a WN NPS 4 class 150 joint, and three flanges with cover plates namely a NPS 16 class 300 joint, a 24 and a 36 inches heat exchanger joints. These flanges are made of SA106 forged steel or SA182T304 stainless steel used with A-193 B7 bolts. The loading is applied in three stages. The initial bolt-up is first achieved by applying an axial displacement to the bolt to produce the initial target bolt stress of 275 MPa to the SO NPS3 class150, 172 MPa to the WN NPS 4 class 150 flange, as well as 275 MPa to the NPS 16 class 300, 215 MPa to the 24 inch. and 205 MPa to the 36 inch. heat exchanger flanges used with cover plates. Pressure is then applied in the radial direction while the hydrostatic end thrust is simulated by an equivalent longitudinal stress applied to the shell end. Finally, in the last stage, creep was applied to the flange materials. As mentioned previously, creep of the gasket and bolts were purposely not considered in the analysis as the prime focus was the creep contribution of the flange material. It is to be noted that for the case of the WN NPS 16 class 300 flange creep was considered with no pressure applied.

Two creep material properties were considered. The creep constants A_c , m and n are 3.85×10^{-15} , 5.35 and 0.22 or 7.5×10^{-17} , 5.5 and 1 respectively (Kraus, 1980 and Betten, 2002). The first material constants were applied to the NPS 16 class 300 flange with cover plate while the second constants were applied to the SO NPS3 class150, WN NPS 4 class 150, 24 and 36 inches heat exchangers flanges.

One type of gaskets was use; a corrugated metal sheets, CMS, for all flanges. The mechanical behaviour of the gasket is represented by non-linear loading and unloading curves of gasket contact stress versus axial displacement (Nechache et al., 2007).

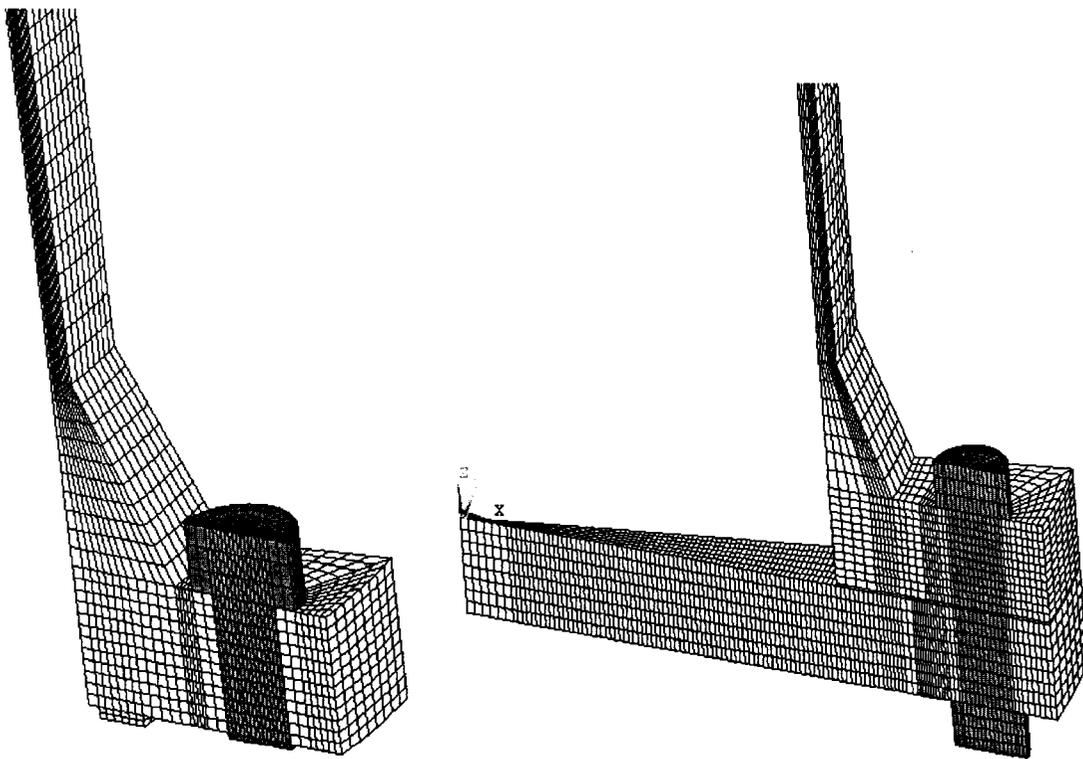


Figure 38 3D finite element models

4.4 Results and discussions

4.4.1 Flanges used in pair

The long term performance of a bolted joint depends on the amount of creep that takes place within the different joint materials. Besides gasket and bolt material creep, flange material creep can cause considerable relaxation of the bolt and gasket loads. In a previous paper (Bouzid et al., 2004a), the flanges were modeled as rings and in some cases the relaxation loads were not realistic and in particular, those flanges with a large outer to inner diameter ratio. Figure 39 shows the results of the bolt load relaxation of a SO NPS 3 class 150 which belongs to this category. It can be seen that the load relaxation curve of the analytical model based on plate theory fits much better with the FEA results compared to ring theory. However, the difference between the ring and the plate creep theories in term of bolt load relaxation (up to 10000 hours) due to creep of the flange without considering the creep of the cylinder is roughly 30%. On the other hand, a 17% difference is obtained when the creep of the cylinder and the flange are combined together which is obviously more realistic. The separate flange-cylinder creep study is to pin point the importance of using the appropriate theory to model the flange creep.

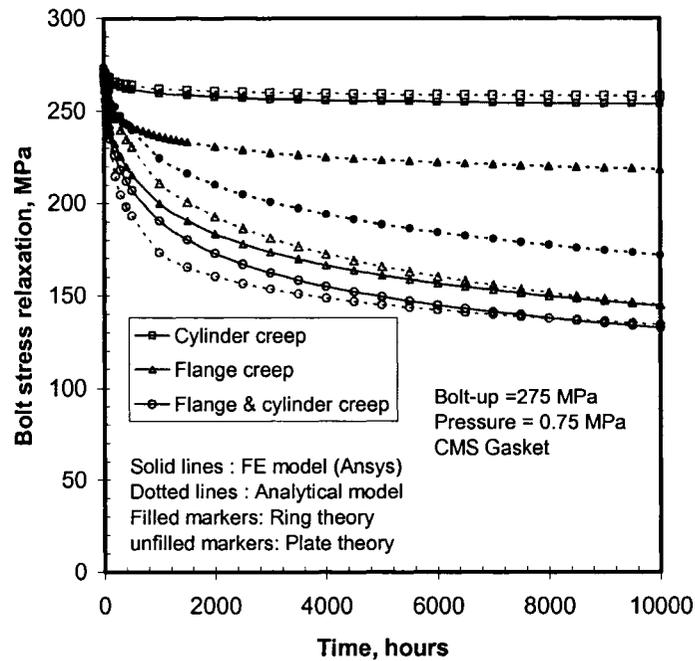


Figure 39 Bolt stress relaxation of the SO NPS 3 cl. 150

The same analysis is conducted for the WN NPS 4 class 150 to illustrate the comparison of results in term of bolt load relaxation from the ring and the plate creep theories. Results obtained from the creep of the different elements (cylinder, hub, and flange ring) acting separately and combined together are summarized in figure 40. It is well depicted that the analytical model curve captures with fidelity the major trend of the FEM results. The bolt load relaxation results obtained from ring theory are not in good agreement with FEA. However, results achieved with plate theory are in significantly better agreement with FEM compared to ring theory. The difference when the flange ring is made to creep alone between the two theories is around 18%. Nevertheless, after 10000 hours, 12% difference is obtained for the combined creep effect that includes the cylinder, the hub and flange ring.

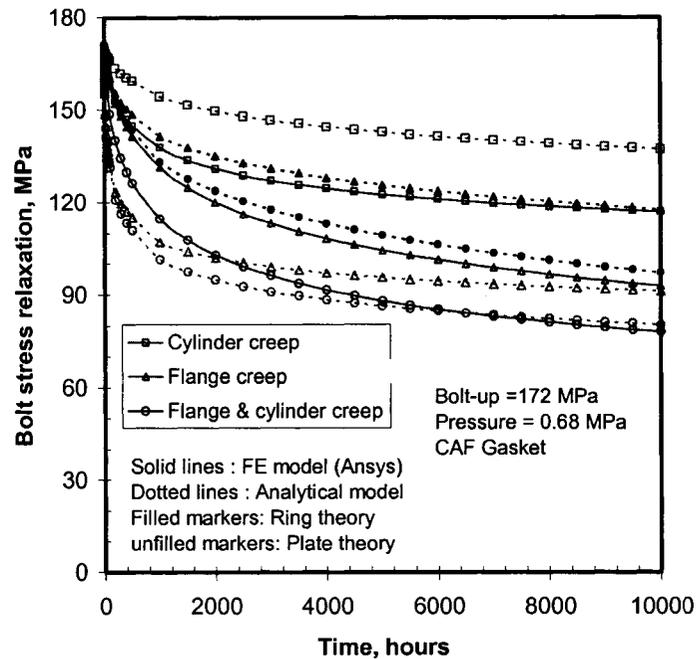


Figure 40 Bolt stress relaxation of the WN NPS 4 cl. 150

4.4.2 Flanges with blind cover plates

For the case of flanges with blind cover plates, the performance of the proposed approach is checked through comparisons with FEM results for three different flange sizes. Figures 41 to 43 illustrate the bolt load relaxation for the case of the creep of the flange and the blind cover plate separately and combined creep. For the case of the flange creep, the bolt load relaxation after 10000 hours is around 28% for the NPS 16 class 300, 67% for the 24 inches heat exchanger and 62% for the 36 inches heat exchanger. However, the bolt load relaxation induced by the blind cover plate creep is about 20% for the NPS 16 class 300, 28% for the 24 inches heat exchanger and the 50% for 36 inches heat exchanger. Notwithstanding, the induced bolt load relaxation for the combined creep effect of the flange and the blind cover plate increases by 6% for the NPS 16 class 300 and the 36 inches heat exchanger compared to the flange creep alone. For the case of the 24 inches heat exchanger, it is found that the bolt load relaxation

induced by the combined creep effect is practically equal to the flange creep alone. It is worth noting that this result is valid for the 24 inches heat exchanger only. In general, if a blind cover plate of a bolted joint is overly designed, the stresses would be small for it to creep and therefore relaxation would result from other more stressed joint elements that could either be the bolts, the gasket or the flange ring. This does not exclude or include certain type of flanges but, a case by case study would have to be conducted to evaluate load relaxation with particular focus to those flanges operating at high temperature where creep might be an issue.

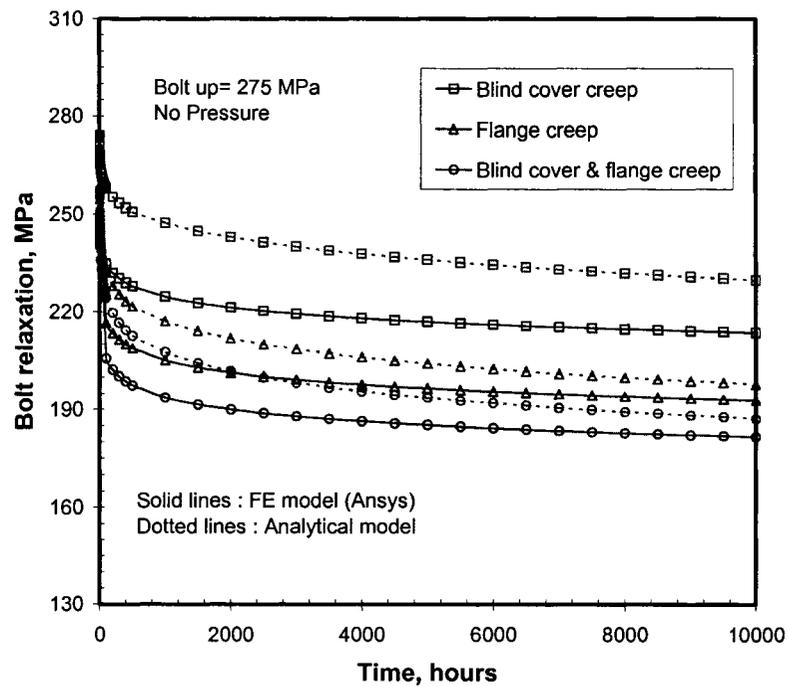


Figure 41 Bolt stress relaxation of NPS 16 cl. 300 blind cover

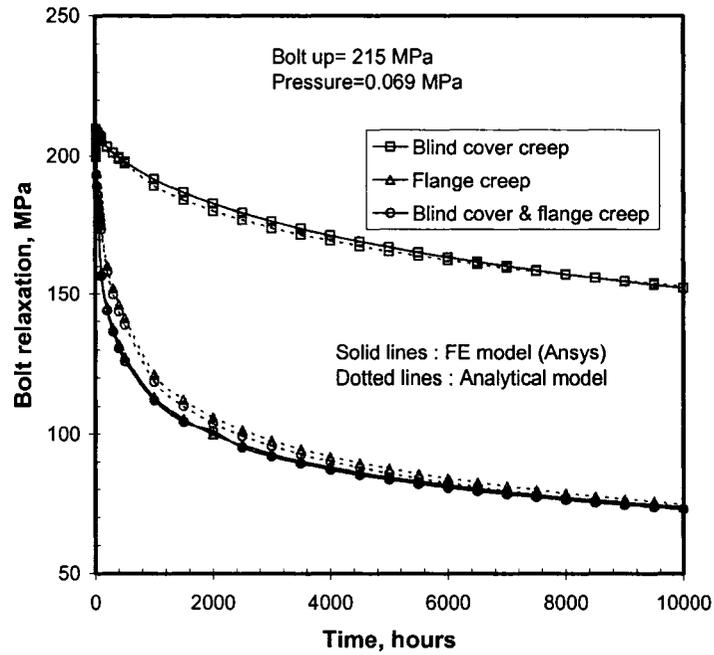


Figure 42 Bolt stress relaxations of 24 inches HE blind cover

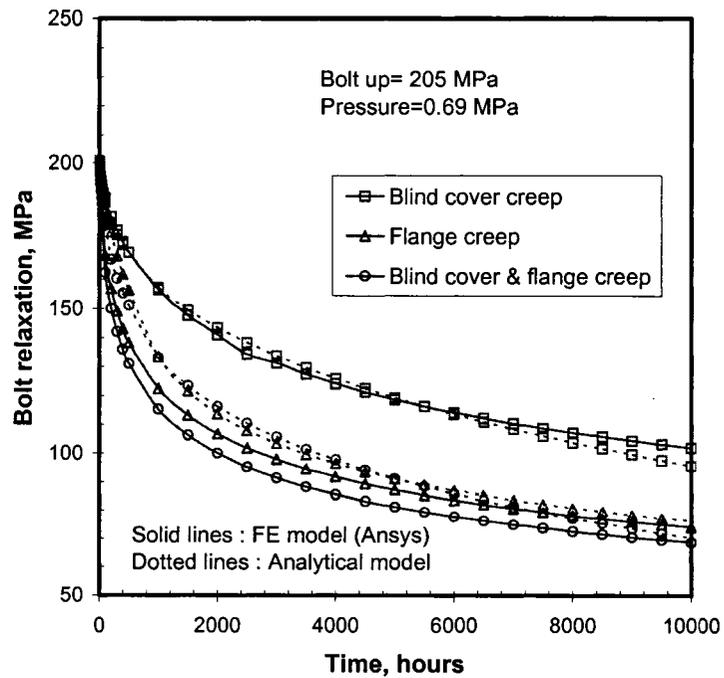


Figure 43 Bolt stress relaxation of 36 inches HE blind cover

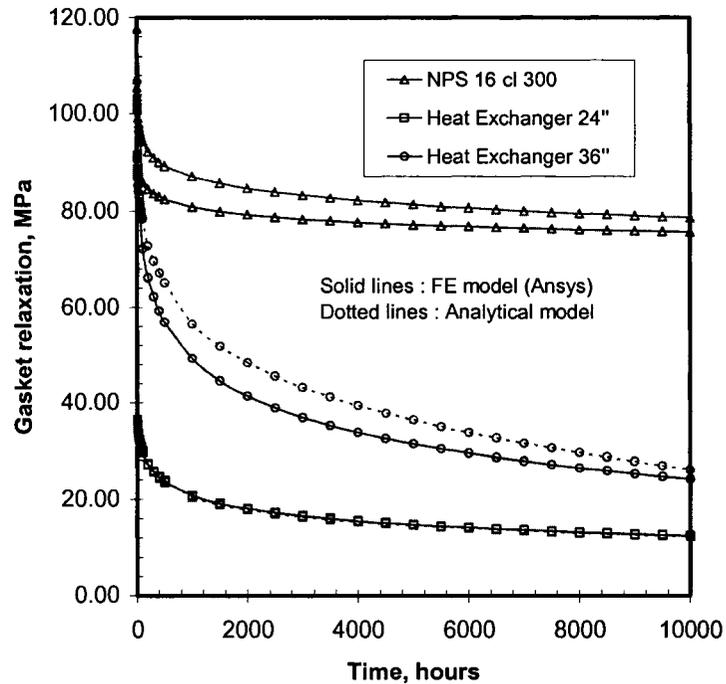


Figure 44 Gasket stress relaxation of flange with blind cover plate

Figure 44 depicts the subsequent mean axial gasket load relaxation caused by the combined creep effect of the flange and the cover plate. It is shown that the gasket mean load relaxation after achieving 10000 hours is about 30% for the NPS 16 class 300, 67% for the 24 inches heat exchanger and 70% for the 36 inches heat exchanger. These results can give a good indication as to the tightness performance deterioration of the bolted joint. Nevertheless, the objective here is to show the good agreement in the results between the proposed approach and FEA.

4.5 Conclusion

The use of an analytical method in predicting bolt load loss due to creep in bolted joints can be an adequate tool if the physical phenomenon is comprehended correctly. An analytical model based on plate theory to treat flange annular rings having large inner to

outer diameter ratio and flanges with blind cover plates to evaluate the load relaxation due to creep has been developed successfully.

It was found that the flange annular ring contributes up to 30% of total relaxed load in the cases of flange pairs and up to 6% in the cases of flanges with blind cover plates. This is due to the fact that, in general, cover plates are more rigid and are subjected to much lower stress than annular rings. Nevertheless, the model can be used to verify the adequacy of flange geometry and bolting in high temperature applications or to simply evaluate the impact of creep on the bolt load loss.

Appendix A: Theory of plates subjected to creep

Considering the flange as a plate subjected to bending and neglecting the radial displacement caused by pressure, the radial and tangential strains including creep components are given as follows:

$$\begin{aligned}\varepsilon_r &= -z \frac{d^2 w}{dr^2} = \frac{1}{E_p} (\sigma_r - \nu_p \sigma_\theta) + \varepsilon_r^c \\ \varepsilon_\theta &= -\frac{z}{r} \frac{dw}{dr} = \frac{1}{E_p} (\sigma_\theta - \nu_p \sigma_r) + \varepsilon_\theta^c\end{aligned}\quad (4.20)$$

Multiplying by $\int_{-t_p/2}^{t_p/2} z dz$, the following equations are obtained:

$$\begin{aligned}-\frac{d^2 w}{dr^2} \int_{-t_p/2}^{t_p/2} z^2 dz &= \frac{1}{E_p} \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \sigma_r z dz - \nu_p \frac{1}{E_p} \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \sigma_\theta z dz + \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \varepsilon_r^c z dz \\ -\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} \int_{-t_p/2}^{t_p/2} z^2 dz &= \frac{1}{E_p} \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \sigma_\theta z dz - \nu_p \frac{1}{E_p} \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \sigma_r z dz + \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \varepsilon_\theta^c z dz\end{aligned}\quad (4.21)$$

Noting that

$$M_r = \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \sigma_r z dz \quad M_\theta = \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \sigma_\theta z dz \quad (4.22)$$

Substituting Eqs.(4.22) in Eqs. (4.21) gives:

$$\begin{aligned}
 -\frac{E_p t_p^3}{12} \frac{d^2 w}{dr^2} &= M_r - \nu_p M_\theta + E_p \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_r^c z dz \\
 -\frac{E_p t_p^3}{12} \frac{1}{r} \frac{dw}{dr} &= M_\theta - \nu_p M_r + E_p \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_\theta^c z dz
 \end{aligned}
 \tag{4.23}$$

Solving for M_r and M_θ gives:

$$\begin{aligned}
 M_r &= -D \left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{\nu_p}{r} \frac{dw}{dr} \right) - \frac{E_p}{(1-\nu_p^2)} \left(\int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_r^c z dz + \nu_p \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_\theta^c z dz \right) \\
 M_\theta &= -D \left(\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} + \nu_p \frac{d^2 w}{dr^2} \right) - \frac{E_p}{(1-\nu_p^2)} \left(\int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_\theta^c z dz + \nu_p \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_r^c z dz \right)
 \end{aligned}
 \tag{4.24}$$

Where D is the flexural rigidity and is given by

$$D = \frac{E_p t_p^3}{12(1-\nu_p^2)}
 \tag{4.25}$$

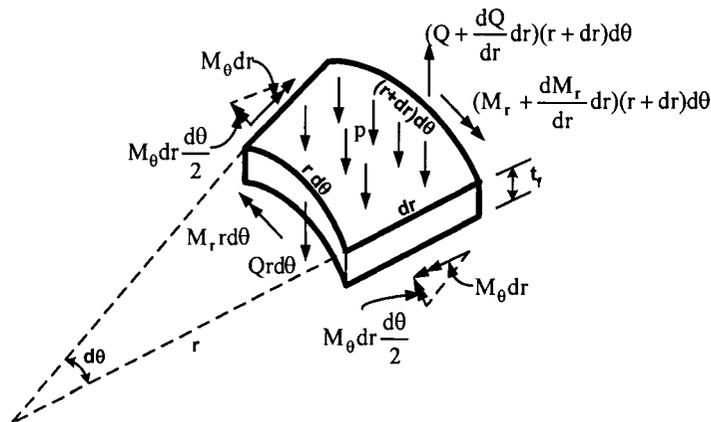


Figure 45 Infinitesimal element of plate bending

Taking moments about a line in the tangential direction and neglecting the terms of the second order, the following equilibrium equation is obtained:

$$M_\theta = \frac{d}{dr}(r M_r) + Q r \quad (4.26)$$

Substituting Eqs. (4.24) into Eq. (4.26) gives:

$$-D \left(\frac{1}{r} \frac{dw}{dr} + v_p \frac{d^2w}{dr^2} + \frac{12}{t_p^3} \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_\theta^c z dz + \frac{12}{t_p^3} v_p \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_r^c z dz \right) = -D \left(r \frac{d^3w}{dr^3} + \frac{d^2w}{dr^2} + v_p \frac{d^2w}{dr^2} + \frac{12}{t_p^3} r \frac{d}{dr} \left(\int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_r^c z dz + v_p \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_\theta^c z dz \right) + Q r + \frac{12}{t_p^3} \left(\int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_r^c z dz + v_p \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \epsilon_\theta^c z dz \right) \right) \quad (4.27)$$

After simplification Eq. (4.26) becomes:

$$\frac{d^3w}{dr^3} + \frac{1}{r} \frac{d^2w}{dr^2} - \frac{1}{r^2} \frac{dw}{dr} = \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] = \frac{Q}{D} + \frac{F}{r} + \frac{dG}{dr} \quad (4.28)$$

Where;

$$F = \int_{-t_p/2}^{t_p/2} - \frac{12}{t_p^3} (1 - v_p) (\epsilon_r^c - \epsilon_\theta^c) z dz \quad (4.29)$$

$$G = \int_{-t_p/2}^{t_p/2} - \frac{12}{t_p^3} (\epsilon_r^c + v_p \epsilon_\theta^c) z dz$$

Differentiating Eq. (4.28) with respect to time gives:

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\dot{w}}{dr} \right) \right] = \frac{\dot{F}}{r} + \frac{d\dot{G}}{dr} \quad (4.30)$$

By considering the material incompressible when creep starts to take place, the volume constancy equation is applicable, and therefore

$$\dot{\epsilon}_r^c + \dot{\epsilon}_\theta^c + \dot{\epsilon}_z^c = 0 \quad (4.31)$$

Where $\dot{\epsilon}_z^c = 0$ and $\dot{\epsilon}_\theta^c$ and $\dot{\epsilon}_r^c$ are given by differentiating Eq. (4.20):

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\dot{w}}{dr} \right) \right] = \frac{1}{r} \int_{-t_p/2}^{t_p/2} - \frac{12}{t_p^3} (1 - v_p) (\dot{\epsilon}_r^c - \dot{\epsilon}_\theta^c) z dz - \frac{d}{dr} \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \frac{12}{t_p^3} (\dot{\epsilon}_r^c + v_p \dot{\epsilon}_\theta^c) z dz \quad (4.32)$$

At time $t = 0$ and considering a lateral pressure on the plate, Eq. (4.30) reduces to:

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] = \frac{Q}{D} \quad (4.33)$$

With

$$Q = \frac{1}{2\pi r} \int_{r_i}^{r_o} p 2\pi r dr \quad (4.34)$$

The radial and tangential stresses generated at any point of the plate are given by the following expressions:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E_p}{(1-\nu_p^2)} \left[\left(-z \frac{d^2 w}{dr^2} \right) + \nu_p \left(-\frac{z}{r} \frac{dw}{dr} \right) - \varepsilon_r^c - \nu_p \varepsilon_\theta^c \right] \\ \sigma_\theta &= \frac{E_p}{(1-\nu_p^2)} \left[\left(-\frac{z}{r} \frac{dw}{dr} \right) + \nu_p \left(-z \frac{d^2 w}{dr^2} \right) - \varepsilon_\theta^c - \nu_p \varepsilon_r^c \right] \end{aligned} \quad (4.35)$$

To obtain the solution of the Eqs.(4.30) and (4.33), a case of a circular plate with a central hole corresponding to a flange ring and a case of a fully circular plate corresponding to a cover plate have been examined. The general solution of axial displacement, rotation and moment of curvature corresponding to the elastic state are given in (Nechache et al, 2005) and has been adapted to suit the two treated cases.

Flange ring

This case is treated as circular plate with a central hole, simply supported at the inner radius subjected to an equivalent ring force caused by the discontinuity edge loads, the bolt load and the gasket reaction force.

The boundary conditions for this case are given as follows:

$$\begin{aligned} M_r(r_i) &= 0 \\ M_r(r_o) &= 0 \\ w(r_i) &= 0 \end{aligned} \quad (4.36)$$

The displacement w , the rotation and the moment curvature are obtained as given in (Nechache et al, 2005).

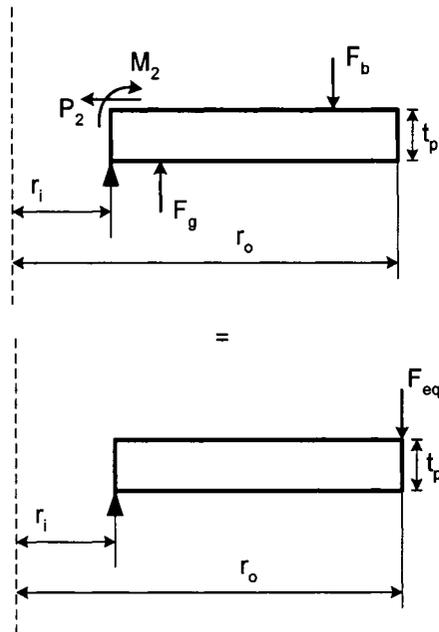


Figure 46 Equivalent load on the flange ring

Cover plate

The case of a cover plate is treated as a circular plate simply supported at the outer radius subjected to pressure, bolt load, gasket reaction force. The analysis is carried out using the superposition method as shown below:

The boundary conditions for these cases are given as follows:

$$\begin{aligned}
 M_r(r_o) &= 0 \\
 \theta(r_i) &= 0 \\
 w(r_o) &= 0
 \end{aligned}
 \tag{4.37}$$

The displacement w , the rotation θ and the moment curvature are given in (Nechache et al., 2005).

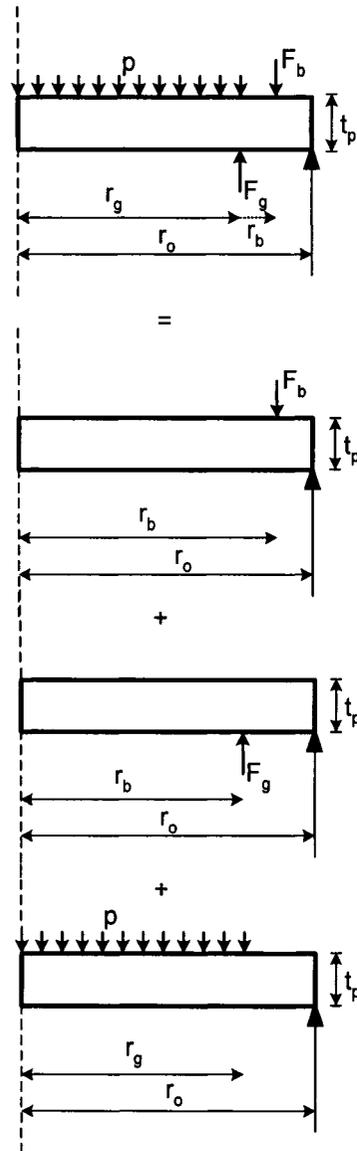


Figure 47 Superposition method used in the cover plate case

Creep analysis

At time $t > 0$, the solution of Eq. (4.29) is given as follows:

$$\begin{aligned}\frac{d\dot{w}}{dr} &= \frac{C_3}{2}r + \frac{C_4}{r} + \frac{I_1}{r} \\ \frac{d^2\dot{w}}{dr^2} &= \frac{C_3}{2} - \frac{C_4}{r^2} + \frac{dI_1}{rdr} - \frac{I_1}{r^2}\end{aligned}\quad (4.38)$$

$$\dot{w} = \frac{C_3}{4}r^2 + C_4 \ln r + \int \frac{I_1}{r} dr + C_5$$

Where;

$$I_1 = \frac{r^2}{2} \int_{B/2}^{A/2} \frac{\dot{F}}{r} dr + \frac{1}{2} \int_{B/2}^{A/2} (2\dot{G} - \dot{F})rdr \quad (4.39)$$

And

$$\int_{B/2}^{A/2} \frac{I_1}{r} dr = \frac{1}{2} \left[\ln r \int_{B/2}^{A/2} (2\dot{G} - \dot{F})rdr - \int_{B/2}^{A/2} \ln r (2\dot{G} - \dot{F})rdr \right] \quad (4.40)$$

The rate of the radial moment is:

$$\dot{M}_r = -D \left(\frac{d^2\dot{w}}{dr^2} + \frac{v_f}{r} \frac{d\dot{w}}{dr} - \dot{G} \right) \quad (4.41)$$

By replacing the rate rotation given by Eq.(4.36) and Eq.(4.38) in the Eq.(4.40), and after development and simplification, the rate of radial moment is obtains as:

$$\dot{M}_r = -D \left[(1+v_p) \frac{C_3}{2} - (1-v_p) \frac{C_4}{r^2} + \frac{(1+v_p)}{2} \int_{B/2}^{A/2} \frac{\dot{F}}{r} dr - \frac{(1-v_p)}{2r^2} \int (2\dot{G} - \dot{F})rdr \right] \quad (4.42)$$

The rate of tangential moment is given as follows:

$$\dot{M}_\theta = -D \left(\frac{1}{r} \frac{d\dot{w}}{dr} + v_p \frac{d^2\dot{w}}{dr^2} \right) - \frac{E_p}{(1-v_p^2)} \left(\int_{-t_p/2}^{t_p/2} \dot{\epsilon}_\theta^c z dz + v_p \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \dot{\epsilon}_r^c z dz \right) \quad (4.43)$$

In replacing the rate rotation given by Eq.(4.35) and Eq.(4.42) in the Eq.(4.43), and after development and simplification, the rate of tangential moment is obtains as:

$$\dot{M}_\theta = -D \left[(1+\nu_p) \frac{C_3}{2} + (1-\nu_p) \frac{C_4}{r^2} + I_2 - I_3 + \nu_p \dot{G} \right] - \frac{E_p}{(1-\nu_p^2)} \left(\int_{-t_p/2}^{t_p/2} \dot{\epsilon}_\theta^c z dz + \nu_p \int_{-t_p/2}^{t_p/2} \dot{\epsilon}_r^c z dz \right) \quad (4.44)$$

By applying the corresponding boundary conditions, for an interval of very small time one has what follows:

For the case of flange ring $\dot{M}_r(r_i) = \dot{M}_r(r_o) = \dot{w}(r_i) = 0$ which gives

$$C_3 = \frac{2[(I_2(r_i) + I_3(r_i))(r_i)^2 - (I_2(r_o) + I_3(r_o))(r_o)^2]}{(1-\nu_p)(r_o)^2 - (r_i)^2}$$

$$C_4 = \frac{(I_2(r_i) + I_3(r_i) - I_2(r_o) - I_3(r_o))(r_i)^2 (r_o)^2}{(1-\nu_p)(r_o)^2 - (r_i)^2} \quad (4.45)$$

$$C_5 = - \left(\frac{C_3}{4} r^2 + C_4 \ln r + \int \frac{I_1}{r} dr \right) \Big|_{r=r_i}$$

For the case of cover plate, $\dot{M}_r(r_o) = \dot{\theta}(r_i) = \dot{w}(r_o) = 0$ which gives:

$$C_3 = \frac{-2(I_2(r_o) + I_3(r_o))}{(1-\nu_p)}$$

$$C_4 = 0 \quad (4.46)$$

$$C_5 = - \left(\frac{C_3}{4} r^2 + \int \frac{I_1}{r} dr \right) \Big|_{r=r_o}$$

The rate of the axial displacement and rotation given by Eq. (4.36) can then be evaluated. In addition, the variations of the radial and tangential stress are given as follows:

$$\Sigma \Delta \dot{\sigma}_r = \Delta \dot{\sigma}_r + \frac{E_p}{(1-\nu_p^2)} \left[\left(-z \frac{d^2 \dot{w}}{dr^2} \right) + \nu_p \left(-\frac{z}{r} \frac{d \dot{w}}{dr} \right) - \dot{\epsilon}_r^c - \nu_p \dot{\epsilon}_\theta^c \right]$$

$$\Sigma \Delta \dot{\sigma}_\theta = \Delta \dot{\sigma}_\theta + \frac{E_p}{(1-\nu_p^2)} \left[\left(-\frac{z}{r} \frac{d \dot{w}}{dr} \right) + \nu_p \left(-z \frac{d^2 \dot{w}}{dr^2} \right) - \dot{\epsilon}_\theta^c - \nu_p \dot{\epsilon}_r^c \right] \quad (4.47)$$

Creep calculation procedure of plate

1. First, the radial and tangential stresses are calculated at time $t=0$, by using the elastic strains.
2. The rates of radial and tangential strains are then evaluated using the strain hardening law.
3. These are incorporated into the compatibility equation with which a new state of equilibrium is calculated
4. The distributions of rate of the radial and tangential stresses are calculated following the approach detailed previously.
5. By selecting a suitable time increment Δt , the new radial and tangential stresses and strains at time $t + \Delta t$ are evaluated like given by the following equations:

$$\begin{aligned}
 (\sigma_r)_i &= (\sigma_r)_{i,e} + \Sigma \Delta \dot{\sigma}_r \Delta t \\
 (\sigma_\theta)_i &= (\sigma_\theta)_{i,e} + \Sigma \Delta \dot{\sigma}_\theta \Delta t \\
 (\varepsilon_r)_i &= (\varepsilon_r)_{i,e} + \Sigma \Delta \dot{\varepsilon}_r \Delta t \\
 (\varepsilon_\theta)_i &= (\varepsilon_\theta)_{i,e} + \Sigma \Delta \dot{\varepsilon}_\theta \Delta t
 \end{aligned} \tag{4.48}$$

One thus repeats step 1 to 4 for each increment of time until the radial and tangential stresses reach the stationary creep. This depends essentially on the stationary of the discontinuity forces which act between the cylinder-hub and hub-flange, and depends also on the creep material constants. Thus, the axial displacement and the rotation through the radius of the plate due to the creep of a material are calculated.

$$\begin{aligned}
 w &= w_e + \Sigma \dot{w} \Delta t \\
 \theta &= \frac{dw_e}{dr} + \Sigma \frac{d\dot{w}}{dr} \Delta t
 \end{aligned} \tag{4.49}$$

In the same way, the axial displacement at the bolt location and the rotation at the inner radius of the plate can be obtained.

CHAPITRE 5

RÉDUCTION DE LA RELAXATION

5.1 Introduction

Pendant la durée de vie d'un système d'étanchéité muni de joint et de brides, la contrainte de compression sur le joint diminue avec le temps en raison du fluage des matériaux utilisés, du cyclage des températures et des pressions, des vibrations, etc. Pour compenser cette diminution de la charge, on utilise des systèmes à ressorts destinés à maintenir la charge initiale de la boulonnerie relativement constante dans le temps en modifiant la rigidité élastique de l'ensemble. Une façon de faire est d'utiliser des boulons munis de rondelles-ressorts métalliques appelés rondelles "Belleville" qui sont soigneusement mises au point, sélectionnées et disposées de manière à assurer le maintien de la charge dans le temps. Les applications peuvent comporter des empilages de rondelles-ressorts en série, en parallèle et une combinaison des deux. Chaque combinaison fournit un niveau d'énergie différent emmagasinée sous forme de déformation. Les différentes dispositions de ces rondelles sont illustrées à la Figure 48. L'autre façon de faire est d'utiliser des boulons plus longs munis de manchons.

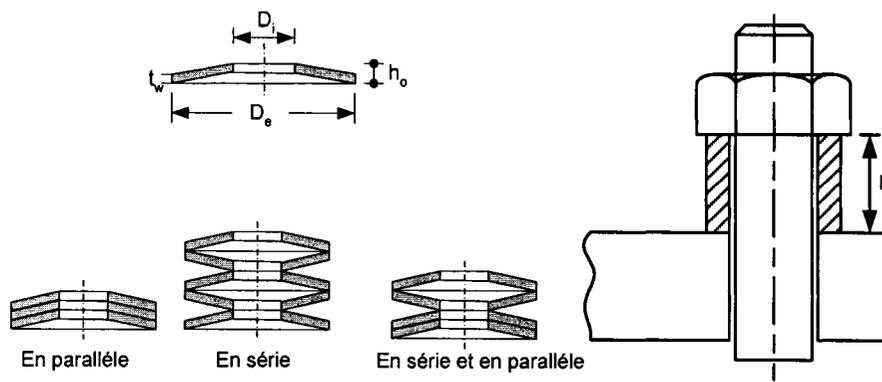


Figure 48 Disposition des rondelles "Belleville" et des manchons

5.2 Calcul des rigidités

5.2.1 Rigidité des rondelles "Belleville"

Pour calculer la rigidité d'une rondelle "Belleville", on définit les paramètres suivants, à savoir :

Le rapport des diamètres de la rondelle:

$$\delta = \frac{D_e}{D_i} \quad (5.1)$$

Et le coefficient K_1 donné par l'équation suivante :

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\delta+1} \frac{2}{\delta-1 \ln \delta} \quad (5.2)$$

La force appliquée sur la rondelle donnée par (Roark's, 2007) est présentée par l'équation suivante :

$$F_w = N_w \frac{4E_w}{(1-\nu_w^2)} \frac{t_w^4}{K_1 D_e^2} \frac{w}{t_w} \left[\left(\frac{h_o}{t_w} - \frac{w}{t_w} \right) \left(\frac{h_o}{t_w} - \frac{w}{2t_w} \right) + 1 \right] \quad (5.3)$$

Avec $N_w = \frac{n_b}{2n_w}$ pour les rondelles placées en série et $N_w = \frac{n_b n_w}{2}$ pour les rondelles

placées en parallèle, où n_w représente le nombre de rondelles. La figure 49 montre la variation de la force sur la rondelle en fonction du déplacement pour deux cas de combinaison de rondelles en série:

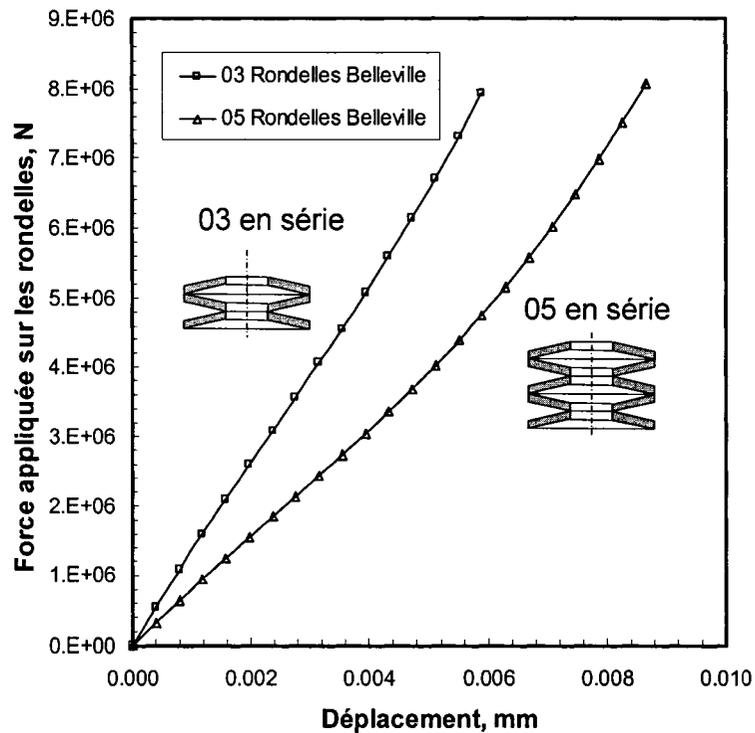


Figure 49 Rigidité des rondelles "Belleville"

Les rondelles-ressorts sont comprimées par l'intermédiaire du serrage de l'écrou du boulon jusqu'à ce qu'on atteigne la charge initiale. Cela permet de transmettre une charge de compression sur la bride et par conséquent sur le joint d'étanchéité. Lorsqu'on utilise un empilage, la conception est généralement faite de telle sorte à ce qu'elle tienne compte d'un déplacement maximum de la rondelle-ressort représentant environ une compression de 75 % de sa hauteur initiale de sorte que le ressort garde 25 % de sa forme non comprimée.

5.2.2 Rigidité des manchons

Pour ce qui est de la rigidité des manchons, celle-ci est calculée comme suit :

$$K_s = \frac{n_b E_s A_s}{2l_s} \quad (5.4)$$

5.3 Modélisation

Pour inclure la rigidité élastique correspondante à la force initiale appliquée sur les boulons dans le programme Superflange, (Superflange, 2003), on détermine à partir de la courbe donnée à la figure 49 la tangente du point correspondant à la force appliquée. Cette tangente correspond à la rigidité K_w des rondelles "Belleville". Dans le cas de l'utilisation des manchons, leur rigidité K_s est calculée par l'équation (5.4). Ces différentes rigidités K_w ou bien K_s sont placées en séries avec les boulons et les brides telles que montrées par le modèle analytique de la figure 50.

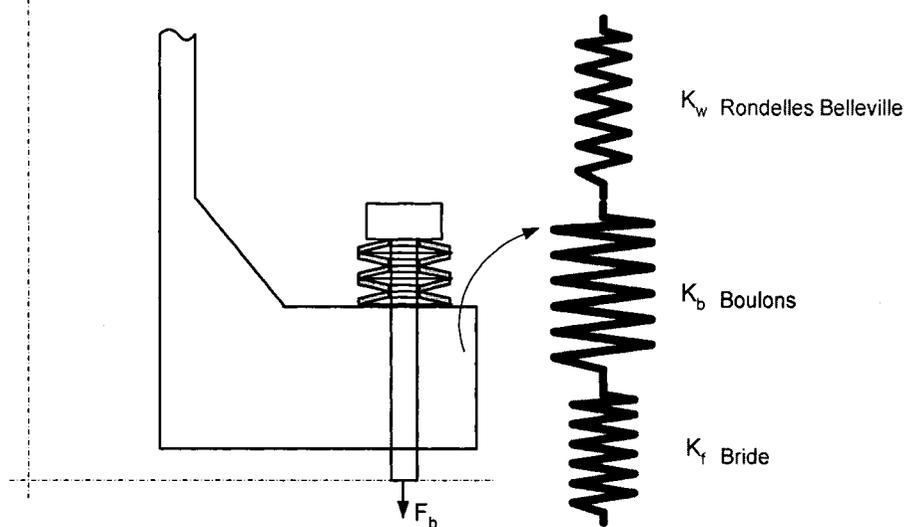


Figure 50 Modèle de rigidité de la bride et les boulon-rondelles "Belleville"

La modification de la rigidité axiale de l'assemblage peut être effectuée par l'intermédiaire des rondelles "Belleville" ou bien par des boulons plus longs munis des manchons. Cependant, plus l'assemblage est flexible moins sera prononcée la relaxation de la charge.

La rigidité axiale de l'assemblage est calculée en considérant la combinaison en série des rigidités axiales des boulons, de la bride et du joint d'étanchéité. Celle-ci est démontrée en considérant la compatibilité des déplacements axiaux donnée par l'équation (2.2) et est présentée comme suit :

$$w_b^f + w_w^f + 2w_f^f + w_g^f = w_b^r + w_w^r + 2w_f^r + w^c \quad (5.5)$$

Sachant que l'écrasement du joint d'étanchéité est la combinaison de l'écrasement mécanique et celui dû au fluage, on peut l'écrire comme suit:

$$w^c = w_g^f + \Delta w_g^c + \Delta w_b^c + \Delta w_f^c \quad (5.6)$$

En remplaçant l'équation (5.6) dans l'équation (5.5), on obtient ce qui suit :

$$w_b^f + w_w^f + 2w_f^f = w_b^r + w_w^r + 2w_f^r + \Delta w^c$$

$$\text{avec } \Delta w^c = \Delta w_g^c + \Delta w_b^c + \Delta w_f^c$$

ou bien

(5.7)

$$\frac{F_b^f}{K_b} + \frac{F_b^f}{K_w} + 2h_G \frac{M_f^f}{K_{fM}} + 2h_G \frac{p}{K_{fp}} = \frac{F_b^r}{K_b} + \frac{F_b^r}{K_w} + 2h_G \frac{M_f^r}{K_{fM}} + 2h_G \frac{p}{K_{fp}} + \Delta w^c$$

En exprimant la variation du moment de flexion qui agit sur la bride, déterminé à partir du produit de la force des boulons avec la distance radiale de cette dernière par rapport au point de réaction du joint d'étanchéité, on obtient l'équation suivante :

$$M_f^f - M_f^r = (F_b^f - F_b^r)h_G \quad (5.8)$$

En substituant l'équation (5.8) dans l'équation (5.7), on obtient une forme simplifiée illustrée comme suit :

$$(F_b^f - F_b^r) \left(\frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_w} + \frac{2h_G^2}{K_{fM}} \right) = \Delta w^c \quad (5.9)$$

On peut constater que la variation de la force sur l'assemblage dépend de la combinaison des rigidités des boulons et des rondelles ressorts. Il est à noter que la relaxation de l'assemblage à brides boulonnées ne dépend pas de la rigidité du joint d'étanchéité mais plutôt de ses caractéristiques en fluage et plus important encore de la rigidité des autres éléments qui le composent. Cette rigidité équivalente de l'assemblage K_j est donnée par l'équation suivante :

$$\frac{2}{K_f} + \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_w} = \frac{1}{K_j} \quad (5.10)$$

Où $K_f = \frac{K_{fM}}{h_G^2}$ étant la rigidité axiale d'une bride, ce qui donne :

$$\Delta F_g = \Delta F_b = K_j \Delta w^c \quad (5.11)$$

La nouvelle rigidité combinée du système boulons-rondelles ou bien boulons-manchons est calculée et remplace la rigidité du boulon K_b donnée dans les équations (2.33, 2.34, 3.54, 4.7, 4.16 et 4.17) précédemment définies.

Pour illustrer la nouvelle relaxation de la charge dans les boulons, une étude comparative sur les cas d'assemblages de l'échangeur de chaleur de 52 pouces et de brides NPS 4 class 600 présentés au niveau des chapitre 3 et 4 a été menée avec l'utilisation des rondelles. Les résultats obtenus avec le nouveau modèle analytique sont confrontés à ceux obtenus par le modèle d'éléments finis 3D présenté à la figure 51.

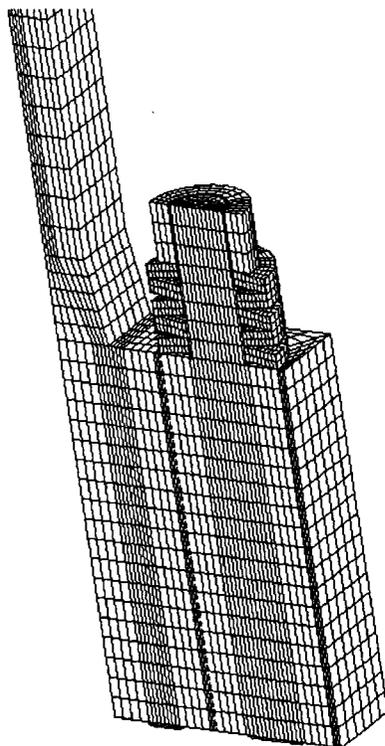


Figure 51 Modèle d'éléments finis 3D avec rondelles "Belleville"

5.4 Résultats et interprétations

5.4.1 Relaxation de la charge avec les rondelles "Belleville"

La figure 52 montre la relaxation de la contrainte des boulons en fonction du temps. Cette relaxation est due à l'effet du fluage des boulons, du cylindre, de la collerette et de l'anneau de la bride de l'échangeur de chaleur de 52 pouces, qui est quantifiée à environ 50% de la contrainte initiale. L'utilisation des rondelles-ressorts métalliques nous a permis de diminuer cette relaxation. En effet, l'ajout de trois rondelles "Belleville" mis en place en série entraîne une réduction de la relaxation de la charge des boulons d'environ 30% alors que cinq rondelles en série entraîne une réduction de la relaxation de la charge des boulons d'environ 50%. On en déduit que, plus les boulons sont

flexibles, plus la relaxation de la charge dans ces derniers est petite. On remarque que les résultats obtenus à partir du modèle analytique sont en bon accord avec ceux obtenus par le modèle d'éléments finis.

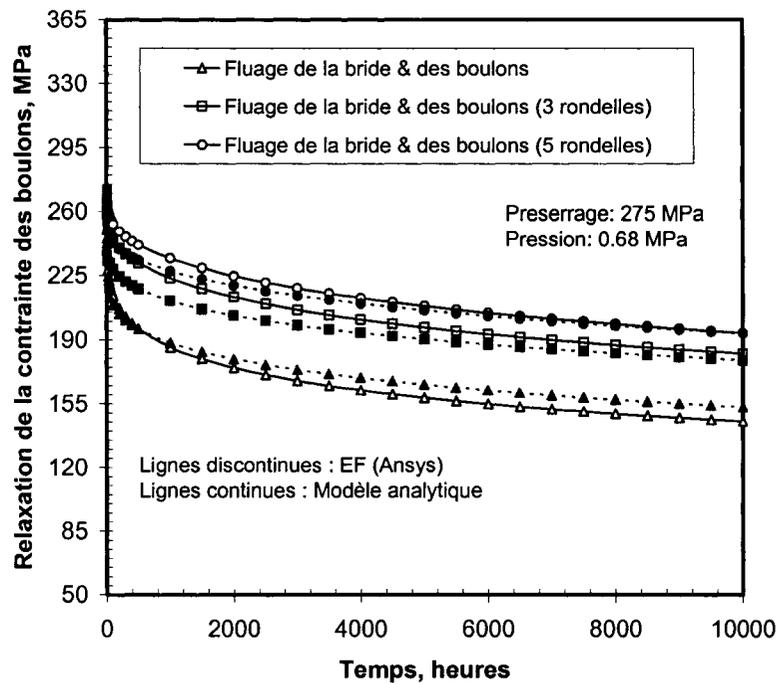


Figure 52 Relaxation de la contrainte des boulons pour une bride d'échangeur de chaleur de 52''

Une autre analyse est conduite sur l'utilité de l'ajout de rondelles "Belleville" pour deux assemblages, à savoir, celui d'un échangeur de chaleur de 52 pouces et de deux brides symétriques WN NPS 4 class 600. Les résultats de la relaxation de la charge des boulons en fonction du temps due au fluage du joint d'étanchéité sont présentés dans les figures 53 et 54. Cette relaxation est quantifiée à environ 35 % de la charge initiale après 10 000 secondes de temps d'opération pour les deux cas d'assemblage. L'utilisation de cinq rondelles "Belleville" nous permet de maintenir la charge initiale relativement constante dans le temps. Une fois encore, les résultats obtenus à partir du modèle analytique sont en bon accord avec ceux donnés par le modèle d'éléments finis.

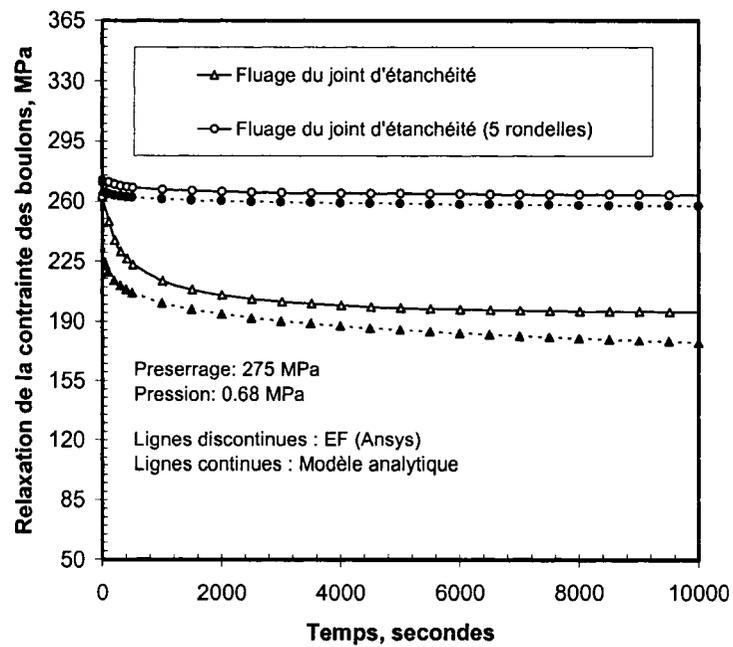


Figure 53 Relaxation de la contrainte des boulons pour une bride d'échangeur de chaleur de 52''

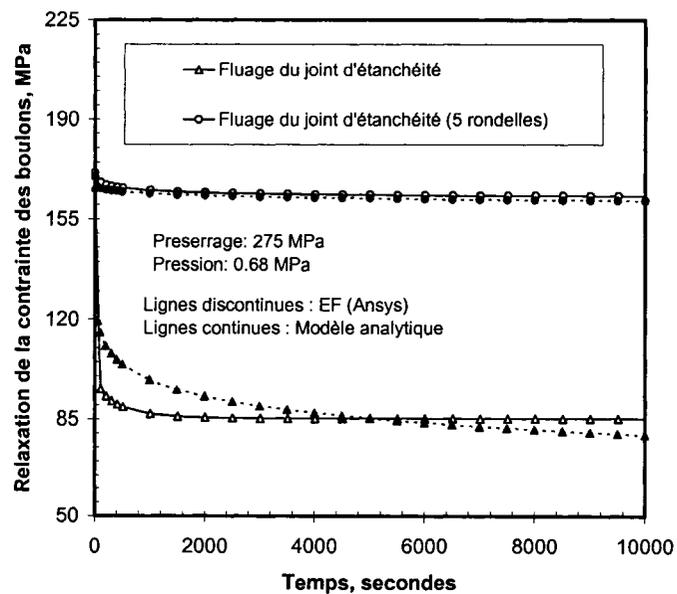


Figure 54 Relaxation de la contrainte des boulons pour une bride NPS 4 cl. 600

5.4.2 Influence de la rigidité sur la relaxation

Les résultats de la relaxation de la charge dans les boulons en fonction de l'écrasement du joint dû au fluage sont présentés à la figure 55. Les pentes de ces droites par rapport aux axes verticaux représentent la rigidité axiale de l'ensemble bride-boulons-rondelles. On confirme que cette rigidité est nettement moins importante avec la présence de cinq rondelles "Belleville" et sa diminution est comptabilisée à 87 %. Le choix des rondelles est effectué de telle sorte que la force appliquée doit être inférieure à celle spécifiée par le fabricant et que leurs matériaux soient compatibles avec l'environnement (corrosion, oxydation, etc...).

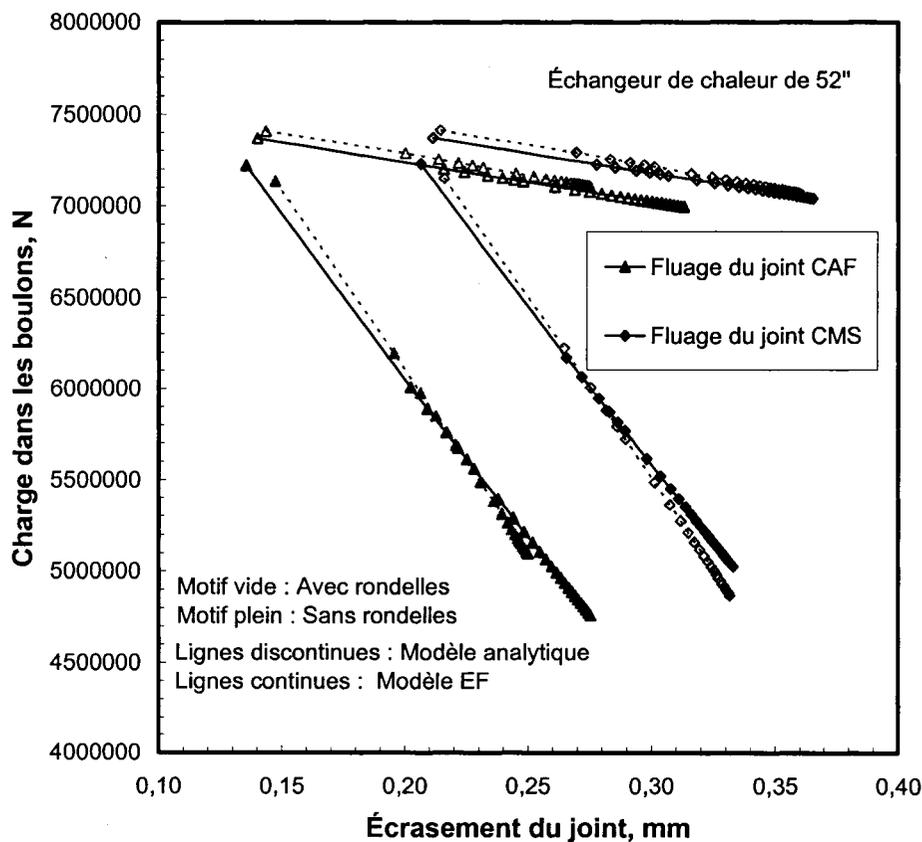


Figure 55 Relaxation de la charge des boulons avec et sans les rondelles "Belleville"

Ces deux conditions précitées montrent une certaine faiblesse de l'utilisation des rondelles. Un autre moyen de réduire la rigidité de l'assemblage est d'augmenter la longueur des boulons par l'entremise des manchons placés aux mêmes endroits que les rondelles. La longueur est choisie de telle sorte que leur rigidité combinée à celle des boulons plus allongés donnerait la même rigidité combinée des boulons et des rondelles "Belleville". En observant la figure 55, les résultats obtenus par le modèle d'éléments finis confirment que la variation de la force dans les boulons est directement proportionnelle à la rigidité axiale de l'ensemble brides-boulons-rondelles prédite par l'équation (5.10). Par ailleurs, on remarque que l'écrasement du joint est légèrement plus grand dans le cas d'assemblage avec les rondelles. Cela est dû au fluage du joint lequel est soumis à une charge variant moins que celle de l'assemblage sans les rondelles. De ce fait, les contraintes de compression exercées sur le joint restent pratiquement inchangées en fonction du temps, ce qui provoque un taux de déformation au fluage du joint plus élevé. Pour montrer d'une façon numérique les enjeux que peut apporter l'utilisation des rondelles sur la rigidité K_j de l'assemblage, des exemples de calcul des rigidités sont effectués avec un cas d'assemblage de brides symétriques d'échangeur de chaleur de 52 pouces.

Assemblage sans rondelles

$K_b = 1,86 \times 10^7$ N/mm est calculée à l'aide de l'équation (2.11).

$K_j = 1,74 \times 10^7$ N/mm est déterminée par la pente de la droite avec l'axe vertical donnée à la figure 55.

Sachant que, $\frac{1}{K_j} = \frac{2}{K_f} + \frac{1}{K_b}$, alors $K_f = 55 \times 10^7$ N/mm.

Assemblage avec cinq rondelles en série

La longueur des cinq rondelles est $l_{bw} = 34,93$ mm

$K_b = 1,50 \times 10^7$ N/mm.

$K_w = 0,139 \times 10^7$ N/mm.

$K_f = 55 \times 10^7$ N/mm.

Sachant que, $\frac{1}{K_j} = \frac{2}{K_f} + \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_w}$, alors $K_j = 0,127 \times 10^7$ N/mm.

Une autre analyse est axée sur la variation de la charge pour un même écrasement du joint dans le cas d'assemblage avec et sans rondelles. Les résultats obtenus sont présentés ci-après.

Cas sans rondelles

$\Delta F_g = (7,12 - 4,75) \times 10^6 = 23,7 \times 10^5$ N est déterminée à partir de la figure 55.

Cas avec rondelles

$\Delta F_g = K_j \Delta w_g = (0,127 \times 10^7) 0,27 = 3,4 \times 10^5$ N

Par calcul, on obtient une diminution de la rigidité de l'assemblage et de la variation de la charge dans les boulons respectivement d'environ 93 % et 86 % en utilisant cinq rondelles en série placées au niveau des boulons. Cette différence de 5 % entre le calcul présenté précédemment et celui déterminé à partir des pentes des droites avec l'axe vertical illustrées à la figure 55 est due au point de réaction de la force qui a été pris au milieu du joint d'étanchéité pour la valeur calculée. Le point de réaction de la force sur le joint dépend de la distribution de contrainte de compression et change de position avec le temps; ce qui produit un changement de la rigidité axiale de la bride.

Pour réduire la variation de la relaxation de la force de 75 % dans le cas de brides de 52 pouces, on doit déterminer soit le nombre de rondelles "Belleville" ou bien la dimension d'un manchon, qu'on installe en série avec les boulons. Un exemple de calcul illustratif est présenté ci-après.

Assemblage avec rondelles

Puisque la variation de la relaxation de la force est directement proportionnelle à la rigidité de l'assemblage, alors pour réduire cette relaxation de 75%, il suffit de réduire la rigidité de l'assemblage d'un rapport de 4.

Sachant que sans rondelles $K_j = 1,74 \times 10^7$ N/mm et que $\frac{1}{K'_j} = \frac{4}{K_j} = \frac{2}{K_f} + \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_w}$

Alors $K'_j = 0,44 \times 10^7$ N/mm et,

$$K_b = 1,77 \times 10^7 \text{ N/mm.}$$

$$K_f = 55 \times 10^7 \text{ N/mm.}$$

$K_w = 0,6 \times 10^7$ N/mm, ce qui correspond à l'utilisation d'une rondelle du même type que les précédentes.

Assemblage avec manchons

Pour ce qui est du cas de l'utilisation des manchons, le calcul s'effectue avec la même équation en remplaçant K_w par K_s qui représente la rigidité des manchons.

Dans cette partie, on doit déterminer la longueur d'un manchon afin de préserver la rigidité de l'assemblage obtenue avec les deux rondelles "Belleville" placées en série.

Pour ce faire, on procède comme suit :

$$\frac{1}{K_j} = \frac{2}{K_f} + \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_s} \quad (5.12)$$

Donc,

$$\frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_s} = \frac{1}{K_j} - \frac{2}{K_f}$$

ou

$$\frac{1}{K_j} - \frac{2}{K_f} = \frac{1}{\frac{E_b A_b}{(l_b + 2l_s)}} + \frac{1}{\frac{E_s A_s}{2l_s}} \quad (5.13)$$

De cette façon, on obtient la longueur l_s du manchon donnée par l'équation suivante :

$$l_s = \frac{\frac{1}{K_j} - \frac{2}{K_f} - \frac{l_b}{E_b A_b}}{\frac{2}{E_b A_b} + \frac{2}{E_s A_s}} \quad (5.14)$$

$E_b = E_s = 2,05 \times 10^5$ MPa, $K_j = 0,44 \times 10^7$ N/mm et $K_f = 55 \times 10^7$ N/mm.

Les caractéristiques géométriques des boulons sont calculées comme suit :

$$l_b = 0.0625d + 2t_f + t_g$$

$$A_b = n_b \frac{\pi}{4} \left(d - \frac{1,3}{n_t} \right)^2$$

Sachant que, $d = 25,4$ mm, $n_t = 8$, $n_b = 76$, $t_f = 142,875$ mm, $t_g = 1,6$ mm

Alors, $l_b = 301,64$ mm et $A_b = 2,7 \times 10^4$ mm²

La longueur d'un manchon est calculée ci-après :

$$A_s = n_b \frac{\pi}{4} (D_{es}^2 - D_{is}^2)$$

Si $D_{es} = 33,40$ mm et $D_{is} = 26,64$ mm alors, $A_s = 2,42 \times 10^4$ mm² et que la contrainte de compression sur le manchon est acceptable par rapport à l'admissible.

En utilisant l'équation (5.14) on obtient la longueur du manchon $l_s = 292$ mm

À partir de cette étude, on remarque que pour atteindre la même relaxation que celle donnée avec deux rondelles "Belleville", on doit utiliser des manchons de longueur 292 mm au lieu de 7 mm pour le cas des rondelles. Il s'avère que l'utilisation des manchons à la place des rondelles pour le cas d'assemblage de l'échangeur de chaleur de 52 pouces nécessite une longueur très grande dont la mise en œuvre n'est pas pratique pour ce cas.

5.5 Conclusion

Dans ce chapitre, on a montré l'influence de la rigidité axiale de l'assemblage sur la relaxation de la charge dans les boulons. Il a été démontré que la rigidité de l'assemblage dépend de celle des brides, des boulons et des rondelles ou des manchons. Cependant, plus l'assemblage est flexible moins la relaxation est prononcée. Un des moyens pratique de réduire la relaxation est l'utilisation des rondelles ressorts "Belleville". Cela a permis de réduire considérablement la relaxation due au fluage du joint d'étanchéité et de la bride pour les cas d'assemblages de brides de 52 pouces et de brides NPS 4 class 600 étudiés aux chapitres 3 et 4. L'autre moyen de réduire la relaxation est l'utilisation des boulons allongés munis de manchons, l'exemple étudié a prouvé que pour réduire la relaxation de 75 % dans le cas d'assemblage de brides de 52 pouces, il a fallu mettre en place des manchons très longs dont l'utilisation n'est pas pratique. En effet, on a montré par des exemples concrets la méthode pour choisir le nombre de rondelles "Belleville" ou les dimensions des manchons à installer avec les boulons pour diminuer la relaxation de manière précise. D'autres cas d'assemblages de brides normalisés de types ANSI et EN peuvent être utilisés avec ces deux moyens de réduction de la relaxation.

CHAPITRE 6

DISCUSSION GÉNÉRALE

6.1 Introduction

Tel qu'énoncé dans certains articles (Bailey, 1937; Waters, 1938; Marin, 1938 et Kraus et al., 1984), la perte d'étanchéité des assemblages à brides boulonnées est non seulement due au fluage du joint d'étanchéité mais aussi au fluage des matériaux métalliques. Cependant, le joint doit assurer une certaine intégrité mécanique dans l'assemblage afin de maintenir un degré d'étanchéité acceptable. La méthode des éléments finis est souvent utilisée pour étudier les réponses des éléments structuraux de l'assemblage dues à une petite variation de l'épaisseur du joint d'étanchéité provoquée par l'effet du fluage-relaxation. Cette relaxation est plus importante sous l'effet des hautes températures. Les articles scientifiques (Bazergui, A 1984b; Bouzid et al., 1995 et Bouzid et al., 1997) prouvent également que la relaxation du joint d'étanchéité peut être importante même à la température ambiante et pour des niveaux de charges modérés. Dans la littérature, on ne trouve pas assez de travaux de recherche qui traitent de l'effet du fluage des structures métalliques de la bride. En outre, le fluage des éléments structuraux métalliques de l'assemblage à brides boulonnées a été remis en cause dans les applications à haute température où la relaxation de la charge des boulons a été constatée. C'est pour cela qu'il a été nécessaire d'entreprendre une recherche sur le fluage des métaux utilisés dans les assemblages à brides boulonnées. L'utilisation d'une procédure analytique est d'une utilité indéniable pour le service de l'ingénierie. Elle permet d'une part de réduire considérablement le temps de modélisation et de calcul, et d'autre part de vérifier la conception des structures stratégiques, telles que les réacteurs nucléaires et les centrales thermiques. Plusieurs études sur les réservoirs sous pression soumis à de hautes températures ont été conduites par des chercheurs durant les années passées. L'étude de l'effet de l'expansion thermique sur les assemblages à brides

boulonnées munis de joint d'étanchéité a été bien documentée. Une étude complète en régime permanent a fait l'objet d'un mémoire de maîtrise avec deux publications (Bouزيد et al, 2005a et 2005b). Brown (2001) a étudié l'effet de la température en régime transitoire. Les méthodes de calcul de ces études ont suscité un grand intérêt auprès des chercheurs européens et nord américains. Durant les années passées, il n'y a pas eu suffisamment de recherche sur l'effet du fluage des assemblages à brides boulonnées. Par conséquent, on trouve peu de travaux qui ont été entrepris sur le fluage des brides. Ce travail de recherche fait l'objet du développement d'un modèle analytique qui prend en considération l'effet du fluage des différents éléments structuraux des assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité. Le modèle analytique est validé sur plusieurs cas de brides avec différentes dimensions. Les résultats obtenus à partir de ce modèle sont comparés à ceux obtenus par des modèles d'éléments finis 3D.

6.2 Principales contributions

Dans le premier article (cf. Chap. 2), nous avons proposé un modèle analytique de la relaxation des assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité. Ce modèle considère le fluage des boulons, de l'anneau de la bride et du joint d'étanchéité pris séparément ou ensemble. Le modèle analytique proposé prend en compte la flexibilité des différents éléments structuraux. Les déflexions obtenues à partir du fluage de ces éléments, à savoir, l'anneau de la bride, les boulons et le joint d'étanchéité sont couplées aux équations de compatibilité des déplacements axiaux et radiaux pour déterminer la relaxation de la charge des boulons et du joint d'étanchéité en fonction du temps d'opération. Par ailleurs, le modèle développé pour le fluage du joint d'étanchéité et le boulon est basé sur la contrainte uniaxiale. Le fluage dû à la flexion des boulons et celui de la variation des contraintes sur le joint d'étanchéité dans la direction radiale et circonférentielle n'ont pas été considérées. L'anneau de la bride est traité en considérant seulement la contrainte tangentielle. Pour représenter le fluage primaire et secondaire dans les conditions de température constante, l'utilisation de la loi des matériaux basée

sur le modèle de Norton-Bailey est assez répandue pour les aciers. Celle-ci a été adoptée pour les matériaux de l'anneau de la bride et des boulons. Cependant, pour les joints d'étanchéité, une loi logarithmique qui considère le fluage primaire est utilisée. Le modèle développé est utilisé pour valider la force de serrage initial des boulons lors des applications à hautes températures où le fluage peut avoir un effet majeur sur la relaxation des boulons. La validation du modèle analytique est soigneusement vérifiée par comparaison avec les modèles numériques d'éléments finis 3D pour différentes dimensions de brides à savoir SO NPS 3 cl. 150, WN NPS 4 cl. 600, et des brides d'échangeurs de chaleur de 24 po. et 52 po.. La méthode analytique présentée prévoit avec une précision raisonnable la relaxation de la charge des boulons et du joint d'étanchéité. Les résultats obtenus ont montré que dans certains cas de brides, on atteint une relaxation de la charge des boulons d'environ 70 % de la charge initiale après un temps d'opération de 10 000 heures.

Le modèle analytique présenté dans le premier article ne tient pas compte des contraintes radiales qui agissent sur l'anneau de la bride, et ne considère pas le fluage des éléments structuraux, tels que le cylindre et la collerette. C'est dans cette optique que le deuxième article (cf. Chap. 3) est écrit. Celui-ci présente une étude sur l'effet du fluage des différents éléments structuraux de l'assemblage à brides boulonnées à savoir le cylindre, la collerette et l'anneau de la bride. L'analyse du fluage de ces éléments structuraux attachés est basée sur la loi tridimensionnelle de déformation d'écrouissage (strain hardening). Il est à noter que le fluage du joint d'étanchéité et des boulons n'a pas été considéré puisque ces derniers ont fait l'objet du premier article. Le modèle analytique présenté permet l'évaluation de la relaxation de la charge des boulons en fonction du temps. Le modèle proposé est validé par comparaison avec les modèles d'éléments finis 3D pour différentes dimensions de brides. L'étude est conduite sur les assemblages à brides d'échangeurs de chaleur de 36 po., 52 po. et 120 pouces ainsi qu'un assemblage à brides de petites dimensions de type SO NPS 3 cl.150. Il a été constaté que le fluage du cylindre et de la collerette provoque une relaxation de la charge des boulons et

subséquentement celle du joint d'étanchéité pouvant atteindre 60 % après 10 000 heures de fonctionnement. Par ailleurs, il est important de souligner que les résultats obtenus par le modèle analytique du fluage de l'anneau de la bride de la SO NPS 3 cl.150 sont loin d'être réaliste. Pour cela, il a été jugé nécessaire de trouver une approche plus représentative du comportement réel des brides de petit diamètre pour lesquelles l'utilisation d'un modèle basé sur la théorie des anneaux n'est pas adéquate. En effet, pour les brides de petites dimensions, l'utilisation de la théorie des plaques est plus appropriée pour évaluer la relaxation de la charge de la boulonnerie due au fluage de la bride. En plus, les brides utilisées avec des couvercles plats ne sont pas traitées dans la littérature. Pour cela, un troisième article (cf. Chap. 4) a été rédigé dans le but principal est de développer un modèle analytique se basant sur la théorie des plaques pour évaluer la relaxation de la charge dans les assemblages à brides boulonnées et spécifiquement, pour les brides de petit diamètre et les brides avec des couvercles plats. Dans cet article, une procédure analytique détaillée est élaborée afin de tenir compte de la flexibilité des différents éléments de l'assemblage. Ce modèle est validé par comparaison avec un modèle d'éléments finis 3D pour deux brides de petits diamètres à savoir, la SO NPS 3 cl.150 et la WN NPS 4 cl. 150 ainsi que trois assemblages de brides avec des couvercles plats de différentes dimensions à savoir, NPS 16 cl. 300, 24 et 36 pouces. Il est noté que les résultats obtenus par le fluage des brides SO NPS 3 cl.150 et WN NPS 4 cl. 150 en utilisant la théorie des plaques sont nettement meilleurs par rapport à ceux obtenus avec la théorie des anneaux. Cependant, la relaxation de la charge des boulons est estimée à environ 65 % de la charge initiale après 10 000 heures d'opération pour les cas d'assemblages de brides avec couvercles plats de 24 et 36 pouces. Il est noté que les résultats analytiques obtenus pour les cas d'assemblages avec couvercles plats sont en bon accord avec ceux des modèles numériques d'éléments finis 3D. Cependant, l'augmentation de la relaxation maximale de la charge des boulons due au fluage de la bride pleine par rapport au fluage de l'ensemble des éléments de l'assemblage est de seulement 6 % pour les cas d'assemblages étudiés. Ce résultat est d'une importance capitale pour la conception des structures stratégiques. Sachant que le fluage est un effet

non linéaire, la relaxation de la charge des boulons provoquée par le fluage de la bride pleine en présence d'autres structures telles que les boulons, les joints et les brides peut être négligeable.

Afin de réduire la relaxation de la charge des boulons due à l'effet du fluage du joint d'étanchéité et des éléments structuraux de l'assemblage à brides boulonnées, le modèle analytique basé sur la flexibilité des différents éléments de l'assemblage est élaboré par l'introduction d'une rigidité axiale supplémentaire superposée en série; dans le but principal est de réduire la rigidité de l'assemblage. Le modèle analytique proposé permet de calculer avec précision le nombre de rondelles "Belleville" ou les dimensions des manchons nécessaires pour réduire avec une proportion désirée la relaxation de la charge des boulons. Ainsi, l'introduction de cinq rondelles métalliques de haute résistance a réduit la relaxation de la charge des boulons de 90 % due au fluage du joint d'étanchéité pour les cas d'assemblages de brides NPS 4 cl. 600 et d'échangeur de chaleur de 52 pouces.

CONCLUSION

Une conception optimale des systèmes pressurisés permet de réaliser des économies financières importantes, de satisfaire les normes de sécurité et de protection de l'environnement et d'augmenter la fiabilité des installations industrielles concernées. Cependant, elle se heurte à d'importantes difficultés dont la maîtrise de l'étanchéité, laquelle n'est atteinte que si tous les types de chargements et le comportement des matériaux sont pris en compte.

Toute conception de systèmes étanches sert à déterminer les conditions de montage et de démontage. Afin d'assurer un bon fonctionnement d'un système considéré, il est impératif de définir la contrainte à appliquer et à maintenir sur le joint d'étanchéité. La fuite qui se produit dans un tel système devrait rester inférieure à une certaine limite fixée par la sécurité de fonctionnement et dans certains cas par les normes de protection de l'environnement. Le comportement des différents éléments de l'assemblage lors des chargements et notamment sous l'application de la température doit être pris en considération durant la conception.

Le code de conception des brides de l'ASME ne considère pas l'effet du fluage et ne prend pas en compte l'interaction élastique des différents éléments de l'assemblage. Les concepteurs des brides boulonnées se fient à leurs expériences pour estimer cet effet.

Les différents travaux de recherches menés dans le cadre de la présente thèse ont permis de développer un modèle analytique qui sert au calcul de la charge dans les boulons et la contrainte de compression sur le joint d'étanchéité des assemblages à brides boulonnées en fonction du temps. Cette recherche est principalement axée sur l'effet du fluage des différents éléments de l'assemblage sur la relaxation de la charge dans les boulons.

Le modèle analytique développé permet d'évaluer l'effet du fluage des matériaux des différents éléments à savoir le cylindre, la collerette, l'anneau de la bride, les boulons, le joint d'étanchéité et le couvercle plat sur la redistribution de la charge dans les boulons et sur le joint d'étanchéité. Les assemblages à brides boulonnées étudiés sont de types normalisés et autres, de petits et grands diamètres constitués de deux brides symétriques ou de brides avec couvercles plats.

Le modèle analytique développé est utilisé pour prédire la relaxation des charges dans le temps. Les différentes étapes de l'étude ont été :

1. évaluation des déflexions des différents éléments de l'assemblage engendrées par le fluage du matériau;
2. introduction des déflexions dans le modèle d'interaction élastique basé sur la flexibilité des différents éléments de l'assemblage;
3. développement des équations de compatibilité des déplacements axiaux et radiaux ainsi que ceux des rotations;
4. détermination de l'évolution de la variation de la force dans les boulons et celle du joint d'étanchéité en fonction du temps d'opération.

Le travail de recherche présenté dans cette thèse s'est réalisé en quatre étapes. La première étape consistait à modéliser le fluage du joint d'étanchéité, des boulons, et de l'anneau de la bride. Il est à noter que dans cette étape, le fluage du cylindre et de la collerette a été ignoré. Dans la deuxième étape, le fluage du cylindre et de la collerette a été pris en compte; ce qui a permis d'évaluer la relaxation additionnelle de la charge des boulons. Les résultats trouvés ont montré que dans certains cas d'assemblages, la relaxation de la charge des boulons est augmentée d'environ de 10 %. La troisième étape a été axée sur l'utilisation de la théorie des plaques pour étudier le fluage des brides pleines pour les assemblages de brides avec couvercles plats et le fluage de la partie

annulaire des brides dans le cas d'assemblages de brides symétriques de petites dimensions se rapprochant à des plaques.

Les résultats obtenus dans ces trois premières étapes montrent que dans la plupart des cas traités, une importante relaxation de la charge des boulons est observée. Dans certains cas, cette relaxation due au fluage peut atteindre jusqu'à 65 %. Afin de réduire la relaxation de la charge dans les boulons, une quatrième étape a été dédiée à une extension du modèle développé par l'introduction d'une rigidité supplémentaire en utilisant les rondelles "Belleville" ou des boulons plus longs avec des manchons. Ce modèle permet un calcul plus rigoureux du nombre de rondelles "Belleville" ou des dimensions des manchons à utiliser avec les boulons pour réduire avec une proportion désirée la rigidité de l'assemblage et par conséquent la relaxation de la charge dans les boulons. Cette étude fera l'objet d'une publication d'un quatrième article.

Le modèle proposé est validé sur différents assemblages à savoir :

- Les assemblages de trois brides symétriques de types SO NPS 3 cl. 150, WN NPS 4 cl. 150, WN NPS 4 cl. 600 et quatre brides d'échangeur de chaleur de 24 pouces, de 36 pouces, de 52 pouces et 120 pouces.
- Les assemblages avec une bride et un couvercle plat de type NPS 16 cl. 300, et deux brides d'échangeur de chaleur de 24 pouces et 36 pouces.

Les joints utilisés dans cette étude sont de types CAF, CMS et SW.

Le modèle analytique proposé a été confronté à un modèle numérique d'éléments finis 3D afin de valider la théorie proposée. Les résultats du modèle analytique comparés à ceux du modèle d'éléments finis 3D sont en bon accord. L'erreur relative maximale est de l'ordre de 10 %. Cet écart est dû en partie aux hypothèses initiales adoptées au niveau du modèle analytique. Ce modèle analytique confirme l'importance de l'effet du fluage des matériaux métalliques utilisés dans les assemblages à brides boulonnées soumis à de hautes températures ($> 400^{\circ}\text{C}$) sur la relaxation de la charge.

RECOMMANDATIONS

L'étude des assemblages à brides boulonnées met en jeu un nombre important de paramètres qui sont généralement difficiles à cerner. Certains de ces paramètres sont la pression, le comportement du joint, les efforts extérieurs, la température, etc.

Nous recommandons comme suite à ce travail d'approfondir les éléments suivants :

1. Les modèles analytiques et éléments finis développés, quoique probants, doivent être validés par des essais expérimentaux.
2. La caractérisation à long terme du fluage des joints d'étanchéité.
3. L'étude du fluage des assemblages à brides boulonnées fabriqués à partir des matériaux composites.
4. Simplifier les calculs de l'effet du fluage en introduisant des facteurs de réduction de la charge.
5. Proposer un modèle de conception de brides flexibles pour contrer la relaxation.
6. La caractérisation thermique des joints; la détermination du coefficient d'expansion et de conduction thermique.
7. L'introduction du comportement non-linéaire du joint à la haute température de fonctionnement doit être prise en compte au niveau du modèle d'interaction élastique.
8. Les effets du régime transitoire thermique doivent faire l'objet d'une étude, notamment dans le cas d'un assemblage avec deux brides de grands diamètres, et le cas de brides avec couvercles plats.
9. Inclure dans le modèle analytique proposé la rigidité en flexion des boulons.
10. Développer un modèle analytique simplifié dans lequel le fluage des composantes autres que le joint est négligeable (cas de température modérée).

ANNEXE 1

Analyse du fluage du cylindre et de la collerette par la méthode des différences finies

Étude du cylindre

L'équation différentielle qui régit le taux de déplacement radial dû au fluage du cylindre est donnée par l'équation (A.1.1), les conditions aux limites sont données par les équations (A.1.2). Celles-ci sont obtenues au chapitre 4.

$$\begin{aligned} \frac{d^4 \dot{u}_c}{dz^4} + 4\beta^4 \dot{u}_c = & \frac{12(1-\nu^2)}{Rt_c^3} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c dx - \frac{12}{t_c^3} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \dot{\epsilon}_z^c}{dz^2} x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \dot{\epsilon}_\theta^c}{dz^2} x dx \right] \\ & + \frac{12}{t_c^4} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \dot{\epsilon}_z^c}{dz^2} x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d^2 \dot{\epsilon}_\theta^c}{dz^2} x dx \right] dx \end{aligned} \quad (A.1.1)$$

Conditions aux limites:

$$\begin{aligned} \left. \frac{d^2 \dot{u}_c}{dz^2} \right|_{z=0} = & -\frac{\dot{M}_1}{D_c} - \frac{12}{t_c^3} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_z^c x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c x dx \right] \Bigg|_{z=0} \\ & + \frac{12}{t_c^4} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_z^c x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \dot{\epsilon}_\theta^c x dx \right] dx \Bigg|_{z=0} \\ \left. \frac{d^3 \dot{u}_c}{dz^3} \right|_{z=0} = & -\frac{\dot{P}_1}{D_c} - \frac{12}{t_c^3} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d \dot{\epsilon}_z^c}{dz} x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d \dot{\epsilon}_\theta^c}{dz} x dx \right] \Bigg|_{z=0} \\ & + \frac{12}{t_c^4} \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \left[\int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d \dot{\epsilon}_z^c}{dz} x dx + \nu \int_{-\frac{t_c}{2}}^{\frac{t_c}{2}} \frac{d \dot{\epsilon}_\theta^c}{dz} x dx \right] dx \Bigg|_{z=0} \end{aligned} \quad (A.1.2)$$

Où les taux de déformation $\dot{\epsilon}_\theta$ et $\dot{\epsilon}_z$ sont donnés par l'équation (3.5), et les termes de gauche de l'équation (A.1.2) multipliés par la rigidité D_c représentent respectivement les taux de variation du moment de flexion et de l'effort tranchant avec le temps. Sachant

que la solution analytique de l'équation différentielle (A.1.1) est pratiquement impossible, une solution numérique à ce problème est donc incontournable. Pour cela, un modèle basé sur la méthode des différences finis est développé. Pour ce faire, les taux de déformations et leurs dérivées première et seconde par rapport à la position axiale du cylindre sont évalués aux points discrets du maillage de la paroi radiale tel que montré à la figure 56.

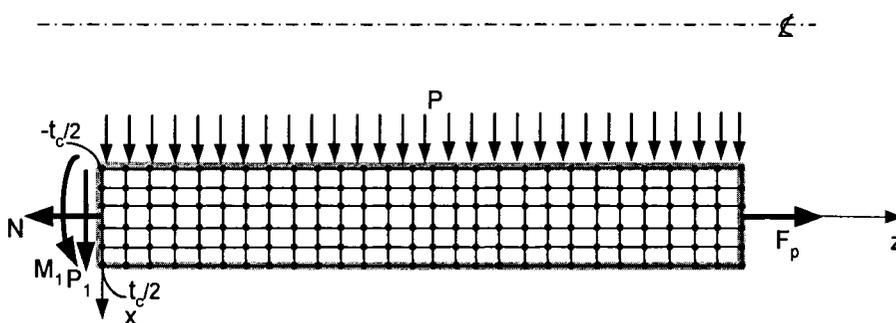


Figure 56 Maillage du cylindre

Par la suite, les intégrales suivant l'épaisseur du cylindre sont calculées numériquement par la méthode des trapèzes afin d'obtenir un vecteur second membre qui est fonction uniquement de la position axiale z et du temps t . De ce fait, l'équation différentielle qui régit le taux de déplacement radial du cylindre soumis au fluage est donnée sous une autre forme par la relation suivante :

$$\frac{d^4 \dot{u}_c}{dz^4} + 4\beta^4 \dot{u}_c = \dot{F}_c(z) \quad (\text{A.1.4})$$

Sous les conditions aux limites des taux de variation du moment fléchissant et de l'effort tranchant suivantes :

$$\left. \frac{d^2 \dot{u}_c}{dz^2} \right|_{z=0} = \dot{G}_c(z=0)$$

$$\left. \frac{d^3 \dot{u}_c}{dz^3} \right|_{z=0} = \dot{H}_c(z=0)$$
(A.1.5)

Où \dot{F}_c , \dot{G}_c et \dot{H}_c sont les fonctions second membre données par les équations (A.1.1 et A.1.2) calculées numériquement tel que décrit précédemment. Le modèle discret de l'équation différentielle (A.1.4) avec les conditions aux limites données par l'équation (A.1.5) qui permet de déterminer une solution des déflexions dues au fluage du matériau du cylindre est présenté à la figure 57.

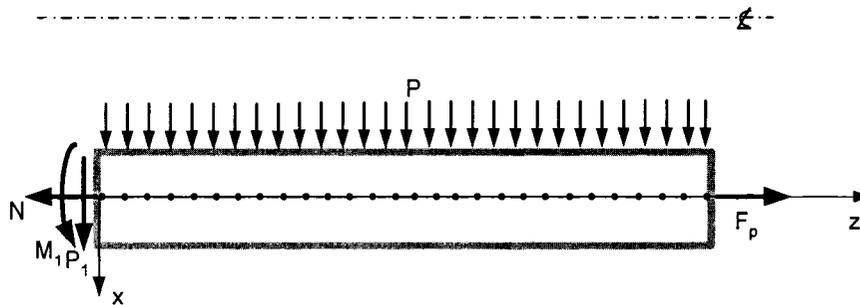


Figure 57 Modèle de différences finies du cylindre

La méthode des différences finies appliquée pour le fluage du cylindre est illustrée ci-après. L'équation différentielle qui régit le problème est du 4^{ème} ordre et elle est discrétisée en utilisant les opérateurs discrets de chaque ordre. Les opérateurs discrets sont donnés par Rudolph.S. (2004) et sont présentés par l'équation (A.1.6) ci-après. Si u est le déplacement radial alors :

$$\begin{aligned}
\frac{d\dot{u}_c}{dz} &= \frac{\dot{u}_{c(i+1)} - \dot{u}_{c(i)}}{\Delta z} \\
\frac{d^2\dot{u}_c}{dz^2} &= \frac{\dot{u}_{c(i+1)} - 2\dot{u}_{c(i)} + \dot{u}_{c(i-1)}}{\Delta z^2} \\
\frac{d^3\dot{u}_c}{dz^3} &= \frac{\dot{u}_{c(i-2)} - 3\dot{u}_{c(i-1)} + 3\dot{u}_{c(i)} - \dot{u}_{c(i+1)}}{\Delta z^3} \\
\frac{d^4\dot{u}_c}{dz^4} &= \frac{\dot{u}_{c(i-2)} - 4\dot{u}_{c(i-1)} + 6\dot{u}_{c(i)} - 4\dot{u}_{c(i+1)} + \dot{u}_{c(i+2)}}{\Delta z^4}
\end{aligned} \tag{A.1.6}$$

Au point i du cylindre, l'équation différentielle (A.1.4) est présentée sous forme discrète donnée par la relation suivante :

$$\frac{\dot{u}_{c(i-2)} - 4\dot{u}_{c(i-1)} + 6\dot{u}_{c(i)} - 4\dot{u}_{c(i+1)} + \dot{u}_{c(i+2)}}{\Delta z^4} + 4\beta^4 \dot{u}_{c(i)} = \dot{F}_c(z_i) \tag{A.1.7}$$

Les conditions aux limites (A.1.5) sont présentées comme suit :

$$\begin{aligned}
\left. \frac{\dot{u}_{c(i+1)} - 2\dot{u}_{c(i)} + \dot{u}_{c(i-1)}}{\Delta z^2} \right|_{z=0, (n-1)\Delta z} &= \dot{G}_c(z=0, (n-1)\Delta z) \\
\left. \frac{\dot{u}_{c(i-2)} - 3\dot{u}_{c(i-1)} + 3\dot{u}_{c(i)} - \dot{u}_{c(i+1)}}{\Delta z^3} \right|_{z=0, (n-1)\Delta z} &= \dot{H}_c(z=0, (n-1)\Delta z)
\end{aligned} \tag{A.1.8}$$

Où n représente le nombre de points discrets dans la direction axiale. Après développement et remplacement des conditions aux limites dans l'équation (A.1.7), nous obtenons un système d'équations qui s'écrit sous forme matricielle au temps $t=t+\Delta t$ défini comme suit :

$$A \begin{Bmatrix} \dot{u}_{c(1)}^c \\ \dot{u}_{c(2)}^c \\ \dot{u}_{c(3)}^c \\ \dot{u}_{c(4)}^c \\ \cdot \\ \dot{u}_{c(i-1)}^c \\ \dot{u}_{c(i)}^c \\ \dot{u}_{c(i+1)}^c \\ \cdot \\ \dot{u}_{c(n-1)}^c \\ \dot{u}_{c(n)}^c \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{F}(z=0) - \frac{\dot{G}(z=0)}{\Delta z^2} - \frac{\dot{H}(z=0)}{\Delta z^3} \\ \dot{F}(z=\Delta z) + \frac{\dot{G}(z=0)}{\Delta z^2} \\ \dot{F}(z=2\Delta z) \\ \dot{F}(z=3\Delta z) \\ \cdot \\ \dot{F}(z=(i-2)\Delta z) \\ \dot{F}(z=(i-1)\Delta z) \\ \dot{F}(z=i\Delta z) \\ \cdot \\ \dot{F}(z=(n-2)\Delta z) \\ \dot{F}(z=(n-1)\Delta z) \end{bmatrix} \Delta z^4 \quad (\text{A.1.9})$$

Où A est une matrice carré donnée comme suit :

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & a_{1,3} & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 \\ a_{2,1} & a_{2,2} & a_{2,3} & a_{2,4} & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot \\ 0 & \cdot \\ 0 & 0 & \cdot \\ \cdot & 0 & \cdot & a_{i,i-2} & a_{i,i-1} & a_{i,i} & a_{i,i+1} & a_{i,i+2} & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 & a_{n-1,n-3} & a_{n-1,n-2} & a_{n-1,n-1} & a_{n-1,n} \\ 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 & a_{n,n-2} & a_{n,n-1} & a_{n,n} \end{bmatrix} \quad (\text{A.1.10})$$

Les coefficients de la matrice A sont donnés comme suit :

Première ligne avec les conditions aux limites,

$$a_{1,1} = 1 + 4\beta^4 \Delta z^4 \quad a_{1,2} = 0 \quad a_{1,3} = 1$$

Deuxième ligne avec les conditions aux limites,

$$a_{2,1} = -2 \quad a_{2,2} = 5 + 4\beta^4 \Delta z^4 \quad a_{2,3} = -4 \quad a_{2,4} = 1$$

Avant dernière ligne avec les conditions aux limites,

$$a_{n-1,n-3} = 1 \quad a_{n-1,n-2} = -4 \quad a_{n-1,n-1} = 5 + 4\beta^4 \Delta z^4 \quad a_{n-1,n} = -2$$

Dernière ligne avec les conditions aux limites,

$$a_{n,n-2} = 1 \quad a_{n,n-1} = -2 \quad a_{n,n} = 1 + 4\beta^4 \Delta z^4$$

(A.1.11)

pour $2 < i < n-1$, les termes diagonaux sont donnés comme suit:

$$a_{i,i} = 6 + 4\beta^4 \Delta z^4$$

et les termes extra diagonaux sont donnés par :

$$a_{i,i-2} = 1 \quad a_{i,i-1} = -4 \quad a_{i,i+1} = -4 \quad a_{i,i+2} = 1$$

Où $\Delta z = \frac{l_c}{n-1}$ avec l_c étant la longueur du cylindre

Le déplacement radial est donné par :

$$u_{c(i+1)} = u_{c(i)} + \dot{u}_{c(i)}^c \Delta t \quad (\text{A.1.12})$$

Le taux de rotation du au fluage est évalué numériquement avec l'équation discrète suivante :

$$\dot{\theta}_{c(i)}^c = \frac{\dot{u}_{c(i+1)}^c - \dot{u}_{c(i)}^c}{\Delta z} \quad (\text{A.1.13})$$

Et la rotation du cylindre est calculée par l'équation ci-après :

$$\theta_{c(i+1)} = \theta_{c(i)} + \dot{\theta}_{c(i)}^c \Delta t \quad (\text{A.1.14})$$

De cette manière nous pouvons obtenir le déplacement radial et la rotation correspondante du cylindre à la jonction avec la collerette à chaque instant donné.

Étude de la collerette

Dans cette section, nous présentons le modèle numérique basé sur la méthode des différences finis pour traiter le fluage de la collerette. L'équation différentielle qui régit le taux de déplacement radial dû au fluage de la collerette est donnée par l'équation (A.1.15), les conditions aux limites sont données par les équations (A.1.16). Celles-ci sont obtenus tel que démontré au chapitre 4.

$$\frac{d^2}{dz^2} \left(z^3 \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} \right) + \rho^4 z \dot{u}_h = \frac{12(1-\nu^2)}{a_h \alpha^3} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\varepsilon}_\theta^c dx - \frac{12}{\alpha^3} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d^2 \dot{\varepsilon}_z^c}{dz^2} x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d^2 \dot{\varepsilon}_\theta^c}{dz^2} x dx \right] + \frac{12}{\alpha^4} \frac{d^2}{dz^2} \left[\frac{1}{z} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\varepsilon}_z^c x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\varepsilon}_\theta^c x dx \right] dx \right] \quad (\text{A.1.15})$$

Les conditions aux limites sont:

$$\begin{aligned} \left. \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} \right|_{z=z_1, z_2} &= -\frac{\dot{M}_{1,2}}{D_h} - \frac{12}{\alpha^3 z^3} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\varepsilon}_z^c x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\varepsilon}_\theta^c x dx \right] \Bigg|_{z=z_1, z_2} \\ &+ \frac{12}{\alpha^4 z^4} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\varepsilon}_z^c x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \dot{\varepsilon}_\theta^c x dx \right] dx \Bigg|_{z=z_1, z_2} \\ \left. \frac{d}{dz} \left(z^3 \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} \right) \right|_{z=z_1, z_2} &= -\frac{\dot{P}_{1,2}}{D_h} - \frac{12}{\alpha^3 z^3} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d \dot{\varepsilon}_z^c}{dz} x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d \dot{\varepsilon}_\theta^c}{dz} x dx \right] \Bigg|_{z=z_1, z_2} \\ &+ \frac{12}{\alpha^4 z^4} \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \left[\int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d \dot{\varepsilon}_z^c}{dz} x dx + \nu \int_{\frac{\alpha z}{2}}^{\frac{\alpha z}{2}} \frac{d \dot{\varepsilon}_\theta^c}{dz} x dx \right] dx \Bigg|_{z=z_1, z_2} \end{aligned} \quad (\text{A.1.16})$$

Où les taux de déformation $\dot{\varepsilon}_\theta$ et $\dot{\varepsilon}_z$ sont donnés par l'équation (3.5), et les termes de gauche de l'équation (A.1.16) multipliés par la rigidité D_h représentent respectivement les taux de variation du moment de flexion et de l'effort tranchant avec le temps. Sachant que la solution analytique de l'équation différentielle (A.1.15) est pratiquement impossible, une solution numérique basée sur la méthode des différences finis est développé. Pour ce faire, les taux de déformations et leurs dérivées première et

deuxième par rapport à la position axiale de la collerette sont évaluées aux points discrets du maillage de la paroi radiale de la collerette tel que montré à la figure 58.

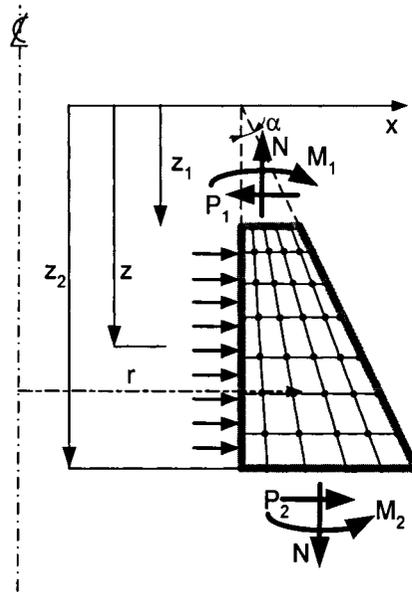


Figure 58 Maillage de la collerette

Le modèle des différences finies appliqué pour le fluage de la collerette est illustré à la figure 59 ci-dessous.

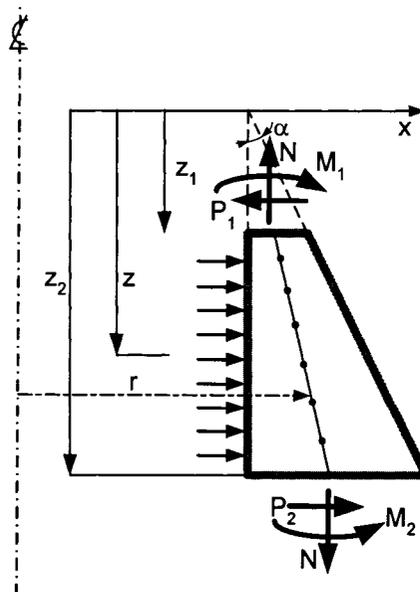


Figure 59 Modèle de différences finies de la collerette

Sous une autre forme l'équation différentielle (A.1.15) s'écrit :

$$\frac{d^2}{dz^2} \left(z^3 \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} \right) + \rho^4 z \dot{u}_h = \dot{F}_h(z) \quad (\text{A.1.17})$$

Avec les conditions aux limites :

$$\begin{aligned} \left. \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} \right|_{z=z_1, z_2} &= \dot{G}_h(z = z_1, z_2) \\ \left. \frac{d}{dz} \left(z^3 \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} \right) \right|_{z=z_1, z_2} &= \dot{H}_h(z = z_1, z_2) \end{aligned} \quad (\text{A.1.18})$$

Où \dot{F}_h , \dot{G}_h et \dot{H}_h sont les fonctions second membre des équations (A.1.15 et A.1.16). Après développement les équations (A.1.17 et A.1.18) peuvent s'écrire sous la forme :

$$z^3 \frac{d^4 \dot{u}_h}{dz^4} + 6z^2 \frac{d^3 \dot{u}_h}{dz^3} + 6z \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} + \rho^4 z \dot{u}_h = \dot{F}_h(z) \quad (\text{A.1.19})$$

Et,

$$\begin{aligned} \left. \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} \right|_{z=z_1, z_2} &= \dot{G}_h(z = z_1, z_2) \\ z^3 \left. \frac{d^3 \dot{u}_h}{dz^3} \right|_{z=z_1, z_2} + 3z^2 \left. \frac{d^2 \dot{u}_h}{dz^2} \right|_{z=z_1, z_2} &= \dot{H}_h(z = z_1, z_2) \end{aligned} \quad (\text{A.1.20})$$

L'équation différentielle qui régie le problème est du 4^{eme} ordre et elle est discrétisée en utilisant les opérateurs discrets pour chaque ordre donnés par l'équation (A.1.6). Si u_h est le déplacement radial, alors, après développement et substitutions des équations aux conditions initiales, un système d'équation linéaire qui dépend de la position axiale et du temps est obtenu tel que présenté par l'équation (A.1.23) :

$$[A] \begin{Bmatrix} \dot{u}_{h(1)}^c \\ \dot{u}_{h(2)}^c \\ \dot{u}_{h(3)}^c \\ \dot{u}_{h(4)}^c \\ \vdots \\ \dot{u}_{h(i-1)}^c \\ \dot{u}_{h(i)}^c \\ \dot{u}_{h(i+1)}^c \\ \vdots \\ \dot{u}_{h(n-1)}^c \\ \dot{u}_{h(n)}^c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{F}(z = z_1) - \dot{G}(z = z_1) - \dot{H}(z = z_1) \\ \dot{F}(z = z_1 + \Delta z) + \dot{G}(z = z_1) \\ \dot{F}(z = z_1 + 2\Delta z) \\ \dot{F}(z = z_1 + 3\Delta z) \\ \vdots \\ \dot{F}(z = z_1 + (i-2)\Delta z) \\ \dot{F}(z = z_1 + (i-1)\Delta z) \\ \dot{F}(z = z_1 + (i)\Delta z) \\ \vdots \\ \dot{F}(z = z_1 + (n-2)\Delta z) \\ \dot{F}(z = z_1 + (n-1)\Delta z) \end{Bmatrix} \quad (\text{A.1.23})$$

Où A est une matrice carré donnée comme suit :

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 \\ a_{2,1} & a_{2,2} & a_{2,3} & a_{2,4} & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & & & & & & & & \cdot & \cdot \\ 0 & \cdot & & & & & & & & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & & & & & & & & \cdot & \cdot \\ \cdot & 0 & & a_{i,i-2} & a_{i,i-1} & a_{i,i} & a_{i,i+1} & a_{i,i+2} & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & & & \cdot & & & & & & \cdot & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & \cdot & \cdot \\ \cdot & & & & & & & & & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 & a_{n-1,n-3} & a_{n-1,n-2} & a_{n-1,n-1} & a_{n-1,n} \\ 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 & a_{n,n-2} & a_{n,n-1} & a_{n,n} \end{bmatrix} \quad (\text{A.1.21})$$

Les coefficients de la matrice A sont donnés comme suit :

Première ligne avec les conditions aux limites,

$$a_{1,1} = \frac{z_1^3}{\Delta z^4} + \rho^4 z_1 \quad a_{1,2} = -2 \frac{z_1^3}{\Delta z^4} \quad a_{1,3} = \frac{z_1^3}{\Delta z^4}$$

Deuxième ligne avec les conditions aux limites,

$$a_{2,1} = 6 \frac{z_1}{\Delta z^2} + 6 \frac{z_1^2}{\Delta z^3} - 2 \frac{z_1^3}{\Delta z^4} \quad a_{2,2} = -12 \frac{z_1}{\Delta z^2} - 12 \frac{z_1^2}{\Delta z^3} + 5 \frac{z_1^3}{\Delta z^4} + \rho^4 z_1$$

$$a_{2,3} = 6 \frac{z_1}{\Delta z^2} + 6 \frac{z_1^2}{\Delta z^3} - 4 \frac{z_1^3}{\Delta z^4} \quad a_{2,4} = \frac{z_1^3}{\Delta z^4}$$

Avant dernière ligne avec les conditions aux limites,

$$a_{n-1,n-3} = -6 \frac{z_2^2}{\Delta z^3} + 3 \frac{z_2^3}{\Delta z^4} \quad a_{n-1,n-2} = 6 \frac{z_2}{\Delta z^2} + 12 \frac{z_2^2}{\Delta z^3} - 4 \frac{z_2^3}{\Delta z^4}$$

$$a_{n-1,n-1} = -12 \frac{z_2}{\Delta z^2} - 18 \frac{z_2^2}{\Delta z^3} + 5 \frac{z_2^3}{\Delta z^4} + \rho^4 z_2 \quad a_{n-1,n} = 6 \frac{z_2}{\Delta z^2} + 6 \frac{z_2^2}{\Delta z^3} - 2 \frac{z_2^3}{\Delta z^4}$$

Dernière ligne avec les conditions aux limites,

$$a_{n,n-2} = -6 \frac{z_2^2}{\Delta z^3} + \frac{z_2^3}{\Delta z^4} \quad a_{n,n-1} = 12 \frac{z_2^2}{\Delta z^3} - 2 \frac{z_2^3}{\Delta z^4}$$

$$a_{n,n} = -6 \frac{z_2^2}{\Delta z^3} + \frac{z_2^3}{\Delta z^4} + \rho^4 z_2$$

(A.1.22)

pour $2 < i < n-1$, les termes diagonaux sont donnés comme suit:

$$a_{i,i} = -12 \frac{z}{\Delta z^2} - 18 \frac{z^2}{\Delta z^3} + 6 \frac{z^3}{\Delta z^4} + \rho^4 z$$

et les termes extra diagonaux sont donnés par :

$$a_{i,i-2} = -6 \frac{z^2}{\Delta z^3} + \frac{z^3}{\Delta z^4} \quad a_{i,i-1} = 6 \frac{z}{\Delta z^2} + 18 \frac{z^2}{\Delta z^3} - 4 \frac{z^3}{\Delta z^4}$$

$$a_{i,i+1} = 6 \frac{z}{\Delta z^2} + 6 \frac{z^2}{\Delta z^3} - 4 \frac{z^3}{\Delta z^4} \quad a_{i,i+2} = \frac{z^3}{\Delta z^4}$$

Où $\Delta z = \frac{z_2 - z_1}{n-1}$

Le déplacement radial de la collerette est donné par :

$$u_{h(i+1)} = u_{h(i)} + \dot{u}_{h(i)}^c \Delta t \quad (\text{A.1.24})$$

Le taux de rotation du au fluage est évalué numériquement par l'équation suivante :

$$\dot{\theta}_{h(i)}^c = \frac{\dot{u}_{h(i+1)}^c - \dot{u}_{h(i)}^c}{\Delta z} \quad (\text{A.1.25})$$

Et la rotation de la collerette est calculée comme suit :

$$\theta_{h(i+1)} = \theta_{h(i)} + \dot{\theta}_{h(i)}^c \Delta t \quad (\text{A.1.26})$$

Ainsi nous pouvons avoir le déplacement radial et la rotation correspondante à la jonction du cylindre avec la collerette et la collerette avec l'anneau de la bride à chaque instant donné. Il est à noter que les déplacements radiaux u_c et u_h ainsi que les rotations θ_c et θ_h dues au fluage du cylindre et de la collerette sont introduits respectivement dans les équations (3.43, 3.45, 3.44 et 3.46).

ANNEXE 2

Programme ANSYS

Fluage d'assemblage de brides symétriques de 52 pouces

```
finish  
/clear  
/prep7
```

```
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!  
! Échangeur de chaleur de 52 pouces  
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
```

```
*afun,deg !pour fonction trigo en degre
```

```
mm=1  
mpa=1  
teta=360/76/2  
pi=3.1415926535897932384626433832795
```

```
!*****  
!* Définir le type d'élément *
```

```
et,1,solid185
```

```
!*****  
!* Définir les propriétés du matériau *
```

```
!--- Matériau de la bride  
uimp,1,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6
```

```
!--- Constantes du fluage de la bride
```

```
a=0.22*(1.045e-26)**(1/0.22)  
tb,creep,1,,1
```

TBDATA,1,a,24.318,-3.545,0,

!---Matériau du boulon
uimp,2,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,14e-6

!--- Constantes du fluage des boulons

tb,creep,2,,,1
TBDATA,1,2E-38,6.9,0,0

!---Materiaux du vide
uimp,3,ex,nuxy,alpx,50,0.3,12.5e-12

!*****
!* Définir les caractéristiques du joint d'étanchéité
!*****

mp,alpx,4,11e-6

delta0 = 0.00e-3
stiff0 = 0.0e7
scap = 1.0e-5
tb,gasket,4,,,para
tbdata, 1,delta0,stiff0,scap

!*****
!* Définir la courbe de compression du joint d'étanchéité *
!*****

tb,gask,4,1,8,comp

! CMS LAMONS

! Chagement

tbpt,,0.0000/2, 0*mpa
tbpt,,0.0054/2, 1047*mpa
tbpt,,0.0095/2, 2500*mpa
tbpt,,0.0119/2, 4550*mpa
tbpt,,0.0137/2, 8061*mpa
tbpt,,0.0156/2, 13360*mpa
tbpt,,0.0180/2, 24732*mpa
tbpt,,0.0199/2, 40000*mpa

```
!*****
!*Définir la courbe de déchargement non linéaire du joint
!*****
```

```
tb,gask,4,1,7,Nunl
! Déchargement #0
tbpt,,0.0054/2, 1047*mpa
tbpt,,0.0050/2, 900*mpa
tbpt,,0.0045/2, 700*mpa
tbpt,,0.0040/2, 500*mpa
tbpt,,0.0033/2, 290*mpa
tbpt,,0.0026/2, 180*mpa
tbpt,,0.0019/2, 0*mpa
```

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

```
! Déchargement #1
tb,gask,4,1,7,Nunl
tbpt,,0.0095/2, 2500*mpa
tbpt,,0.0094/2, 1500*mpa
tbpt,,0.0093/2, 1000*mpa
tbpt,,0.0088/2, 500*mpa
tbpt,,0.0082/2, 300*mpa
tbpt,,0.0075/2, 200*mpa
tbpt,,0.0055/2, 0*mpa
```

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

```
! Déchargement #2
tb,gask,4,1,7,Nunl
tbpt,,0.01190/2, 4550*mpa
tbpt,,0.01144/2, 3000*mpa
tbpt,,0.01108/2, 2000*mpa
tbpt,,0.01039/2, 1000*mpa
tbpt,,0.00953/2, 500*mpa
tbpt,,0.0084634/2, 200*mpa
tbpt,,0.0070/2, 0*mpa
```

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

```
! Déchargement #3
tb,gask,4,1,7,Nunl
tbpt,,0.0137/2, 8061*mpa
tbpt,,0.0134/2, 5000*mpa
tbpt,,0.0128/2, 3000*mpa
tbpt,,0.0125/2, 2000*mpa
tbpt,,0.0121/2, 1000*mpa
```

tbpt,,0.0114/2, 500*mpa
 tbpt,,0.0090/2, 0*mpa

!*****

! Déchargement #4

tb,gask,4,1,7,Nunl
 tbpt,,0.01560/2, 13360*mpa
 tbpt,,0.01526/2, 10000*mpa
 tbpt,,0.01481/2, 6000*mpa
 tbpt,,0.01410/2, 3200*mpa
 tbpt,,0.01340/2, 1502*mpa
 tbpt,,0.01270/2, 950*mpa
 tbpt,,0.01150/2, 0*mpa

!*****

! Déchargement #5

tb,gask,4,1,7,Nunl
 tbpt,,0.0180/2, 24732*mpa
 tbpt,,0.0171/2, 15000*mpa
 tbpt,,0.0164/2, 8000*mpa
 tbpt,,0.0157/2, 4000*mpa
 tbpt,,0.0152/2, 2000*mpa
 tbpt,,0.0147/2, 1074*mpa
 tbpt,,0.0131/2, 0*mpa

!*****

! Déchargement #6

tb,gask,4,1,7,Nunl
 tbpt,,0.01990/2, 40000*mpa
 tbpt,,0.01866/2, 20600*mpa
 tbpt,,0.01788/2, 10000*mpa
 tbpt,,0.01724/2, 5360*mpa
 tbpt,,0.01687/2, 3000*mpa
 tbpt,,0.01650/2, 1300*mpa
 tbpt,,0.01462/2, 0*mpa

tblist,gask,all
 tbplot,gask,4

uimp,5,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6

!---Matériau de la collerette

uimp,6,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6

a=0.22*(1.045e-26)**(1/0.22)

tb,creep,6,,1

TBDATA,1,a,24.318,-3.545,0,

!---Matériau du cylindre

uimp,7,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6

a=0.22*(1.045e-26)**(1/0.22)

tb,creep,7,,1

TBDATA,1,a,24.318,-3.545,0,

!*****

!* Définir les données géométrique de la bride

!*****

jeu=0

eps=0.00001

ric= 51/2

ts=0.625

roc=ric+ts

g1=0.823

rocol=ric+g1

rop=58.375/2

h=1.25

tf=5.625

rig=52.125/2

rog=53.125/2

G=rog-rig

! Dimensions des boulons (UNC)

D=1 ! diamètre nominale du boulon (pouce)

n=8 ! nombre de fillet/po

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

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

rmb=56.25/2 ! C = bolt circle (po)

rb=sqrt(Ar/pi) ! d/2 = rayon du boulon (po) root area

```

rob=rmb+rb
rpb=1.5*D/2    ! f/2 rayon de la portée du boulon (po)
roecrou=rmb+rpb
rtb=rb+0.125/2  ! rayon du trou de boulon dans la bride (po)
rotrou=rmb+rtb
rf=2*rmb-rop

hecrou=0.875*D
tj=0.063
tp=tj/2-0.008487

! Charges
pbolt=40000    ! Preserrage initiale du boulon
preserrage=pbolt!*Ar/As ! Preserrage initiale corrigé du boulon

pression=100
presseq=pression*(rog-G/2)**2/(roc**2-ric**2)

z8=0
z1=0
z2=tj/2
z3=z2+tf
z4=z3+hecrou
z5=z3+z8
z6=z3+h
z7=z6+10*sqrt(ts*(ric+roc)/2)

csys,1

k,1,rf,0,z2
k,2,rf,teta,z2
k,3,rop,0,z2
k,4,rop,teta,z2
L,1,2
L,3,4

LOCAL, 11, 1, rmb, 0, 0

k,5,roecrou-rmb,0,z2
k,6,roecrou-rmb,45,z2
k,7,roecrou-rmb,135,z2
k,8,roecrou-rmb,180,z2

k,13,roecrou-rmb,0,z3

```

k,14,roecrou-rmb,45,z3
 k,15,roecrou-rmb,135,z3
 k,16,roecrou-rmb,180,z3

L,5,6
 L,6,7
 L,7,8

csys,0
 kmax=8
 KGEN, 2, ALL, , , 0, 0, z3-z2, kmax
 LGEN, 2, ALL, , , 0, 0, z3-z2, kmax

type,1
 mat,1

V, 1, 8, 7, 2, 1+kmax, 8+kmax, 7+kmax, 2+kmax
 V, 7, 6,4,2, 7+kmax, 6+kmax, 4+kmax, 2+kmax
 V, 6,5, 3,4, 6+kmax, 5+kmax, 3+kmax, 4+kmax

csys,1

k,17,rig,0,z2
 k,18,rocol,0,z2
 k,19,rocol,teta,z2
 k,20,rig,teta,z2

k,21,rig,0,z5
 k,22,rocol,0,z5
 k,23,rocol,teta,z5
 k,24,rig,teta,z5

k,25,(ric+ts/3),0,z6
 k,26,roc,0,z6
 k,27,roc,teta,z6
 k,28,(ric+ts/3),teta,z6

k,29,(ric+ts/3),0,z7
 k,30,roc,0,z7
 k,31,roc,teta,z7
 k,32,(ric+ts/3),teta,z7

k,64,rog,0,z2
 k,65,rog,teta,z2
 k,80,rog,0,z5
 k,81,rog,teta,z5

!--création de la bride

type,1
 mat,1

v,17,18,19,20,21,22,23,24

vsel,none
 v,21,22,23,24,25,26,27,28
 vatt,6,0,1
 vsel,none
 v,25,26,27,28,29,30,31,32
 vatt,7,0,1

type,1
 mat,1

v,18,64,65,19,22,80,81,23
 v,64,1,2,65,80,9,10,81

! création du boulon

LOCAL, 11, 1, rmb, 0, 0

k,43,0,0,z1
 k,44,(rob-rmb),0,z1
 k,45,(rob-rmb),45,z1
 k,46,(rob-rmb),135,z1
 k,47,(rob-rmb),180,z1

k,51,0,45,z2
 k,52,(rob-rmb),0,z2
 k,53,(rob-rmb),45,z2
 k,54,(rob-rmb),135,z2
 k,55,(rob-rmb),180,z2

k,59,0,0,z3+jeu
 k,60,(rob-rmb),0,z3+jeu
 k,61,(rob-rmb),45,z3+jeu

k,62,(rob-rmb),135,z3+jeu
 k,63,(rob-rmb),180,z3+jeu
 k,67,(rotrou-rmb),0,z3+jeu
 k,68,(rotrou-rmb),45,z3+jeu
 k,69,(rotrou-rmb),135,z3+jeu
 k,70,(rotrou-rmb),180,z3+jeu

k,71,(roecrou-rmb),0,z3+jeu
 k,72,(roecrou-rmb),45,z3+jeu
 k,73,(roecrou-rmb),135,z3+jeu
 k,74,(roecrou-rmb),180,z3+jeu

k,75,0,0,z4
 k,76,(rob-rmb),0,z4
 k,77,(rob-rmb),45,z4
 k,78,(rob-rmb),135,z4
 k,79,(rob-rmb),180,z4

k,83,(rotrou-rmb),0,z4
 k,84,(rotrou-rmb),45,z4
 k,85,(rotrou-rmb),135,z4
 k,86,(rotrou-rmb),180,z4

k,87,(roecrou-rmb),0,z4
 k,88,(roecrou-rmb),45,z4
 k,89,(roecrou-rmb),135,z4
 k,90,(roecrou-rmb),180,z4

vsel,none
 v,43,44,45,51,52,53
 v,43,45,46,51,53,54
 v,43,46,47,51,54,55
 vatt,2,0,1

vsel,none
 v,51,52,53,59,60,61
 v,51,53,54,59,61,62
 v,51,54,55,59,62,63
 vatt,2,0,1

vsel,none
 v,59,60,61,75,76,77
 v,59,61,62,75,77,78
 v,59,62,63,75,78,79

vatt,2,0,1

vsel,none

v,60,67,68,61,76,83,84,77

v,61,68,69,62,77,84,85,78

v,62,69,70,63,78,85,86,79

vatt,2,0,1

vsel,none

v,67,71,72,68,83,87,88,84

v,68,72,73,69,84,88,89,85

v,69,73,74,70,85,89,90,86

vatt,2,0,1

!--création du vide boulon-bride

!--et reste dans trou de la bride

k,99,rotrou-rmb,0,z2

k,100,rotrou-rmb,45,z2

k,101,rotrou-rmb,135,z2

k,102,rotrou-rmb,180,z2

k,103,rotrou-rmb,0,z3

k,104,rotrou-rmb,45,z3

k,105,rotrou-rmb,135,z3

k,106,rotrou-rmb,180,z3

!--création du jeu entre boulon et vide

k,115,(rob-rmb)+jeu,0,z2

k,116,(rob-rmb)+jeu,45,z2

k,117,(rob-rmb)+jeu,135,z2

k,118,(rob-rmb)+jeu,180,z2

k,119,(rob-rmb)+jeu,0,z3

k,120,(rob-rmb)+jeu,45,z3

k,121,(rob-rmb)+jeu,135,z3

k,122,(rob-rmb)+jeu,180,z3

!--création du reste

vsel,none

v,99,5,6,100,103,13,14,104

v,100,6,7,101,104,14,15,105

v,101,7,8,102,105,15,16,106
vatt,1,0,1

!--création du vide

vsel,none

v,115,99,100,116,119,103,104,120
v,116,100,101,117,120,104,105,121
v,117,101,102,118,121,105,106,122

vatt,3,0,1

!--création de la partie du cylindre

csys,1

k,107,ric,0,z2
k,108,ric,teta,z2
k,109,ric,0,z5
k,110,ric,teta,z5
k,111,ric,0,z6
k,112,ric,teta,z6
k,113,ric,0,z7
k,114,ric,teta,z7

vsel,none
v,107,17,20,108,109,21,24,110
vatt,1,0,1

vsel,none
v,109,21,24,110,111,25,28,112
vatt,6,0,1
vsel,none
v,111,25,28,112,113,29,32,114
vatt,7,0,1

alls
vplot

csys,1

lsel,s,line,,29,31,2
lesize,all,,,6

lsel,s,line,,57,59,2
lesize,all,,,5

lsel,s,line,,30,32,2
lesize,all,,,6

lsel,s,line,,2,7,5
lesize,all,,,6

lsel,s,line,,20,24,4
lesize,all,,,6

lsel,s,line,,65,67,2
lesize,all,,,5

lsel,s,line,,49,51,2
lesize,all,,,40

lsel,s,line,,135
lesize,all,,,6

lsel,s,line,,140
lesize,all,,,6

lsel,s,line,,145
lesize,all,,,6

lsel,s,line,,11,14,3
lesize,all,,,6

lsel,s,line,,25,27,2
lesize,all,,,6

lsel,s,line,,184,187,3
lesize,all,,,4

lsel,s,line,,102
lesize,all,,,3

lsel,s,line,,23,28,5
lesize,all,,,12

lsel,s,line,,90

lesize,all,,12

lsel,s,line,,147
lesize,all,,2

lsel,s,line,,161
lesize,all,,2

esize,0.5
vmesh,all

alls

et,2,195 ! Élément d'interface (Joint d'étanchéité)

csys,1

k,91,rig,0,z1
k,92,rocol,0,z1
k,93,rocol,teta,z1
k,94,rig,teta,z1

k,124,rog,0,z1
k,125,rog,teta,z1

! créer le joint

vsel,none
v,91,92,93,94,17,18,19,20
v,92,124,125,93,18,64,65,19
vatt,4,0,2

!--création de la plaque de pose

k,95,rig,0,-tp
k,96,rocol,0,-tp
k,97,rocol,teta,-tp
k,98,rig,teta,-tp

k,126,rog,0,-tp
k,127,rog,teta,-tp

vsel,none
v,95,96,97,98,91,92,93,94

```
v,96,126,127,97,92,124,125,93
vatt,5,0,1
```

```
alls
vplot
```

```
imesh,area,17,140,0,0,0,-z1,TOL
imesh,area,33,145,0,0,0,-z1,TOL
vmesh,35,36
```

```
alls
```

```
csys,11
nsel,s,loc,x,rotrou-rmb-eps,roecrou-rmb+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,180+eps
nsel,r,loc,z,z3-eps,z3+jeu+eps
cpintf,ux
cpintf,uy
cpintf,uz
nsel,all
finish
```

```
/Solu
```

```
!---Appliquer la pression de 40000 psi sur le boulon
```

```
csys,11
```

```
nsel,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,180+eps
nsel,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
d,all,uz, -0.25568E-01 !root area
!asel,s,,42
!asel,a,,47
!asel,a,,51
```

```
!sfa,all,,pres,-preserage
```

```
!csys,11
```

```
!asel,s,,42
!asel,a,,47
!asel,a,,51
!nsla,s
```

!CP,1,UZ,ALL

ALLS

! Conditions d'attachement

csys,1

nset,s,loc,x,rig-eps,rog+eps
 nset,r,loc,y,0-eps,teta+eps
 nset,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
 d,all,uz,0

alls

!--Appliquer la symétrie

csys,1

nset,s,loc,x,ric-eps,rop+eps
 nset,r,loc,y,0-eps,0+eps
 nset,r,loc,z,z1-eps,z7+eps
 dsym,symm,y,1

csys,1

nset,s,loc,x,ric-eps,rop+eps
 nset,r,loc,y,teta-eps,teta+eps
 nset,r,loc,z,z1-eps,z7+eps
 dsym,symm,y,1

ALLS

rate,off

deltim,1e-46,1e-47,1e-46

time,1e-46

OUTRES,ALL,ALL

alls

solve

! Appliquer la pression

csys,1

asel,s,,130

asel,a,,134

```

asel,a,,,138
sfa,all,,pres,pression

csys,1

asel,s,,,32
asel,a,,,139
sfa,all,,pres,-presseq

ALLS

rate,off
deltim,1e-45,1e-46,1e-45
time,1e-45
OUTRES,ALL,ALL
alls
SOLVE      ! serrage + pression

rate,ON
deltim,1e-5,1e-5,100
time,10000
kbc,1
OUTRES,ALL,ALL
alls
SOLVE ! fluage

finish

/Post1
esel,s,mat,,4
SET, , ,1, ,0, ,
PLNSOL,GKS,X,0,1
alls

SET, , ,1, ,1e-46, ,
csys,11
nset,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps
nset,r,loc,y,0-eps,180+eps
nset,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
fsum,,,
*GET,AZ,FSUM,,ITEM,FZ

```

```
SET, , , 1, , 1e-45, ,  
csys, 11  
nsel, s, loc, x, 0-eps, (rob-rmb)+eps  
nsel, r, loc, y, 0-eps, 180+eps  
nsel, r, loc, z, z1-eps, z1+eps  
fsum, , ,  
*GET, AZ, FSUM, , ITEM, FZ
```

```
SET, , , 1, , 50, ,  
csys, 11  
nsel, s, loc, x, 0-eps, (rob-rmb)+eps  
nsel, r, loc, y, 0-eps, 180+eps  
nsel, r, loc, z, z1-eps, z1+eps  
fsum, , ,  
*GET, AZ, FSUM, , ITEM, FZ
```

```
SET, , , 1, , 100, ,  
csys, 11  
nsel, s, loc, x, 0-eps, (rob-rmb)+eps  
nsel, r, loc, y, 0-eps, 180+eps  
nsel, r, loc, z, z1-eps, z1+eps  
fsum, , ,  
*GET, AZ, FSUM, , ITEM, FZ
```

```
SET, , , 1, , 200, ,  
csys, 11  
nsel, s, loc, x, 0-eps, (rob-rmb)+eps  
nsel, r, loc, y, 0-eps, 180+eps  
nsel, r, loc, z, z1-eps, z1+eps  
fsum, , ,  
*GET, AZ, FSUM, , ITEM, FZ
```

```
SET, , , 1, , 300, ,  
csys, 11  
nsel, s, loc, x, 0-eps, (rob-rmb)+eps  
nsel, r, loc, y, 0-eps, 180+eps  
nsel, r, loc, z, z1-eps, z1+eps  
fsum, , ,  
*GET, AZ, FSUM, , ITEM, FZ
```

```
SET, , , 1, , 400, ,  
csys, 11  
nsel, s, loc, x, 0-eps, (rob-rmb)+eps  
nsel, r, loc, y, 0-eps, 180+eps
```

```

nselect,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
fsum,,,
*GET,AZ,FSUM,,ITEM,FZ

y=10000
p=y/20
*do,t,p,y,p
SET, , ,1, ,t, ,
csys,11
nselect,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps
nselect,r,loc,y,0-eps,180+eps
nselect,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
fsum,,,
*GET,AZ,FSUM,,ITEM,FZ
*enddo

```

Fluage d'assemblage de brides symétriques de 52 pouces avec les rondelles "Belleville".

```

finish
/clear
/prep7

```

```

!*****
!* Échangeur de chaleur de 52" avec les rondelles "Belleville" *
!*****

```

*afun,deg !pour fonction trigo en degre

```

mm=1
mpa=1
teta=360/76/2
pi=3.1415926535897932384626433832795

```

```

!*****
!* Définir le type d'élément
!*****
et,1,solid185

```

```

!*****
!* Définir les matériaux
!*****

!---matériau de la bride
uimp,1,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6

a=0.22*(1.045e-26)**(1/0.22)
tb,creep,1,,1
TBDDATA,1,a,24.318,-3.545,0,

!---matériau des boulons
uimp,2,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,14e-6

tb,creep,2,,1
TBDDATA,1,2E-38,6.9,0,0

!---matériau du vide
uimp,3,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-12

!*****
!* Définir les caractéristiques du joint d'étanchéité
!*****

mp,alpx,4,11e-6

delta0 = 0.00e-3
stiff0 = 0.0e7
scap = 1.0e-5
tb,gasket,4,,para
tbdata, 1,delta0,stiff0,scap

!*****
!*Définir la courbe de déchargement non linéaire du joint
!*****

tb,gask,4,1,8,comp
! CMS LAMONS
! Chargement
tbpt,,0.0000/2, 0*mpa
tbpt,,0.0054/2, 1047*mpa
tbpt,,0.0095/2, 2500*mpa
tbpt,,0.0119/2, 4550*mpa
tbpt,,0.0137/2, 8061*mpa

```

tbpt,,0.0156/2, 13360*mpa
 tbpt,,0.0180/2, 24732*mpa
 tbpt,,0.0199/2, 40000*mpa

!*****
 !*Définir la courbe de déchargement non linéaire du joint
 !*****

tb,gask,4,1,7,Nunl
 ! Déchargement #0
 tbpt,,0.0054/2, 1047*mpa
 tbpt,,0.0050/2, 900*mpa
 tbpt,,0.0045/2, 700*mpa
 tbpt,,0.0040/2, 500*mpa
 tbpt,,0.0033/2, 290*mpa
 tbpt,,0.0026/2, 180*mpa
 tbpt,,0.0019/2, 0*mpa

!*****

! Déchargement #1
 tb,gask,4,1,7,Nunl
 tbpt,,0.0095/2, 2500*mpa
 tbpt,,0.0094/2, 1500*mpa
 tbpt,,0.0093/2, 1000*mpa
 tbpt,,0.0088/2, 500*mpa
 tbpt,,0.0082/2, 300*mpa
 tbpt,,0.0075/2, 200*mpa
 tbpt,,0.0055/2, 0*mpa

!*****

! Déchargement #2
 tb,gask,4,1,7,Nunl
 tbpt,,0.01190/2, 4550*mpa
 tbpt,,0.01144/2, 3000*mpa
 tbpt,,0.01108/2, 2000*mpa
 tbpt,,0.01039/2, 1000*mpa
 tbpt,,0.00953/2, 500*mpa
 tbpt,,0.0084634/2, 200*mpa
 tbpt,,0.0070/2, 0*mpa

!*****

! Déchargement #3
 tb,gask,4,1,7,Nunl
 tbpt,,0.0137/2, 8061*mpa
 tbpt,,0.0134/2, 5000*mpa

tbpt,,0.0128/2, 3000*mpa
 tbpt,,0.0125/2, 2000*mpa
 tbpt,,0.0121/2, 1000*mpa
 tbpt,,0.0114/2, 500*mpa
 tbpt,,0.0090/2, 0*mpa

!*****

! Déchargement #4

tb,gask,4,1,7,Nunl
 tbpt,,0.01560/2, 13360*mpa
 tbpt,,0.01526/2, 10000*mpa
 tbpt,,0.01481/2, 6000*mpa
 tbpt,,0.01410/2, 3200*mpa
 tbpt,,0.01340/2, 1502*mpa
 tbpt,,0.01270/2, 950*mpa
 tbpt,,0.01150/2, 0*mpa

!*****

! Déchargement #5

tb,gask,4,1,7,Nunl
 tbpt,,0.0180/2, 24732*mpa
 tbpt,,0.0171/2, 15000*mpa
 tbpt,,0.0164/2, 8000*mpa
 tbpt,,0.0157/2, 4000*mpa
 tbpt,,0.0152/2, 2000*mpa
 tbpt,,0.0147/2, 1074*mpa
 tbpt,,0.0131/2, 0*mpa

!*****

! Déchargement #6

tb,gask,4,1,7,Nunl
 tbpt,,0.01990/2, 40000*mpa
 tbpt,,0.01866/2, 20600*mpa
 tbpt,,0.01788/2, 10000*mpa
 tbpt,,0.01724/2, 5360*mpa
 tbpt,,0.01687/2, 3000*mpa
 tbpt,,0.01650/2, 1300*mpa
 tbpt,,0.01462/2, 0*mpa

tblist,gask,all
 tbplot,gask,4

uimp,5,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6

!---matériau de la collerette

uimp,6,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6

a=0.22*(1.045e-26)**(1/0.22)

tb,creep,6,,1

TBDATA,1,a,24.318,-3.545,0,

!---matériau du cylindre

uimp,7,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,12.5e-6

a=0.22*(1.045e-26)**(1/0.22)

tb,creep,7,,1

TBDATA,1,a,24.318,-3.545,0,

!---matériaux des rondelles "Belleville"

uimp,8,ex,nuxy,alpx,30e6,0.3,14e-6

!*****

!* Définir les dimensions de la bride

!*****

jeu=0

eps=0.00001

ric=51/2

ts=0.625

roc=ric+ts

g1=0.823

rocol=ric+g1

rop=58.375/2

h=1.25

tf=5.625

rig=52.125/2

rog=53.125/2

G=rog-rig

```

! Dimensions du boulon (UNC)
D=1          ! diameter nominal du boulon (pouce)
n=8          ! nombre de fillet /po
As=(pi/4)*(D-0.9743/n)**2 ! tensile stress area
Ar=(pi/4)*(D-1.3/n)**2   ! root area

rmb=56.25/2 ! C = bolt circle (po)
!rb=sqrt(As/pi) ! d/2 = rayon du boulon (po) Tensile area
rb=sqrt(Ar/pi) ! d/2 = rayon du boulon (po) Tensile area
rob=rmb+rb
rpb=1.5*D/2    ! f/2 rayon de la portée du boulon (po)
roecrou=rmb+rpb
rtb=rb+0.125/2 ! rayon du trou de boulon dans la bride (po)
rotrou=rmb+rtb
rf=2*rmb-rop
hecrou=0.875*D
tj=0.063
tp=tj/2-0.008487

row=49/25.4/2 ! rayon extérieur de la rondelle "Belleville"
riw=23/25.4/2

m=1
tw1=0.1*5.5/25.4
tw=m*5.5/25.4
ho1=(7.05-5.5)/25.4
ho=(7.05-5.5)/25.4+(m-1)*5.5/25.4
lo=7.05/25.4+(m-1)*5.5/25.4

! Charges
pbolt=40000 ! Preserrage initial du boulon
preserrage=pbolt!*Ar/As ! Preserrage initial corrigé du boulon

pression=100
presseq=pression*(rog-G/2)**2/(roc**2-ric**2)

z8=0
z1=0
z2=tj/2
z3=z2+tf
z4=z3+hecrou
z5=z3+z8
z6=z3+h
z7=z6+10*sqrt(ts*(ric+roc)/2)

```

csys,1

k,1,rf,0,z2
 k,2,rf,teta,z2
 k,3,rop,0,z2
 k,4,rop,teta,z2
 L,1,2
 L,3,4

LOCAL, 11, 1, rmb, 0, 0

k,5,row,0,z2
 k,6,row,45,z2
 k,7,row,135,z2
 k,8,row,180,z2

k,13,row,0,z3
 k,14,row,45,z3
 k,15,row,135,z3
 k,16,row,180,z3

L,5,6
 L,6,7
 L,7,8

csys,0
 kmax=8
 KGEN, 2, ALL, , , 0, 0, z3-z2, kmax
 LGEN, 2, ALL, , , 0, 0, z3-z2, kmax

type,1
 mat,1

V, 1, 8, 7, 2, 1+kmax, 8+kmax, 7+kmax, 2+kmax
 V, 7, 6,4,2, 7+kmax, 6+kmax, 4+kmax, 2+kmax
 V, 6,5, 3,4, 6+kmax, 5+kmax, 3+kmax, 4+kmax

!*****

csys,1
 k,17,rig,0,z2
 k,18,rocol,0,z2
 k,19,rocol,teta,z2
 k,20,rig,teta,z2

k,21,rig,0,z5
 k,22,rocol,0,z5
 k,23,rocol,teta,z5
 k,24,rig,teta,z5

k,25,(ric+ts/3),0,z6
 k,26,roc,0,z6
 k,27,roc,teta,z6
 k,28,(ric+ts/3),teta,z6

k,29,(ric+ts/3),0,z7
 k,30,roc,0,z7
 k,31,roc,teta,z7
 k,32,(ric+ts/3),teta,z7

k,64,rog,0,z2
 k,65,rog,teta,z2

k,80,rog,0,z5
 k,81,rog,teta,z5

!--création de la bride

type,1
 mat,1

v,17,18,19,20,21,22,23,24

vsel,none
 v,21,22,23,24,25,26,27,28
 vatt,6,0,1

vsel,none
 v,25,26,27,28,29,30,31,32
 vatt,7,0,1

type,1
 mat,1

v,18,64,65,19,22,80,81,23
 v,64,1,2,65,80,9,10,81

```
!*****
! création du boulon
!*****
```

LOCAL, 11, 1, rmb, 0, 0

k,43,0,0,z1

k,44,(rob-rmb),0,z1

k,45,(rob-rmb),45,z1

k,46,(rob-rmb),135,z1

k,47,(rob-rmb),180,z1

k,51,0,45,z2

k,52,(rob-rmb),0,z2

k,53,(rob-rmb),45,z2

k,54,(rob-rmb),135,z2

k,55,(rob-rmb),180,z2

k,59,0,0,z3+jeu

k,60,(rob-rmb),0,z3+jeu

k,61,(rob-rmb),45,z3+jeu

k,62,(rob-rmb),135,z3+jeu

k,63,(rob-rmb),180,z3+jeu

k,67,(rotrou-rmb),0,z3+jeu

k,68,(rotrou-rmb),45,z3+jeu

k,69,(rotrou-rmb),135,z3+jeu

k,70,(rotrou-rmb),180,z3+jeu

k,71,(roecrou-rmb),0,z3+jeu

k,72,(roecrou-rmb),45,z3+jeu

k,73,(roecrou-rmb),135,z3+jeu

k,74,(roecrou-rmb),180,z3+jeu

k,75,0,0,z3+3*(lo)

k,76,(rb),0,z3+3*(lo)

k,77,(rb),45,z3+3*(lo)

k,78,(rb),135,z3+3*(lo)

k,79,(rb),180,z3+3*(lo)

k,83,(rotrou-rmb),0,z4

k,84,(rotrou-rmb),45,z4

k,85,(rotrou-rmb),135,z4

k,86,(rotrou-rmb),180,z4

k,87,(roecrou-rmb),0,z4
 k,88,(roecrou-rmb),45,z4
 k,89,(roecrou-rmb),135,z4
 k,90,(roecrou-rmb),180,z4

vsel,none
 v,43,44,45,51,52,53
 v,43,45,46,51,53,54
 v,43,46,47,51,54,55
 vatt,2,0,1

vsel,none
 v,51,52,53,59,60,61
 v,51,53,54,59,61,62
 v,51,54,55,59,62,63
 vatt,2,0,1

vsel,none
 v,59,60,61,75,76,77
 v,59,61,62,75,77,78
 v,59,62,63,75,78,79
 vatt,2,0,1

!--création du vide boulon-bride
 !--et reste dans trou de la bride

k,99,rotrou-rmb,0,z2
 k,100,rotrou-rmb,45,z2
 k,101,rotrou-rmb,135,z2
 k,102,rotrou-rmb,180,z2

k,103,rotrou-rmb,0,z3
 k,104,rotrou-rmb,45,z3
 k,105,rotrou-rmb,135,z3
 k,106,rotrou-rmb,180,z3

!--création du jeu entre boulon et vide

k,115,(rob-rmb)+jeu,0,z2
 k,116,(rob-rmb)+jeu,45,z2
 k,117,(rob-rmb)+jeu,135,z2
 k,118,(rob-rmb)+jeu,180,z2

k,119,(rob-rmb)+jeu,0,z3
 k,120,(rob-rmb)+jeu,45,z3
 k,121,(rob-rmb)+jeu,135,z3
 k,122,(rob-rmb)+jeu,180,z3

k,187,row-tw1,0,z2
 k,188,row-tw1,45,z2
 k,189,row-tw1,135,z2
 k,190,row-tw1,180,z2

k,191,row-tw1,0,z3
 k,192,row-tw1,45,z3
 k,193,row-tw1,135,z3
 k,194,row-tw1,180,z3

!--création du reste

vsel,none
 v,99,187,188,100,103,191,192,104
 v,100,188,189,101,104,192,193,105
 v,101,189,190,102,105,193,194,106
 v,187,5,6,188,191,13,14,192
 v,188,6,7,189,192,14,15,193
 v,189,7,8,190,193,15,16,194
 vatt,1,0,1

!--création du vide

vsel,none
 v,115,99,100,116,119,103,104,120
 v,116,100,101,117,120,104,105,121
 v,117,101,102,118,121,105,106,122
 vatt,3,0,1

!Création des rondelles "Belleville"

! 1 er washer

k,130,row-tw1,0,z3+tw
 k,131,row-tw1,45,z3+tw
 k,132,row-tw1,135,z3+tw
 k,133,row-tw1,180,z3+tw

k,134,riw+tw1,0,z3+ho1
 k,135,riw+tw1,45,z3+ho1
 k,136,riw+tw1,135,z3+ho1
 k,137,riw+tw1,180,z3+ho1

k,138,riw+tw1,0,z3+lo
 k,139,riw+tw1,45,z3+lo
 k,140,riw+tw1,135,z3+lo
 k,141,riw+tw1,180,z3+lo

vsel,none

v,191,130,131,192,134,138,139,135
 v,192,131,132,193,135,139,140,136
 v,193,132,133,194,136,140,141,137
 vatt,8,0,1

! 2 éme washer

k,142,riw+tw1,0,z3+lo+tw
 k,143,riw+tw1,45,z3+lo+tw
 k,144,riw+tw1,135,z3+lo+tw
 k,145,riw+tw1,180,z3+lo+tw

k,146,row-tw1,0,z3+2*(lo)
 k,147,row-tw1,45,z3+2*(lo)
 k,148,row-tw1,135,z3+2*(lo)
 k,149,row-tw1,180,z3+2*(lo)

k,150,row-tw1,0,z3+2*(lo)-tw
 k,151,row-tw1,45,z3+2*(lo)-tw
 k,152,row-tw1,135,z3+2*(lo)-tw
 k,153,row-tw1,180,z3+2*(lo)-tw

vsel,none

v,142,138,139,143,146,150,151,147
 v,143,139,140,144,147,151,152,148
 v,144,140,141,145,148,152,153,149
 vatt,8,0,1

! 3 éme washer

k,154,row-tw1,0,z3+2*(lo)+tw
 k,155,row-tw1,45,z3+2*(lo)+tw

k,156,row-tw1,135,z3+2*(lo)+tw
 k,157,row-tw1,180,z3+2*(lo)+tw

k,158,riw,0,z3+3*(lo)-tw
 k,159,riw,45,z3+3*(lo)-tw
 k,160,riw,135,z3+3*(lo)-tw
 k,161,riw,180,z3+3*(lo)-tw

k,162,riw,0,z3+3*(lo)
 k,163,riw,45,z3+3*(lo)
 k,164,riw,135,z3+3*(lo)
 k,165,riw,180,z3+3*(lo)

vsel,none
 v,146,154,155,147,158,162,163,159
 v,147,155,156,148,159,163,164,160
 v,148,156,157,149,160,164,165,161
 vatt,8,0,1

! washers 1-G

k,195,row,0,z3+tw
 k,196,row,45,z3+tw
 k,197,row,135,z3+tw
 k,198,row,180,z3+tw

vsel,none
 v,191,13,14,192,130,195,196,131
 v,192,14,15,193,131,196,197,132
 v,193,15,16,194,132,197,198,133
 vatt,8,0,1

! washers 1-D

k,199,riw,0,z3+ho1
 k,200,riw,45,z3+ho1
 k,201,riw,135,z3+ho1
 k,202,riw,180,z3+ho1

k,203,riw,0,z3+lo
 k,204,riw,45,z3+lo
 k,205,riw,135,z3+lo
 k,206,riw,180,z3+lo

vsel,none
 v,199,134,135,200,203,138,139,204
 v,200,135,136,201,204,139,140,205
 v,201,136,137,202,205,140,141,206
 vatt,8,0,1
 ! washers 2-G

k,207,row,0,z3+2*(lo)
 k,208,row,45,z3+2*(lo)
 k,209,row,135,z3+2*(lo)
 k,210,row,180,z3+2*(lo)

k,211,row,0,z3+2*(lo)-tw
 k,212,row,45,z3+2*(lo)-tw
 k,213,row,135,z3+2*(lo)-tw
 k,214,row,180,z3+2*(lo)-tw

vsel,none
 v,150,211,212,151,146,207,208,147
 v,151,212,213,152,147,208,209,148
 v,152,213,214,153,148,209,210,149
 vatt,8,0,1

! washers 2-D

k,215,riw,0,z3+lo+tw
 k,216,riw,45,z3+lo+tw
 k,217,riw,135,z3+lo+tw
 k,218,riw,180,z3+lo+tw

vsel,none
 v,203,138,139,204,215,142,143,216
 v,204,139,140,205,216,143,144,217
 v,205,140,141,206,217,144,145,218
 vatt,8,0,1

! washers 3-D

k,219,row,0,z3+2*(lo)+tw
 k,220,row,45,z3+2*(lo)+tw
 k,221,row,135,z3+2*(lo)+tw
 k,222,row,180,z3+2*(lo)+tw

vsel,none
v,146,207,208,147,154,219,220,155
v,146+1,207+1,208+1,147+1,154+1,219+1,220+1,155+1
v,146+2,207+2,208+2,147+2,154+2,219+2,220+2,155+2
vatt,8,0,1

! washers 3-G

k,223,rb,0,z3+3*(lo)-tw
k,224,rb,45,z3+3*(lo)-tw
k,225,rb,135,z3+3*(lo)-tw
k,226,rb,180,z3+3*(lo)-tw

k,227,riw,0,z3+3*(lo)
k,228,riw,45,z3+3*(lo)
k,229,riw,135,z3+3*(lo)
k,230,riw,180,z3+3*(lo)

k,300,rb,0,z3+3*(lo)
k,301,rb,45,z3+3*(lo)
k,302,rb,135,z3+3*(lo)
k,303,rb,180,z3+3*(lo)

vsel,none
v,223,158,159,224,300,162,163,301
v,223+1,158+1,159+1,224+1,300+1,162+1,163+1,301+1
v,223+2,158+2,159+2,224+2,300+2,162+2,163+2,301+2
vatt,8,0,1

!alls
!vplot
!/eof

! creation de l'écrou

k,178,0,0,z3+3*lo+hecrou
k,179,(rb),0,z3+3*(lo)+hecrou
k,180,(rb),45,z3+3*(lo)+hecrou
k,181,(rb),135,z3+3*(lo)+hecrou
k,182,(rb),180,z3+3*(lo)+hecrou
k,183,riw+tw1,0,z3+3*(lo)+hecrou
k,184,riw+tw1,45,z3+3*(lo)+hecrou
k,185,riw+tw1,135,z3+3*(lo)+hecrou
k,186,riw+tw1,180,z3+3*(lo)+hecrou

```

vsel,none
v,75,76,77,178,179,180
v,75,77,78,178,180,181
v,75,78,79,178,181,182

v,76,227,228,77,179,183,184,180
v,77,228,229,78,180,184,185,181
v,78,229,230,79,181,185,186,182
vatt,2,0,1

k,291,rpb,0,z3+3*(lo)
k,292,rpb,45,z3+3*(lo)
k,293,rpb,135,z3+3*(lo)
k,294,rpb,180,z3+3*(lo)

k,295,rpb,0,z3+3*(lo)+hecrou
k,296,rpb,45,z3+3*(lo)+hecrou
k,297,rpb,135,z3+3*(lo)+hecrou
k,298,rpb,180,z3+3*(lo)+hecrou

vsel,none
v,227,291,292,228,183,295,296,184
v,227+1,291+1,292+1,228+1,183+1,295+1,296+1,184+1
v,227+2,291+2,292+2,228+2,183+2,295+2,296+2,184+2
vatt,2,0,1

!alls
!vplot
!/eof

!--création de la partie du cylindre

csys,1

k,107,ric,0,z2
k,108,ric,teta,z2

k,109,ric,0,z5
k,110,ric,teta,z5

k,111,ric,0,z6
k,112,ric,teta,z6
k,113,ric,0,z7
k,114,ric,teta,z7

```

```
vsel,none  
v,107,17,20,108,109,21,24,110  
vatt,1,0,1
```

```
vsel,none  
v,109,21,24,110,111,25,28,112  
vatt,6,0,1
```

```
vsel,none  
v,111,25,28,112,113,29,32,114  
vatt,7,0,1
```

```
alls  
!vplot  
!/eof
```

```
csys,11
```

```
lsel,s,line,,340  
lesize,all,,3
```

```
lsel,s,line,,310  
lesize,all,,3
```

```
lsel,s,line,,274  
lesize,all,,3
```

```
lsel,s,line,,255  
lesize,all,,3
```

```
lsel,s,line,,142  
lesize,all,,3
```

```
!-----
```

```
lsel,s,line,,359,363,4  
lesize,all,,6  
lsel,s,line,,366,368,2  
lesize,all,,6  
lsel,s,line,,371,373,2  
lesize,all,,6  
lsel,s,line,,358  
lesize,all,,4
```

```
lsel,s,line,,359
lesize,all,,4

lsel,s,line,,221
lesize,all,,8

lsel,s,line,,171
lesize,all,,8

lsel,s,line,,194
lesize,all,,8

csys,1

lsel,s,line,,2,7,5
lesize,all,,6

lsel,s,line,,6
lesize,all,,6

lsel,s,line,,24
lesize,all,,6

lsel,s,line,,49
lesize,all,,90

lsel,s,line,,376
lesize,all,,4

lsel,s,line,,65
lesize,all,,4

lsel,s,line,,29
lesize,all,,4

lsel,s,line,,57
lesize,all,,4

esize,0.3
vmesh,all

alls
eplot
!/eof
```

et,2,195 ! Élément d'inteface (Joint d'étanchéité)

csys,1

k,91,rig,0,z1

k,92,rocol,0,z1

k,93,rocol,teta,z1

k,94,rig,teta,z1

k,124,rog,0,z1

k,125,rog,teta,z1

! créer le joint

vsel,none

v,91,92,93,94,17,18,19,20

v,92,124,125,93,18,64,65,19

vatt,4,0,2

!--création de la plaque de pose

k,95,rig,0,-tp

k,96,rocol,0,-tp

k,97,rocol,teta,-tp

k,98,rig,teta,-tp

k,126,rog,0,-tp

k,127,rog,teta,-tp

vsel,none

v,95,96,97,98,91,92,93,94

v,96,126,127,97,92,124,125,93

vatt,5,0,1

alls

vplot

!/eof

imesh,area,17,280,0,0,0,-z1,TOL

imesh,area,33,285,0,0,0,-z1,TOL

vmesh,68,69

alls

finish

```

!/eof
/solu

!---Appliquer la pression de 40000 psi sur le boulon

csys,11

nsl,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps
nsl,r,loc,y,0-eps,180+eps
nsl,r,loc,z,z1-eps,z1+eps

d,all,uz,-0.80479E-01 !root area

!asel,s,,,42
!asel,a,,,47
!asel,a,,,51

!sfa,all,,pres,-preserage

!csys,11

!asel,s,,,42
!asel,a,,,47
!asel,a,,,51
!nsla,s
!CP,1,UZ,ALL

alls

! conditions de couplages

csys,11

nsl,s,loc,x,rb-eps,riw+tw1+eps
nsl,r,loc,y,0-eps,180+eps
nsl,r,loc,z,z3+3*lo-eps,z3+3*lo+eps
cpintf,ux
cpintf,uy
cpintf,uz
nsl,all

!/eof

! conditions d'attachements

```

```
csys,1

nsel,s,loc,x,rig-eps,rog+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,teta+eps
nsel,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
d,all,uz,0

alls

!appliquer la symetrie

csys,1

nsel,s,loc,x,ric-eps,rop+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,0+eps
nsel,r,loc,z,z1-eps,z7+eps

dsym,symm,y,1

csys,1

nsel,s,loc,x,ric-eps,rop+eps
nsel,r,loc,y,teta-eps,teta+eps
nsel,r,loc,z,z1-eps,z7+eps

dsym,symm,y,1

ALLS
rate,off
deltim,1e-46,1e-47,1e-46
time,1e-46
OUTRES,ALL,ALL
alls
solve

!/eof

! Appliquer la pression
csys,1

asel,s,,,270
asel,a,,,274
asel,a,,,278
```

```

sfa,all,,pres,pression

csys,1

asel,s,,,32
asel,a,,,279

sfa,all,,pres,-presseq

alls

rate,off
deltim,1e-45,1e-46,1e-45
time,1e-45
OUTRES,ALL,ALL
alls
SOLVE      ! serrage + pression

rate,ON
deltim,1e-25,1e-25,100
time,10000
kbc,1
OUTRES,ALL,ALL
alls
SOLVE ! fluage
finish

/post1
esel,s,mat,,4
SET, , ,1, ,0, ,
PLNSOL,GKS,X,0,1

alls

SET, , ,1, ,1e-46, ,
csys,11
nsel,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps
nsel,r,loc,y,0-eps,180+eps
nsel,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
fsum,,,
*GET,AZ,FSUM,,ITEM,FZ

SET, , ,1, ,1e-45, ,
csys,11

```

```
nset,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps  
nset,r,loc,y,0-eps,180+eps  
nset,r,loc,z,z1-eps,z1+eps  
fsum,,,  
*GET,AZ,FSUM,,ITEM,FZ
```

```
SET, , ,1, ,50, ,  
csys,11  
nset,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps  
nset,r,loc,y,0-eps,180+eps  
nset,r,loc,z,z1-eps,z1+eps  
fsum,,,  
*GET,AZ,FSUM,,ITEM,FZ
```

```
SET, , ,1, ,100, ,  
csys,11  
nset,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps  
nset,r,loc,y,0-eps,180+eps  
nset,r,loc,z,z1-eps,z1+eps  
fsum,,,  
*GET,AZ,FSUM,,ITEM,FZ
```

```
SET, , ,1, ,200, ,  
csys,11  
nset,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps  
nset,r,loc,y,0-eps,180+eps  
nset,r,loc,z,z1-eps,z1+eps  
fsum,,,  
*GET,AZ,FSUM,,ITEM,FZ
```

```
SET, , ,1, ,300, ,  
csys,11  
nset,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps  
nset,r,loc,y,0-eps,180+eps  
nset,r,loc,z,z1-eps,z1+eps  
fsum,,,  
*GET,AZ,FSUM,,ITEM,FZ
```

```
SET, , ,1, ,400, ,  
csys,11  
nset,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps  
nset,r,loc,y,0-eps,180+eps  
nset,r,loc,z,z1-eps,z1+eps  
fsum,,,
```

```
*GET,AZ,FSUM,,ITEM,FZ

y=10000
p=y/20
*do,t,p,y,p
SET, , ,1, ,t, ,
csys,11
nselect,s,loc,x,0-eps,(rob-rmb)+eps
nselect,r,loc,y,0-eps,180+eps
nselect,r,loc,z,z1-eps,z1+eps
fsum,,,
*GET,AZ,FSUM,,ITEM,FZ
*enddo
```

BIBLIOGRAPHIE

Anonymous, 1905, "The Flanged Mouth-piece Rings of Vulcanizers and Similar Vessels", *The Locomotive*, Vol. 25, No.7, pp. 177-203.

ANSYS, 2001, ANSYS inc. Standard Manual, Version 7.1

ANSYS, 2004, ANSYS inc., Standard Manual, Version 8.1

ANSYS, 2005, ANSYS inc Standard Manual, Version 9.0

ASME, 2004, "Alternative Rules for Bolted Flanges with Ring Type Gaskets," Proposed Nonmandatory Appendix BFJ, ASME Sub-Working Group on Bolted Flange Joints.

ASME Boiler and Pressure Vessel Code, (2001), Section VIII, Division 2, Appendix 2, "Rules for Bolted Flange Connections with Ring Type Gaskets".

ASME Boiler and Pressure Vessel Code, (1989), Section VIII-Division I, *The American Society of Mechanical Engineers*, N.Y. 1989.

ASME/ANSI, 1988, "Pipe Flanges and Flanged Fittings ", ASME/ANSI B-16.5, 1988, *The American Society of Mechanical Engineers*, N.Y. 1988.

ASTM F36, (1986), Standard Test Method for Compressibility and Recovery of Gasket Materials, *ASTM Standards on Gasket*, ASTM, Philadelphia, PA, 3rd Edition, 1986, pp. 1-4.

ASTM F37, (1986), Standard Test Method for Sealability of Gasket Materials, *ASTM Standards on Gasket*, ASTM, Philadelphia, PA, 3rd Edition, 1986, pp. 5-13.

ASTM F38, (1986), Standard Test Method for Creep Relaxation of Gasket Materials, *ASTM Standards on Gasket*, ASTM, Philadelphia, PA, 3rd Edition, 1986, pp. 14-19.

ASTM F112, (1986), Standard Test Method for sealability of Enveloped Gaskets, *ASTM Standards on Gasket*, ASTM, Philadelphia, PA, 3rd Edition, 1986, pp. 33-38.

ASTM F586, (1986), Standard Test Method for Leak Rates versus y Stresses and m Factors for Gaskets, *ASTM Standards on Gasket*, ASTM, Philadelphia, PA, 3rd Edition, 1986, pp. 76-83.

ASTM C832-89, (1989), Standard Test Method of Measuring the Thermal Expansion and Creep of Refractories under load, *Annual Book of ASTM Standards*, 1989, pp.227-232.

ASTM E228-95, (1993), Standard Test Method for Linear Thermal Expansion of Solid Materials with Vitreous Silica Dilatometer, *Annual Book of ASTM Standards*, Vol 14.02, 1993, pp.129-135.

ASTM E831-93, (1993), Standard Test Method for Linear Thermal Expansion of Solid Materials by Thermomechanical Analysis, *Annual Book of ASTM Standards*, Vol 14.02, 1993, pp.548-551.

ASTM D696-91, (1991), Standard Test Method for Coefficient of Linear Thermal Expansion of Plastics Between -30 °C and 30 °C , *Annual Book of ASTM Standards*, Vol 08.01, 1991, pp.80-83.

Andrade, E.N. DAC. 1910. proc. Roy Soc., A, 84,1.

Andrade, E.N. DAC. 1914. proc. Roy Soc., A, 90,329.

Bailey, R.W. (1933). "Flanged pipe Joints for high Pressure and Temperatures", *Engineering*, Vol. 144,1933, pp. 364-365, 419-421, 538-539,674,676.

Bazergui, A., Marchand, L. (1984). PVRC Milstone Gasket Tests, First Results, *Welding Research Council Bulletin*, N.Y., Fév. 1984, WRC 292, pp. 1-36.

Bazergui, A., Payne, J.R., Marchand, L. (1984a). Effect of Fluid on Sealing Behaviour of Gaskets, *Proc. 10th International Conf. on Fluid Sealing, BHRA*, Avril 1984(a), article H2, pp. 365-385.

Bazergui, A. (1984b). Short Term Creep and Relaxation Behavior of gaskets, *Welding Research Council Bulletin*, N.Y., WRC 294, Mai 1984(b), pp. 9-22.

Bazergui, A., Marchand, L., Raut, H.D. (1985). Development of a Production Test Procedure for Gaskets, *Welding Research Council Bulletin*, N.Y., WRC 309, Nov. 1985, pp. 1-39.

Bazergui, A., Marchand, L., Payne, J.R. (1987). Development of a Hot Tightness Test for Gaskets, *Proc. 11th Fluid Sealing Conference, Cannes*, Ed. B.S. Nau, BHRA, Avril 1987(a), pp. 674-683.

Bazergui, A., Marchand, L., Payne, J.R. (1988). Development of Tightness Test Procedures for Gaskets in Elevated Temperature service, *Welding Research Council Bulletin*, N.Y., WRC 339, Dec. 1988, pp. 1-20.

- Bazergui, A., Winter, J.R. (1989). Room Temperature and Elevated Temperature tests of a Metal Corrugated Gasket With Flexible Graphite, 1989 *ASME/ PVP Conference*, Honolulu, Hawaii, Juillet 1989.
- Becker, R. 1925. *Phys Zeit.*, 26, 919.
Becker, R. 1926. *Z für Tech. Phys.*, 7, 547.
- Betten J. 2002, "Creep mechanics", Berlin , Springer.
- Bickford J. H., Hayashi K., Chang A. T. and Winter J. R. (1989). "A Preliminary Evaluation of the Elevated Temperature Behavior of a Bolted Flanged Connection," Bulletin no. 341, *Welding Research Council*.
- Bickford, J. H. (1997). "Gasket and gasketed Joints", New York: Marcel Dekker, Inc., 1997.
- Bierl, A., Kremer, H. (1978). Calculation of Gaseous Leaks from Flange Connections With IT-gaskets (Berechnung der gasförmigen Leckagen aus Flanschverbindungen mit It-Dichtungen), *Chemie Ingenieur Technik*, Vol. 50, No. 7, 1978, pp. 542-543.
- Bouziid A. and Chaaban A. (1993). "Flanged Joints Analysis: A Simplified Method Based on Elastic Interaction," *CSME Transactions*, Vol 17, N°2, pp. 181-196.
- Bouziid A.H., 1994. Analysis of Bolted flanged gasketed Joints, Phd Thesis.
- Bouziid A., Chaaban A. and Bazergui A. (1995). "The Effect of Creep Relaxation on the Leakage Tightness of Bolted Flanged Joints," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 117, pp. 71-78.
- Bouziid, A., Derenne, M. (1996). on the use of Simple Test Fixture as a Reliable Representation of Typical ANSI B16.5 Flanged Joint Relaxation Behavior, *Proceeding, 4th International Symposium on Fluid Sealing*, La Napoule, France, pp. 287-294.
- Bouziid A. and Chaaban A. (1997). "An accurate Method for Evaluating Relaxation in Bolted Flanged Connections," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 119, pp. 10-17.
- Bouziid A., Beghoul H. (2003), "The Design of Flanges based on Flexibility and Tightness," *Proceedings of the 2003 ASME-PVP conference*, PVP2003-1883, Cleveland, Ohio, Vol.457, pp. 31-38.

Bouzid A. and Champliaud H. (2004a), "Contact Stress Evaluation of Non-Linear Gaskets Using Dual Kriging Interpolation," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 126, pp. 445-450.

Bouzid A. and Nechache A. (2004b). "Creep Modeling of Bolted Flange Joints", *proceedings of the 2004 ASME-PVP conference*, PVP-Vol.478, Analysis of Bolted Joints, Paper N° PVP2004-2621, San Diego, California, pp. 49-56.

Bouzid A. and Nechache A. (2005a). "Thermally Induced Deflections in Bolted Flanged Connections," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 127, pp. 394-401.

Bouzid A. and Nechache A. (2005b). "An Analytical Solution for Evaluating Gasket Stress Change in Bolted Flange Connections Subjected to High Temperature Loading," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 127, pp. 414-422.

British Standard F125, 1973. Aerospace Series Specification for Rubber Bonded Compressed Asbestos Fibre Jointing, *British Standards Institution*, Londre, Novembre 1973.

Brown W (2001) ph.D *Thesis*.

Brown, W., Derenne, M., Bouzid, A. (2002a). Determination of the Mechanical and Thermal Properties of Selected Gasket Types.

Brown, W., Derenne, M., Bouzid, A. (2002b). Determination of Gasket Stress Levels During Thermal Transients, *International Conference on Pressure Vessel Technology*, Vol. 433, pp. 21-28.

Champliaud H. et Bouzid A. (2005). "Computation of Unloading Stiffness of Nonlinear Gaskets Using Dual Kriging Interpolation," *Proceedings of the Seventh International Conference on Mesomechanics, Materials for Safety and Health, Mesoscopic and Multiscale Consideration in Modern Science and Engineering*, Montreal, Canada, pp. 127-136.

Chevenard, P. 1919. C. R. Acad. Sci. Paris, 69, 712.

Derenne M., Marchand L., Bouzid A., and Payne J.R. (2000). " Long Term Elevated Temperature Performance of Reinforced Flexible Graphite Sheet Gaskets" *Proceedings of the ICPVT-9 Conference*, Vol.2, Operation , NDE , Failure Analysis ,Codes , Standards and Regulations, Sydney , Australia, pp.229-247.

Dickenson, J.H.S. 1922, J. Iron Steel Inst., 106, 103.

DIN 3535, 1978. Seals in Gas Supply. Seals of It-Plates for Gas Valves, Gas Appliances and Gas Pipeline, *German Standards*, Part 4, Août 1978.

EN 1591-1, 2001 E, Flanges Nomenclature and their joints – Design rules for gasketed circular flange connections Part 1: Calculation method

EN 1591-2, 2001 E, Flanges and their joints - Design rules for gasketed circular flange connections Part 2: Gasket parameters

Fessler. H and Swannell, J.H. (1974). "Prediction of the Creep Behavior of a Flanged Joint", *Proc. Conf. on Creep Behavior of Piping, Inst. Mech. Engrs.*, 1974, pp.39-49.

Folke KG Odqvist. (1974). "Mathematical Theory of Creep and Creep Rupture", 1974
J.T Boyle and J.Spence, "Stress analysis for creep", 1983

Hahn, R., Kockelmann, H., Zerres, H., Guerout, Y. (2002). Advanced Gasket Testing Methodology- The New Situation in European Standardization, *International Conference on Pressure Vessel Technology*, Vol. 433, pp. 1-7.

Hsu, K.H., Payne, J.R., Derenne, M. (1993). Recent Developpement in PVRC Elevated Temperature Gasket Testing, *Proceeding, 3th International Symposium on Fluid Sealing*, Biaritz, France, pp. 1-20.

Jahed H. and Bidabadi J. (2003). "An Axisymmetric Method of Creep Analysis for Primary and Secondary Creep", *International Journal of Pressure vessels and Piping*, Vol. 80 (9),, pp.597-606.

Kockelmann, H., Berembaut, Y. (1993). Joints sans amiante pour assemblages boulonnées : présentation d'une étude menée par 22 industriels et co-financée par la CEE, *Proceeding, 3th International Symposium on Fluid Sealing*, Biaritz, France, pp. 21-30.

Kraus H., 1980, "Creep analysis", NY, Wiley.

Kraus, H. and Rosenkrans W. (1984). "Creep of Bolted Flanged Connections," *Welding Research Council Bulletin*, n° 294, pp. 2-8.

Kraus,H. (1981). Interpretive Report on gasket leakage Testing, *Welding Research Council Bulletin*, N.Y., WRC 262, 1981.

Lidonnici F. (2006). "The New European Flange Design Method: Theory, Advantages, Comparison with Taylor Forge and DIN — Future Developments," *Proceedings of 2006 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*, Paper N° PVP2006-ICPVT11-93151, Vancouver, BC Canada

T.H.Lin. (1960). "Bending of a Plate with nonlinear Strain Hardening Creep", *International Union of Theoretical and Applied Mechanics*, Colloquium held At Stanford University, California, July, 11-15,1960, pp. 43-64.

Mackerle J. (2003). "Finite element analysis of fastening and joining: A bibliography (1990–2002)," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Volume 80 (4), pp. 253-271.

Marchand, L., Derenne, M., Bazergui, A. (1986). Elevated Temperature Gasket Behavior Trends, Recueil de conférences, *Colloque international sur l'étanchéité, CETIM*, Nantes, juin 1986, pp. 175-182.

Marchand L. (1991). Effet de vieillissement à haute température sur le comportement des joints d'étanchéité des brides boulonnées, Thèse de doctorat, 1991

Marchand L., Derenne M. and Bazergui A. (1992). "Weight Loss Correlation for Sheet Gasket Materials," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 114, pp. 1-7.

Marin J. (1938). "Stresses and Deformations in Pipe Flanges subjected to Creep at High Temperatures", *J. Franklin Inst.*, Vol. 226, 1938, pp. 645-657.

Nagy, A. (1997). Time Dependent Characteristics of Gaskets at Flange Joints, *International Journal of Pressure Vessel & piping*, 72, 1997, pp. 219-229.

Nassar, S. A., and Alkelani, A., 2006, "Clamp Load Loss due to Elastic Interaction and Gasket Creep Relaxation in Bolted Joints," *ASME J. Pressure Vessel Technol.*, 128, pp. 394–401.

Nechache A. and Bouzid A. (2002). "The Redistribution of Load in Bolted Gasketed Joints Subjected to Steady State Thermal Loading," *proceedings of the Tenth International Conference on Nuclear Engineering – ICONE 10*, Arlington, Virginia, ICONE10-22194, pp.1-9.

Nechache A., Bouzid A. (2003). "The Determination of the Load Changes in Bolted Gasketed Joints Subjected to Elevated Temperatures," *proceedings of the 2003 ASME-PVP conference*, PVP-Vol.457, Analysis of Bolted Joints, Paper N° PVP2003-1883, Cleveland, Ohio, pp. 139-148.

Nechache A. and Bouzid A. (2007). "Creep analysis of bolted flange joints," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 84 (3), pp. 185-194.

Nechache A. and Bouzid A. (2005). "Creep Effect of Attached Structures on Bolted Flanged Joint Relaxation," *proceedings of the 2005 ASME-PVP conference*, PVP2005-71038, Denver, Colorado.

Orwan, E. 1934. *Zeit. Phys.*, 89, 614, 635.

Payne, J.R., Bazergui, A. (1990). Evaluation of Test methods for Asbestos Replacement Gasket Materials, MTI Project No. 47, Final Report, *Materials Technology Institute of the Chemical Process Industries*, Pub. No. 36, 1990.

Payne, J.R., Derenne, M., Bazergui, A. (1987a). A device for Screening Gasket Materials at Elevated Temperature, *Proc. 11th International Conf. on Fluid Sealing, BHRA The Engineering Center, Elsevier Applied Science publishers*, B.S. Nau, Ed., April 1987(a), pp. 662-673.

Payne, J.R., Derenne, M., Bazergui, A. (1989). Estimating Elevated Temperature Gasket Performance With ATRS Tests, 1989 *SAE International Congress and Exhibition*, Detroit, Feb. 1989, article SAE 890277.

Payne, J.R. (1985). "PVRC Flanged Joint User's Survey", *Bulletin no. 306, Welding Research Council*.

Penny R.K. and Hayhurst D.R. (1968). "The Deformations and Stresses in a Stretched Thin Plate containing a hole during Stress redistribution caused by Creep", *International Journal of Mechanical Science*, Pergamon, Press, 1969, Vol. 11, pp. 23-39.

Phillips, F. 1905, *Phil. Mag.*, 9, 513.

Raut, H.D., Leon, G.F. (1977). Report of Gasket Factor tests, *Welding Research Council Bulletin*, N.Y., WRC 233, 1977.

Roark, R.J. and Young, W.C. (2007). *Formulae for stress and strain*, Mc Graw Hill, NY.

Rudolph Szilard, (2004). "Theory and Analysis of Plates, Classical and Numerical Methods" Hoboken, NJ : Wiley, 2004, 1024p.

Sauter, E.M. (1981). Current and Future Gasket Materials- Methods of evaluating some of their Functional properties, Transcription écrite d'un exposé oral fait au *Fluid Sealing Association Meeting*, Oct. 1981.

Seibel, E., Hering, W.G., Raible, A. (1934). Versuche uber das Verhalten von Dichtungen (Experiments With Gaskets and their behavior), *Forschung Gebeit Ingenieurwesen*, Vol. 5, No. 6, Nov-Dec. 1934.

Seibel, E., Wellinger, K. (1942). Untersuchungen an Weichdichtungen, Investigations on Soft gaskets, *Chemische Technik*, Vol. 15, No. 20, Oct. 1942.

Sharad A.Patel and Venkatraman B. (1960), "On the Creep Stress of some Structures", International Union of Theoretical and Applied mechanics, *Colloquium held At Stanford University*, California, July, 11-15,1960, pp. 43-64.

Sharad A.Patel, F.A Cozzarelli and B.Venkatraman. (1962). "Creep of Compressible Circular Plates", *International Journal of Mechanical Sciences*, Pergamon Press Ltd, Vol. 5, pp. 77-85.

SuperFlange, 2003, An Engineering Software for Flange Design, Presys.

Timoshenko, (1930). Theory of plate and shells, NY, J. Wiley.

Timoshenko S. (1962). "Strength of materials", Princeton, N.J. : D. Van Nostrand.

Touloukian, Y.S., Kirby, R.K., Taylor, R.E, Lee, T.Y.R. (1970). Thermal Expansion, Nonmetallic Solids-Thermophysical Properties of Matter, 13, IFI/Plenum, New York.

Venkatraman B. and Sharad A.patel. (1963). "Creep Analysis of Annular Plates", 1963, Air force office of scientific research of the research and development command contract AF 49(638)-302.

Waters, E.O. and Taylor, J.H., (1927), The Strength of Pipe Flanges, *Mechanical Engineering*, Vol. 49, pp. 531-542.

Waters, E.O., Rossheim, D.B., Westrom, D.B and Williams, F.S.G, (1937), Formulas for Stresses in Bolted Flanged Connections, *Trans.ASME*, Vol. 59, pp. 161-169.

Waters, E.O., (1938), Analysis of Bolted Joints at High Temperature, *Trans.ASME*, Vol. 60, pp. 83-86.