

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MEMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

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

M.Ing

PAR
AKLI NECHACHE

EFFET DE L'EXPANSION THERMIQUE SUR LA REDISTRIBUTION DES
CHARGES DANS LES ASSEMBLAGES À BRIDES BOULONNÉES

MONTRÉAL, LE 10 OCTOBRE 2002

Droits réservés de Akli Nechache 2002

CE MEMOIRE A ÉTÉ EVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

Abdel-Hakim Bouzid, directeur de mémoire

Département de génie mécanique à l'école de technologie supérieure

Lê Van Ngan, Président de jury

Département de génie mécanique à l'école de technologie supérieure

Henri Champliaud, Professeur

Département de génie mécanique à l'école de technologie supérieure

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

LE 2 OCTOBRE 2002

A L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

EFFET DE L'EXPANSION THERMIQUE SUR LA REDISTRIBUTION DES CHARGES DANS LES ASSEMBLAGES À BRIDES BOULONNÉES

AKLI NECHACHE

RÉSUMÉ

Les assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité sont les systèmes les plus répandus de raccordement entre les différents éléments des réservoirs sous pression. Ces systèmes peuvent fuir et plus particulièrement lorsqu'ils sont soumis à de hautes températures. Les méthodes de conception de brides existantes ne prennent pas en compte l'effet de la température sur l'étanchéité de l'ensemble. Cependant, très peu de directives existent actuellement pour ce type d'analyse.

Cette recherche examine les distributions de température, les expansions radiales et axiales et les déflexions dans les différents éléments de l'assemblage, et cela, pour les cas d'assemblage avec deux brides et ceux d'une bride avec un couvercle plat. Les solutions analytiques pour les expansions axiales et radiales et les distorsions dues au gradient thermique des différents éléments sont utilisées dans l'analyse d'interaction mécanique pour déterminer les changements de la charge des boulons. Les comparaisons des résultats analytiques et ceux obtenus par éléments finis sont faites pour valider les modèles. Ils sont analytiquement en concordance avec les éléments finis. Ceci procure une haute confiance sur la méthode développée.

EFFET DE L'EXPANSION THERMIQUE SUR LA REDISTRIBUTION DES CHARGES DANS LES ASSEMBLAGES À BRIDES BOULONNÉES

AKLI NECHACHE

SOMMAIRE

Les assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité sont les systèmes les plus répandus de raccordement entre les différents éléments des réservoirs sous pression. Ces systèmes peuvent fuir et plus particulièrement lorsqu'ils sont soumis à de hautes températures. Les méthodes de conception de brides existantes ne prennent pas en compte l'effet de la température sur l'étanchéité de l'ensemble. Elles ne considèrent que la variation des propriétés mécaniques du matériau de la bride due à la température. Il est possible d'inclure les effets du chargement dus à la température dans l'analyse, cependant, très peu de directives existent actuellement pour ce type d'analyse.

Cette recherche examine les distributions de la température, les expansions radiales et axiales et les déflexions dans les différents éléments de l'assemblage, et cela, pour les cas d'assemblage avec deux brides et ceux d'une bride avec un couvercle plat. Les solutions analytiques pour les expansions axiales et radiales et les distorsions dues au gradient thermique de l'anneau de bride, de la collerette, du cylindre et la plaque de couverture employées dans l'analyse d'interaction mécanique pour déterminer les changements de la charge des boulons. Les comparaisons des résultats analytiques et ceux obtenus par éléments finis sont faites pour valider les modèles.

Des exemples de différents cas de brides sont présentés pour illustrer la technique proposée. Le profil de la température, les déflexions et la variation de la charge dans la boulonnerie sont analytiquement en concordance avec les éléments finis. Ceci procure une haute confiance sur la méthode développée.

**THE REDISTRIBUTION OF LOAD IN BOLTED GASKETED JOINTS
SUBJECTED TO STEADY STATE THERMAL LOADING**

AKLI NECHACHE

ABSTRACT

Bolted joints are very often the weak link between pressure vessels as they are very prone to leakage. This is especially true when these are subjected to high temperature. The existing flange design methods do not address thermal effects other than the variation of flange material mechanical properties with temperature. It is possible to include the effects of temperature loading in joint analysis, however, presently very few guidelines exist for this type of analysis.

This research examines the steady state temperature distributions and the resulting radial and axial thermal expansions together with thermal distortions of the individual joint components for the cases of a pair of flanges and a flange with a cover blind. The analytical solutions for the axial and radial expansions and distortions of the flange ring, the hub, the shell and cover plate due to temperature are used in the mechanical interaction analysis to determine the resulting bolt load changes. Comparisons of the results from the theoretical models and those obtained by FEA are made, to validate the model.

Different flange size examples are presented to illustrate the proposed methodology. The temperature profile, the deflections and the variation on bolt load estimated analytically being in a good agreement with the FEA give a high confidence on the developed method.

REMERCIEMENTS

Tout au long du déroulement de ce mémoire, 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, Anh Dung Ngo, Henri Champlaud et Christian Masson 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. Que tous soient remerciés pour leur aide grandement appréciée, et à travers eux tout le personnel de l'École de Technologie Supérieure.

Enfin, je voudrais remercier toute ma famille, mes chers parents, mes frères et mes sœurs qui, malgré l'éloignement, m'ont toujours soutenu.

Akli Nechache

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE	i
ABSTRACT	ii
REMERCIEMENTS	iii
LISTES DES TABLEAUX	viii
LISTES DES FIGURES	ix
LISTE DES ABREVIATIONS ET DES SIGLES	xii
INTRODUCTION.....	1
1 Généralités	1
2 Problématique	2
3 Définitions générales.....	5
4 Causes de défaillances des joints	8
5 Description de l'analyse	11
CHAPITRE 1 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE	16
1.1 Articles généraux sur le sujet	16
1.2 L'interaction thermique	17
1.3 L'interaction mécanique.....	21
1.4 Transfert de chaleur et analyse des contraintes thermiques.....	22
1.5 Comportement du joint	23
1.6 Analyse par éléments finis	24
CHAPITRE 2 MODELISATION ANALYTIQUE	26
2.1 Introduction	26
2.2 Modèle thermique.....	26
2.2.1 Calcul des résistances des différents éléments de la bride	28
2.2.1.1 Calcul des Résistances de la collerette et du cylindre	28
2.2.1.2 Calcul des Résistances de l'anneau de l'assemblage	30
2.2.1.3 Calcul des résistances du couvercle plat.....	33
2.2.2 Évaluation des températures :	34
2.2.2.1 Cas de deux brides identiques.....	34

2.2.2.2	Cas de deux brides non identiques	38
2.2.2.3	Cas d'une bride avec un couvercle plat	40
2.2.3	Calcul des distributions de la température	42
2.2.4	Température dans le boulon	44
2.2.5	Température du joint	48
2.2.6	Évaluation des déflexions	49
2.2.6.1	Déflexions du cylindre.....	49
2.2.6.2	Déflexions de la collerette	49
2.2.6.3	Déflexions de l'anneau	50
2.2.6.4	Déflexions du couvercle plat.....	51
2.3	Modèle d'interaction élastique	51
2.3.1	Modélisation de la collerette	52
2.3.2	Modélisation du cylindre	54
2.3.3	Modélisation de l'anneau.....	55
2.3.4	Compatibilité des déplacements axiaux.....	55
CHAPITRE 3 MODELISATION PAR ELEMENTS FINIS		59
3.1	Étude thermique	59
3.1.1	Introduction.....	59
3.1.2	Description des modèles	60
3.2	Étude 3D	63
3.2.1	Modélisation tridimensionnelle.....	64
3.2.2	Description de la modélisation.....	65
3.2.2	Modélisation du joint.....	68
CHAPITRE 4 ANALYSE DES RESULTATS		70
4.1	Introduction	70
4.2	Étude thermique	70
4.2.1	Étude de la distribution de la température et des déflexions	70
4.2.1.1	Distribution de la température.....	70
4.2.1.2	Déplacements radiaux.....	76
4.2.1.3	Déplacements axiaux dus à la flexion	81
4.3	Analyse de la variation de la charge dans les boulons	85

4.3.1	Distribution des contraintes sur le joint.....	85
4.3.2	Comparaisons des résultats.....	89
CONCLUSION		95
RECOMMANDATIONS		98
ANNEXES 1 Programmes sur ANSYS et MATLAB.....		99
BIBLIOGRAPHIE		133

LISTES DES TABLEAUX

	Page
Tableau I	Comparaison des rotations 79
Tableau II	Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis pour le cas de brides identiques de 10'' class 300 88
Tableau III	Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis pour le cas de brides identiques d'échangeur de chaleur de 24'' 89
Tableau IV	Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis pour le cas de brides identiques de 44'' 89
Tableau V	Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis pour le cas de bride avec couvercle plat de 10'' classe 300 91
Tableau VI	Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis pour le cas de bride avec couvercle plat d'échangeur de chaleur de 24'' 92
Tableau VII	Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis pour le cas de bride avec couvercle plat de 44'' 92

LISTES DES FIGURES

	Page
Figure 1	Fuite de vapeur dans une chaudière 3
Figure 2	Attache provisoire de la jointure (Coûtant plus de 50.000\$US)..... 4
Figure 3	Assemblage à brides boulonnées 6
Figure 4	Différents types d'assemblage à bride boulonnée 7
Figure 5	Différents types de chargement et rotation de la bride 8
Figure 6	Réacteur chimique 12
Figure 7	Rotation de la bride sous l'effet du préserrage 13
Figure 8	Distribution de la température 15
Figure 9	Variation de la charge dans le boulon due à la rotation 15
Figure 10	Modèle représentant les résistances des différents 27
Figure 11	Modèle analytique de deux brides identiques..... 35
Figure 12	Modèle analytique de deux brides non identiques..... 38
Figure 13	Modèle analytique d'une bride avec un couvercle plat..... 40
Figure 14	Modèle de transfert de chaleur dans le boulon 44
Figure 15	Modèle élastique linéaire 50
Figure 16	Efforts de discontinuité 51
Figure 17	Compatibilité axiale des déplacements 55
Figure 18	Élément axisymétrique par rapport au repère global 59
Figure 19	Modèle axisymétrique d'éléments finis d'un assemblage avec deux brides 60
Figure 20	Modèle axisymétrique d'éléments finis d'un assemblage d'une bride avec un couvercle plat 61
Figure 21	Élément volumique utilisé dans l'analyse 3D 62
Figure 22	Modèle 3D d'assemblage avec deux brides 64
Figure 23	Modèle 3D d'assemblage d'une bride avec un couvercle plat 65
Figure 24	Élément d'interface INTER194 66
Figure 25	Comportement mécanique du joint CAF 1 et CMS..... 67
Figure 26	Comportement mécanique du joint CAF 2..... 67

Figure 27	Distribution de la température dans une bride de type NPS 3 classe 150	71
Figure 28	Distribution de la température dans une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces	72
Figure 29	Distribution de la température dans une bride de type NPS 3 classe 150 avec un couvercle plat	73
Figure 30	Distribution de la température dans une bride de type NPS 10 classe 300 avec un couvercle plat	73
Figure 31	Distribution de la température dans une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces avec un couvercle plat	74
Figure 32	Distribution de la température dans une bride de 42 pouces avec un couvercle plat	74
Figure 33	Distribution radiale de la température dans un couvercle plat d'une bride de type NPS 3 classe 150	75
Figure 34	Distribution radiale de la température dans un couvercle plat d'une bride de type NPS 10 classe 300	75
Figure 35	Distribution radiale de la température dans un couvercle plat d'une bride de type NPS 24	76
Figure 36	Distribution radiale de la température dans un couvercle plat d'une bride de 42 pouces	76
Figure 37	Profil des déplacements dans une bride de type NPS 3 class 150	78
Figure 38	Profil des déplacements dans une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces	78
Figure 39	Profil des déplacements dans une bride de type NPS 3 class 150 avec un couvercle plat	79
Figure 40	Profil des déplacements dans une bride de type NPS 10 class 300 avec un couvercle plat	80
Figure 41	Profil des déplacements dans une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces avec un couvercle plat	80
Figure 42	Profil des déplacements dans une bride de 42 pouces avec un couvercle plat	81

Figure 43	Déplacements axiaux dans une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces	82
Figure 44	Distribution radiale des déplacements dans un couvercle plat d'une bride de type NPS 3 class 150.....	83
Figure 45	Distribution radiale des déplacements dans un couvercle plat d'une bride de type NPS 10 classe 300	84
Figure 46	Distribution radiale des déplacements dans un couvercle plat d'une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces.....	84
Figure 47	Distribution radiale des déplacements dans un couvercle plat d'une bride de 42 pouces.....	85
Figure 48	Distribution radiale de contrainte sur le joint pour la bride NPS 10 class 150.....	86
Figure 49	Distribution radiale de contrainte sur le joint pour la bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces.....	86
Figure 50	Distribution radiale de contrainte sur le joint pour la bride de 44 pouces.....	87
Figure 51	Distribution radiale de contrainte de contact sur le joint pour la bride NPS 10 class 150	87
Figure 52	Distribution radiale de contrainte sur le joint pour la bride de l'échangeur de chaleur de 24 pouces.....	88
Figure 53	Distribution radiale de contrainte sur le joint pour la bride de 44 pouces	88

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET DES SIGLES

$\alpha_c, \alpha_b, \alpha_f$	Coefficients de l'expansion thermique du cylindre, boulon et de la bride (m/m/°C)
ν_f	Coefficient de Poisson de la bride
θ_h, θ_c	Rotations de la collerette et du cylindre dues à la différence de température (radians)
φ_n	Racines positives de l'équation (3.10)
ϕ_n	Diamètre de l'écrou (m)
ϕ_b	Diamètre nominal du boulon (m)
A_g	surface du joint (m ²)
A_b	surface du boulon (m ²)
A_p	surface pressurisée (m ²)
d	Espace entre les deux brides dans la direction axiale (m)
D_p	rigidite flexionnelle du couvercle plat (N.m)
E_f	Module de Young de la bride (MPa)
F_b	Force dans le boulon (N)
F_g	Force dans le joint (N)
h_i, h_a	Coefficient de convection du fluide à la surface interne et externe de la bride (W/m ² /°C)
$h_o = \frac{h_a}{k_f}$	Coefficient de convection de chaleur modifié à la surface externe de la bride, défini dans Carslaw et al.(1959)
h_{cb}	Coefficient de convection au contact à l'interface du boulon-bride (W/m ² /°C)
h_{fb}	Coefficient de convection approximatif entre la bride et le boulon dans la région du trou du boulon (W/m ² /°C)
I_0, I_1	Fonctions de Bessel modifiées du 1 ^{er} genre, pour l'ordre 0 et 1 respectivement
k_f	Conductivité thermique du matériau de la bride (W/m/°C)

k_s	Conductivité thermique du matériau du cylindre (W/m/°C)
k_p	Conductivité thermique du matériau du couvercle plat (W/m/°C)
K_0, K_1	Fonctions de Bessel modifiées du 2 ^{ème} genre, pour l'ordre 0 et 1 respectivement
K_b	Rigidité axiale du boulon (N/m)
K_g	Rigidité axiale du joint (N/m)
K_p	Rigidité axiale du couvercle plat (N/m)
ℓ_h	Longueur de la collerette (m)
ℓ_s	Longueur effective thermique du cylindre (m)
l_1	Longueur du boulon exposée au transfert de chaleur avec l'épaisseur de la bride (m)
l_b	Longueur du boulon (m)
l_n	L'épaisseur de l'écrou
M_f	Moment résultant de la bride
M_p	Contrainte de fonctionnement du joint (MPa)
P_1, M_1	Efforts de discontinuités au niveau de la jonction cylindre-collerette
P_2, M_2	Efforts de discontinuités au niveau de la jonction collerette-anneau
p	Pression d'opération du fluide interne
Q_n	Flux de chaleur à travers R_n (W)
r_n	Rayon extérieur de la collerette à l'intersection avec la bride (m)
r_i	Rayon intérieur de la bride et du cylindre (m)
r_o	Rayon extérieur de la bride (m)
r_j	Rayon moyen du joint (m)
R_{fi}	Résistance de l'anneau de l'assemblage à la section intérieure (°C/W)
R_{fo}	Résistance de l'anneau de l'assemblage à la section extérieure (°C/W)
R_{fb}	Résistance thermique du fluide interne au contact avec la surface interne de la bride (°C/W)
R_p	Résistance de la section intérieure du couvercle plat (°C/W)
R_{pf}	Résistance du couvercle plat entre $(r_i - t_b)$ et $(r_i + t_b)$ (°C/W)

R_{pi}, R_{po}	Résistance du fluide interne et externe au contact avec le couvercle plat ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
R_{pio}	Résistance du fluide externe au contact avec le couvercle plat entre $(r_i - t_h)$ et $(r_i + t_h)$ ($^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}$)
R_{iht}	Résistance du fluide interne au contact avec le cylindre et la collerette ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
R_{so}	Résistance du fluide externe au contact avec le cylindre ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
R_s	Résistance interne du cylindre dans la direction radiale ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
R_{ho}	Résistance du fluide externe à l'interface de la collerette ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
R_h	Résistance interne de la collerette dans la direction axiale ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
R_{ab}	Résistance au niveau du contact écrou- bride ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
R_{bb}	Résistance du boulon en contact avec la bride ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
R_{cb}	Résistance du fluide externe au contact avec la partie exposée du boulon entre les deux brides et la surface extérieure ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
R_{db}	Résistance du fluide externe au contact avec la paroi extérieure de l'écrou ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)
t_e	Épaisseur équivalente de l'anneau de l'assemblage (m)
t_f	Épaisseur de l'anneau de la bride (m)
t_h	Épaisseur équivalente de la collerette (m)
t_s	Épaisseur du cylindre (m)
t_p	Épaisseur du couvercle plat (m)
t_g	Épaisseur du joint (m)
T_f, T_h	Températures de l'anneau de l'assemblage et de la collerette ($^{\circ}\text{C}$)
T_{fi}	Température au rayon intérieur de la bride ($^{\circ}\text{C}$)
T_{fh}	Température au rayon extérieur de la collerette ($^{\circ}\text{C}$)
T_i, T_o	Températures du fluide intérieur et extérieur ($^{\circ}\text{C}$)
T_p, T_s	Températures du couvercle plat et du cylindre ($^{\circ}\text{C}$)

T_{pi}, T_{po}	Températures au centre de la plaque à la surface intérieure et extérieure de celle-ci (°C)
T_{si}, T_{so}	Températures aux rayons intérieur et extérieur du cylindre (°C)
$T(r_b)$	Température de l'anneau de l'assemblage au rayon moyen du boulon (°C)
T_b	Température moyenne dans le boulon (°C)
T_j	Température moyenne dans le joint (°C)
u_s, u_r, u_b	Déplacement radial du cylindre, de l'anneau et de la collerette en fonction de la position radiale (m)
v_b	Expansion axiale du boulon (m)
v_p	Déplacement axial du couvercle plat (m)
y	Contrainte minimale pour assurer l'assise du joint (MPa)
ASME	American Society of Mechanical Engineers
PVRC	Pressure Vessel Research Council

INTRODUCTION

1 Généralités

Les assemblages à brides boulonnées munis de joint d'étanchéité sont les systèmes les plus répandus de raccordement entre différents éléments des réservoirs sous pression. Leurs domaines d'applications sont très variés puisqu'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...). Les assemblages à brides boulonnées permettent le montage lors de l'installation, et le démontage lors de l'entretien et de l'inspection de ces équipements.

Pendant plusieurs années, la conception des assemblages à brides s'est faite du point de vue de leur intégrité mécanique sans attacher d'intérêt particulier à l'étanchéité que le joint installé entre les brides doit assurer.

Du point de vue industriel et commercial, le problème d'étanchéité des joints se présente selon deux aspects. La sévérité des lois de la sécurité et les normes de protection de l'environnement a obligé les entreprises concernées, d'une part à contrôler les émissions sur les sites industriels et d'autre part à assurer la résistance des installations au cours des situations accidentelles.

Un meilleur contrôle de l'étanchéité peut générer des économies très importantes en évitant tout arrêt imprévu de la production des produits fabriqués et une minimisation des pertes. 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, une explosion ou être aussi la cause de graves catastrophes comme la contamination de la population environnante.

2 Problématique

Les assemblages à brides boulonnées sont souvent le maillon faible dans un système à fluide sous pression. La défaillance due à la pression interne contenue dans l'assemblage est la cause la plus probable d'arriver au joint des brides boulonnées. Ce type de défaillance peut avoir une variété de conséquences, allant d'un inconfort mineur, exigeant le remontage du joint, à un inconfort majeur comme la perte d'équipement et de vie humaine dans le cas d'un feu ou d'une explosion.

L'opération à haute température et les régimes transitoires sont bien reconnus comme causes de fuites dans les réservoirs sous pression (Payne, J.R. (1985)). Cependant, les méthodes actuelles de conception des brides ne prennent pas en considération les effets de la température sur l'intégrité d'un assemblage à brides boulonnées autre que les propriétés du matériau des brides. En présence de la haute température du fluide contenu dans l'assemblage, il y a un danger accru avec n'importe quelle fuite à partir de ce type d'assemblage. De plus, la probabilité de feu dans l'usine qui entraîne un arrêt d'unité signifie que les coûts en raison de la conception inadéquate dans ce secteur peuvent être extrêmement élevés. Dans les raffineries de pétrole, il y a une variété de techniques actuellement employées pour le traitement des défaillances des joints. La plupart d'entre elles ne sont, cependant, appliquées qu'après l'apparition de fuites et leur utilisation est onéreuse. Les figures 1 et 2 illustrent l'utilisation d'un serre-joint qui représente une solution provisoire et coûteuse souvent employée dans les brides ayant des défaillances dues aux fuites.

Les points ci-dessous sont approximatifs et ont été obtenus à partir d'une enquête sur les opérations d'une raffinerie de pétrole et du personnel de maintenance :

- Pour une raffinerie, en moyenne, plus de 8 cas de fuites sévères par an se sont produits sur une période de 8 années, 1992-2000.
- Le coût d'arrêt de production en raison d'une fuite sévère, est de 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.

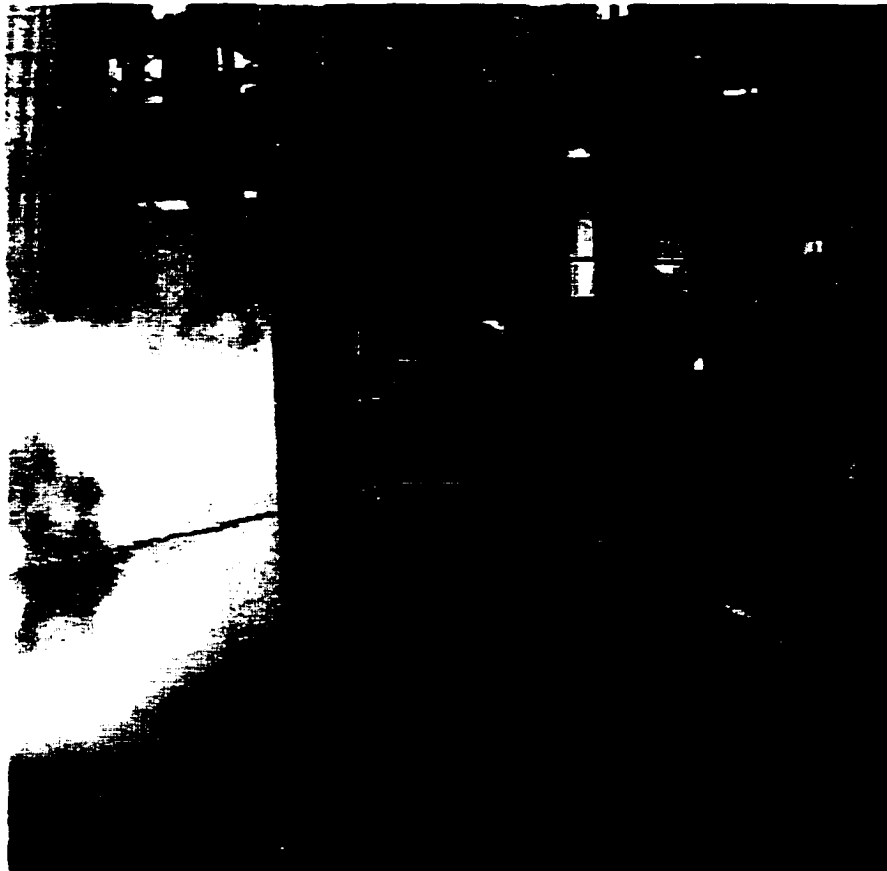


Figure 1 Fuite de vapeur dans une chaudière

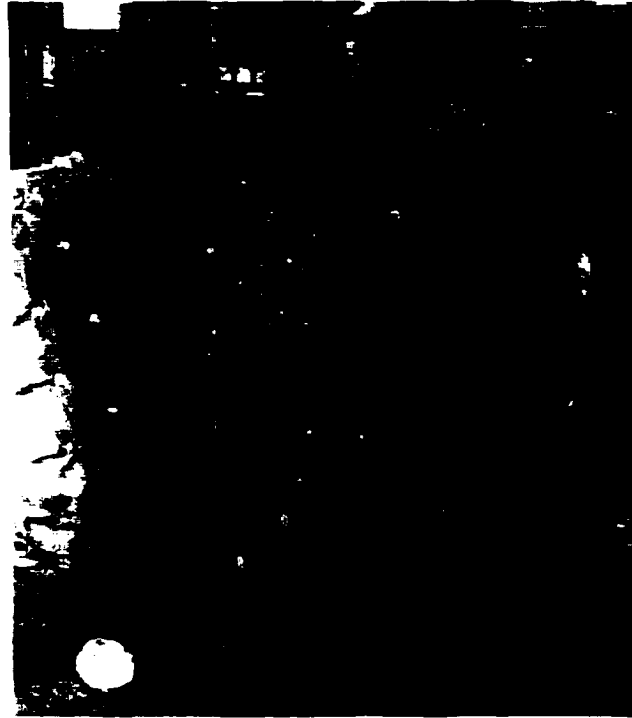


Figure 2 Attache provisoire de la jointure (Coûtant plus de 50,000\$US)

Une conception adéquate utilisant une méthode d'analyse simple permettrait aux sociétés d'exploitation d'éliminer ces dépenses, protéger mieux l'environnement et éliminer la possibilité de perte de vie qui peuvent être occasionnées par les fuites. Il apparaîtrait donc qu'il est raisonnable d'inclure dans les codes de conception des assemblages à brides boulonnées les effets de la température sur l'intégrité du joint d'étanchéité.

L'objectif de ce projet est de développer une méthodologie d'analyse théorique pour déterminer les effets de la température sur les assemblages à brides boulonnées. Cette méthodologie peut alors être simplifiée, et fera l'objet d'une série de directives et de formules pouvant être utilisées dans les procédures de code de conception des brides. Ces directives serviront à l'analyse des effets de la température à utiliser dans les assemblages. En utilisant les équations analytiques, la méthodologie développée tient compte de la déflexion des différents éléments de l'assemblage lors de l'opération à

haute température. Cette approche pourrait facilement être incorporée dans le code ASME de conception de brides. Les équations développées sont limitées pour une analyse en régime permanent. L'approche développée a été vérifiée par comparaison des résultats avec ceux obtenus des modèles d'éléments finis (FEA).

3 Définitions générales

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 standards comme ASME/ANSI B16.5 et d'autres codes selon les pays. Ces standards ne tiennent généralement pas compte de façon explicite ni du comportement du joint d'étanchéité ni de la flexibilité des boulons et de la bride. Ils proviennent souvent de l'expérience, de tests et de calculs faits qui sont propres à certaines compagnies industrielles. Lorsque les brides standard 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 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 ou la garniture, une bride ou deux brides, le tuyau et parfois un couvercle comme le montre la figure 3.

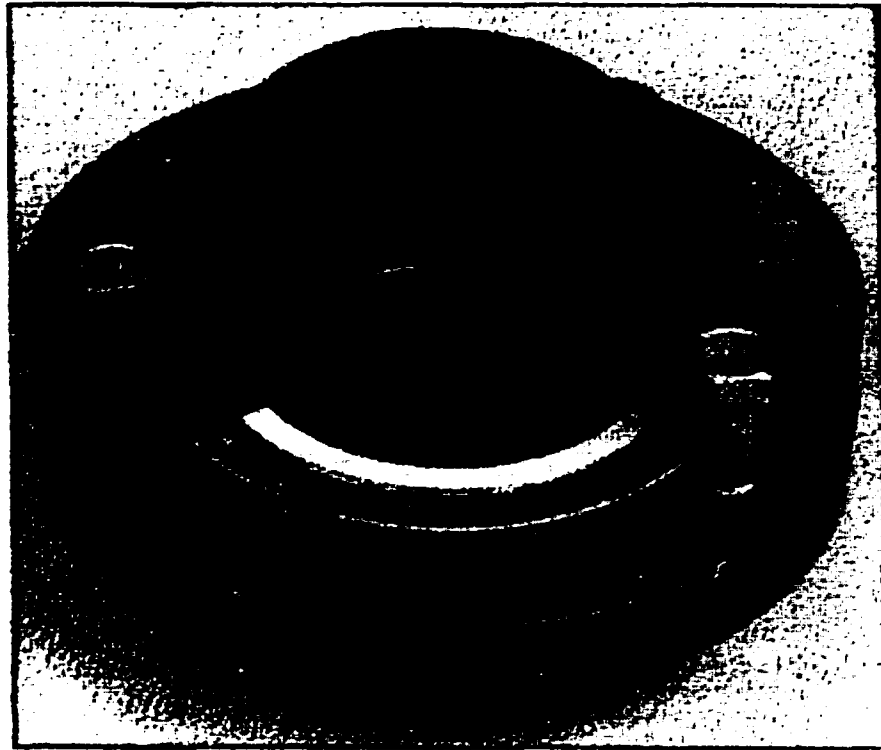


Figure 3 Assemblage à brides boulonnées

Il existe plusieurs types d'assemblage à brides boulonnées dont les plus utilisés sont ceux présentés à la figure 4, notamment la bride à face surélevée, la bride avec contact métal à métal et la bride à surface plate. 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.

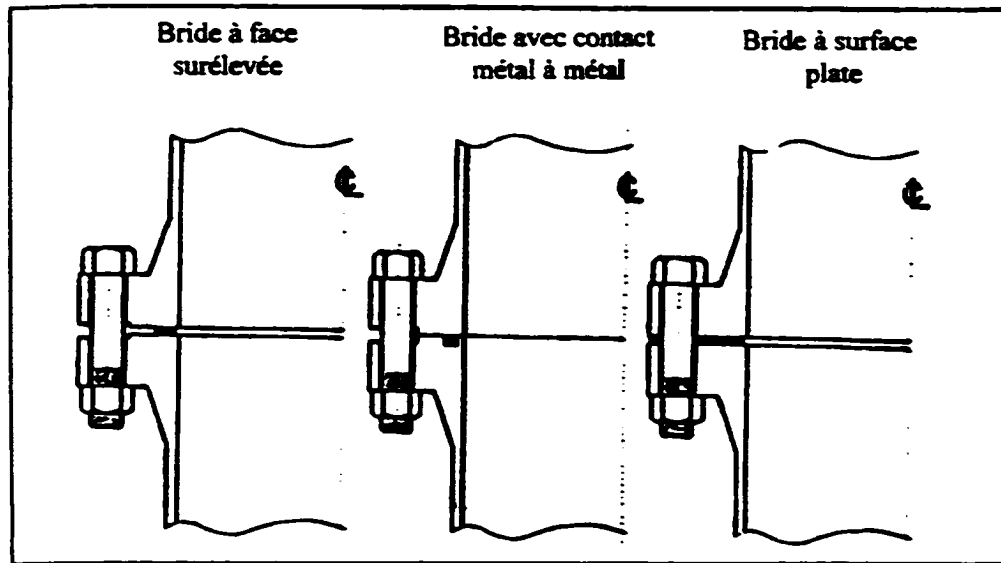


Figure 4 Différents types d'assemblage à bride boulonnée

Les brides sont utilisées pour assurer le montage et le démontage des différents équipements. Ils 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 d'étanchéité.

Une rotation de la bride peut se produire dans ces cas. Cette rotation 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 sujettes à deux types de chargements à savoir le chargement mécanique et thermique (voir figure 5).

Les chargements mécaniques que subissent les brides sont :

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

Les chargements thermiques sont tels que :

- Le gradient de température
- L'expansion thermique
- Le fluage
- La dégradation thermique

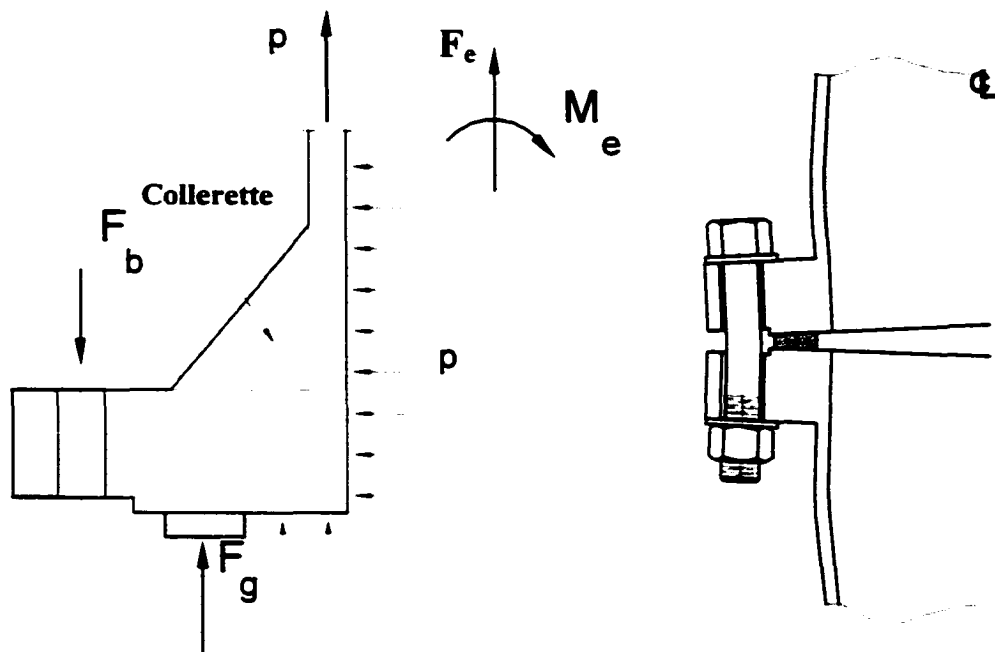


Figure 5 Différents types de chargement et rotation de la bride

Le joint (garniture) est placé entre les deux brides ou entre la bride et le couvercle. une fois comprimé, il empêche la fuite du fluide pressurisé. La contrainte minimale de compression qui permet au joint de jouer ce rôle est appelée contrainte d'assise.

4 Causes de défaillances des joints

Les défaillances des joints se trouvant dans les réservoirs sous pression sont pratiquement produites par les fuites occasionnées par l'effet de la température. En général, pour la majorité des assemblages à brides boulonnées, il est peu pratique de considérer la défaillance mécanique de la bride ou des boulons. Ceci est dû à :

1. Premièrement, la déflexion des faces de scellement de bride, qui se produit avec la déformation de la bride ou des boulons pendant l'écoulement, causera la perte de l'étanchéité dans l'assemblage (et cependant produit une force de pression sur le joint) avant le point de défaillance mécanique réel de ces éléments.
2. Deuxièmement, le chargement thermique est un chargement secondaire. C'est-à-dire, la force qui induit l'écoulement du matériau diminue lorsque celui-ci se produit. C'est pour cette raison qu'il est impossible au seul effet de la température de provoquer la défaillance mécanique de la bride ou du boulon.

Il est donc impossible pour la température seule de conduire la bride ou les boulons à la défaillance mécanique. De là, il est acceptable, lors de l'analyse des effets de la température sur une bride conçue conformément aux codes de conception dans un matériau ductile, de se concentrer sur la défaillance du joint d'étanchéité comme le mode unique de défaillance. Il y a deux principales causes de défaillance de joint d'étanchéité, qui peuvent être à nouveau séparée dans les sous-catégories de défaillance:

1. La diminution de la charge sur le joint.
 - 1.1. La perte de charge en raison de la relaxation/fluage du joint due à la température.
 - 1.2. La diminution de la charge due aux déflexions de brides causées par l'interaction thermique des éléments.
 - 1.3. La diminution de la charge due à une faible distribution de la contrainte causée par la rotation accrue de la bride
2. La destruction physique du joint
 - 2.1. La dégradation du joint avec le temps (par exemple : oxydation de graphite)
 - 2.2. Le cisaillement du joint dû au mouvement radial de la bride causé par les différences de températures dans les brides de jonctions.
 - 2.2. L'écrasement du joint dû à l'augmentation de la charge causée par l'interaction thermique des éléments.

De la précédente liste, les Articles 1.1 et 2.1 sont principalement relié aux propriétés du joint utilisé dans l'assemblage. Cette étude s'est concentrée sur l'interaction mécanique des différents éléments de l'assemblage à brides boulonnées, et l'examen de ces deux causes de défaillances. Cependant, quelques aspects de l'étude, comme la détermination de la distribution réelle des températures dans l'assemblage, sont nécessaires pour évaluer la probabilité de ces deux modes de défaillance.

Pour évaluer la probabilité de défaillance occasionnée par la température, il faut examiner l'assemblage pendant deux phases opérationnelles :

1. L'opération en régime permanent, où un gradient de température existe entre les liquides interne et externe.
2. L'opération en régime transitoire, pendant le démarrage en usine, l'arrêt ou des fluctuations opérationnelles, où la température du liquide contenue varie brusquement, causant des gradients thermiques dynamiques dans les éléments de bride.

De plus, on doit considérer les variables suivantes dans l'analyse thermique de l'assemblage:

- La rigidité et l'épaisseur du joint.
- Les propriétés des matériaux (le joint, la bride et les boulons)
- La rigidité de la bride.
- La rigidité du boulon.
- La température du liquide interne et les propriétés de transfert de chaleur
- La température externe
- La pression interne
- La contrainte initiale du boulon.
- Les dimensions et la configuration de la bride

A partir de la considération de ces variables les paramètres qui déterminent la réponse du joint (et donc la probabilité de fuite) à la température peut être décidée.

Ces paramètres peuvent être récapitulés comme indiqué ci-dessous :

- Les températures des éléments de l'assemblage.
- Les déflexions de la bride pendant toutes les phases opérationnelles.

- Les contraintes sur le joint pendant toutes les phases opérationnelles.

L'analyse des effets de la température sur les joints à bride boulonnée est compliquée par certaines non-linéarité incluant :

- Les températures.
- Le comportement du joint
- Les propriétés du matériau des éléments en fonction de la température
- Le comportement du matériau des éléments (fluage et la relaxation).

Cependant, par la simplification des non-linéarités, une méthodologie conservatrice a été développée, qui est essentiellement une analyse stationnaire conduite aux points critiques dans le cycle thermique de l'assemblage.

5 Description de l'analyse

En raison des nombreuses non-linéarité impliquées et l'interaction entre les éléments de la bride, une méthode d'analyse pour déterminer les effets de la température sur l'étanchéité de l'assemblage serait extrêmement complexe. Afin que l'analyse soit aussi simple que possible, chaque non-linéarité et interaction ont été analysées pour déterminer si elles peuvent être négligées ou doivent être incorporées dans l'approche analytique. Cependant le processus de simplification a exigé que l'approche analytique initiale inclue toutes les variables. Il a été alors prouvé, par la comparaison avec l'analyse qui a été mené, que toutes ces simplifications faites étaient acceptables.

Afin de s'approcher de l'analyse complète de façon ordonnée, le développement a été séparé en deux étapes consécutives. Chaque étape a englobé un processus analytique autonome simple, permettant la vérification de chaque étape de l'analyse sur son achèvement. Les deux étapes étaient comme suit:

1. Détermination de la distribution de température en régime permanent et par conséquent des déflexions des éléments de la bride (expansions thermiques).
2. Détermination de l'interaction mécanique des éléments occasionnés par la température en régime permanent.

Chacune de ces étapes a fusionné deux autres étapes intervenant dans le processus d'analyse, comme inscrit ci-dessous :

- a) Détermination des équations et la théorie analytique associée.
- b) Vérifier ces équations par la comparaison avec plusieurs cas d'analyse par éléments finis.

Les éléments d'un assemblage à brides boulonnées de base sont montrés précédemment à la figure 3. Dans l'analyse des assemblages à brides boulonnées, plusieurs suppositions de simplification sont généralement faites. Pour la simplicité d'analyse l'assemblage est considéré comme symétrique à l'axe central et il est aussi supposé que les brides de jonction sont identiques, non identiques et brides avec couvercle plat.



Figure 6 Réacteur chimique

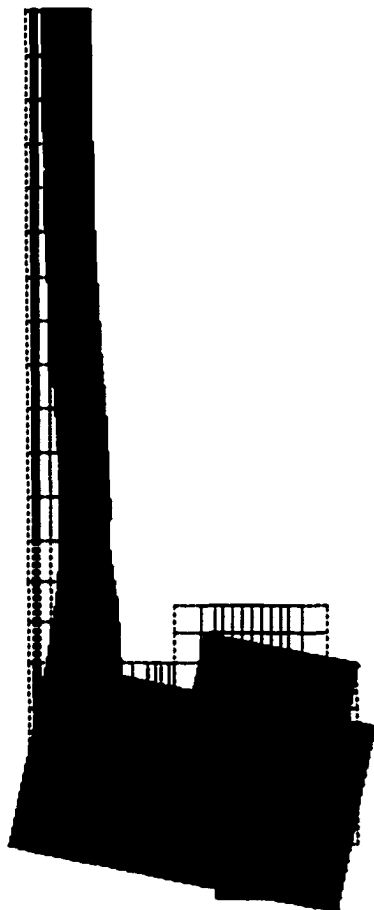


Figure 7 Rotation de la bride sous l'effet du préserrage

Les méthodes généralement utilisées pour l'analyse mécanique de l'effet de serrage des boulons et des forces de pression (Waters et. al. (1927) et Waters et. al. (1937)) démontre qu'il y a une rotation de bride due à l'excentricité du chargement de boulons par rapport au point de réaction du joint. Il y a une série d'équations d'interaction élastiques qui peuvent être utilisées pour déterminer, les déformations et les contraintes des éléments des brides boulonnées, basées sur les susdites suppositions de symétrie et en traitant la bride comme un anneau soudé à une coque infinie.

Ces équations indiquent que sur l'application de la charge de boulon, la bride tourne ce qui fait que la charge sur les boulons est transférée au joint. Cependant, avec l'application d'une pression interne, il y a deux effets qui arrivent. Une force hydrostatique qui prend acte le long du cylindre, qui diminue la charge sur le joint et incite la nouvelle rotation de bride. De plus il y a "un effet de cercle", où la pression interne cause l'expansion radiale du cylindre. Cette expansion radiale est restreinte par l'anneau de la bride, causant un transfert de moment sur l'anneau de celui ci, qui incite la nouvelle rotation de la bride (figure 7). Ainsi, selon les élasticités relatives des trois éléments, la charge des boulons peut augmenter ou diminuer avec l'application de la pression interne. Les effets de chargements dû à la température peuvent être traités de la même façon que le chargement dû à la pression. La bride agit essentiellement comme une ailette par laquelle s'évacue la chaleur d'où le refroidissement du cylindre, qui génère un gradient de température dans les directions radiales et axiales (figure 8). Cela cause l'expansion thermique axiale différentielle des éléments de brides. Puisque le boulon sera à une température inférieure à la bride, l'expansion différentielle devrait aboutir à une augmentation de la charge sur le joint et le boulon. Cependant, le contre balancement est un effet semblable à l'effet de cercle de pression. Puisque le cylindre fonctionnera à une température plus haute que l'anneau de la bride il y aura l'expansion différentielle dans la direction radiale entre ces deux éléments, causant un transfert de moment à l'anneau de la bride, la rotation de celle-ci causera la diminution de la charge dans les boulons et ainsi induit une diminution de la charge sur le joint (figure 9).

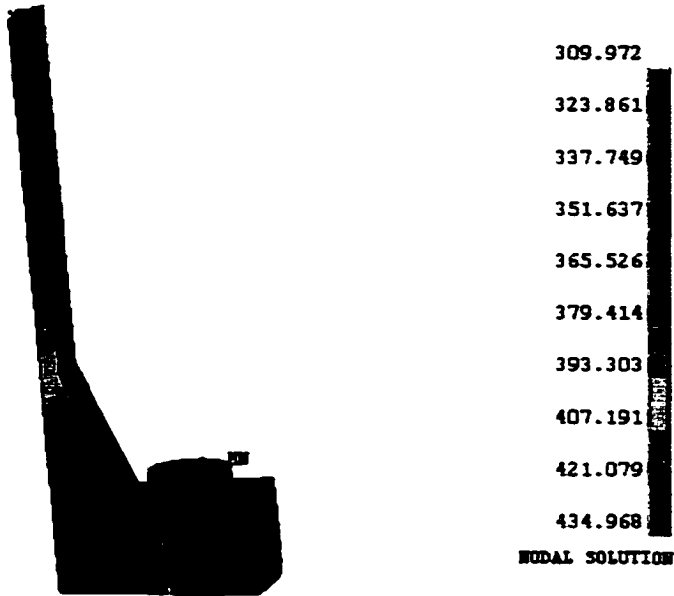


Figure 8 Distribution de la température

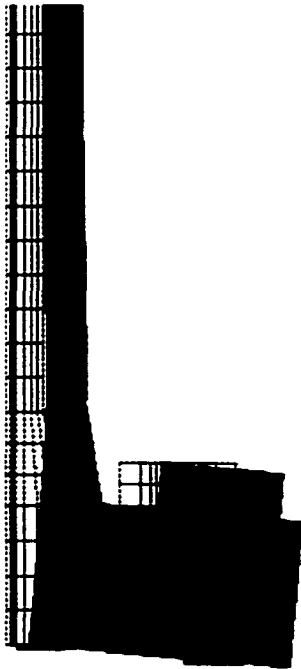


Figure 9 Variation de la charge dans le boulon due à la rotation de la bride

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Articles généraux sur le sujet

Le problème des fuites dans les brides boulonnées dû à l'effet de la température est bien connu dans la littérature. Payne (1985) a élaboré une large enquête sur les causes qui peuvent provoquer la détérioration des assemblages à brides boulonnées. L'article inclut l'identification des causes les plus répandues de fuite et la variation de celles-ci par la comparaison aux différentes dimensions des brides. Il indique clairement que l'effet de la température sur les assemblages à brides boulonnées est l'une des sources principales de défaillances. Durant les 10 dernières années Hsu, et al. (1994), et Winter et al. (1996) présentent (PVRC) des programmes de recherche et incluent une brève explication de la nécessité derrière ces recherches. Le PVRC a activement abordé dans diverses études le problème de l'effet thermique sur les réservoirs sous pression munis de joints d'étanchéité. Cependant, jusqu'à présent, il n'y a pas eu d'analyse théorique générale pour ce problème. Il y a eu plusieurs articles sur les effets de la température sur l'étanchéité des assemblages à brides boulonnées, dans les phases opérationnelles spécifiques, mais aucune approche de conception n'a été présentée. De plus il n'y a pas eu de recherche pertinente en ce qui concerne l'effet du gradient thermique sur l'interaction commune des différents éléments de la bride, cependant, le plus important c'est qu'il n'y a eu aucun effort qui a été mis dans la détermination des gradients thermiques réels qui existent dans le joint pendant l'opération. De là il n'est pas possible au concepteur d'inclure l'effet des températures sur les assemblages à bride boulonnées, sans passer par l'utilisation de l'analyse par éléments finis.

Le résumé de littérature suivant décrit les articles pertinents ayant rapport à cette étude écrite dans la période 1935-2002. Ils sont subdivisés en plusieurs domaines tels que l'interaction thermique, l'interaction mécanique, le transfert de chaleur, l'analyse de contraintes thermiques, le comportement général de l'assemblage à bride boulonnée et l'analyse par éléments finis. Un bref résumé de chaque article pertinent à cette recherche a été inclus.

1.2 L'interaction thermique

Les articles, qui traitent de près le sujet de cette étude, sont présentés par Sawa et. al. (1995a, 1996a). Ces articles utilisent la théorie de transfert de chaleur d'un cylindre fini pour examiner la distribution de température dans un cylindre muni d'isolant (brides 3 pouces classe 150 ASME B16.5) en fonction de divers gradients thermiques. Cependant, la théorie n'est pas entièrement détaillée et il est donc difficile de confirmer l'exactitude des équations présentées ou l'utilisation de la méthodologie détaillée. De plus, la pertinence de la théorie présentée n'a pas été vérifiée pour des brides de grand diamètre ou des brides sans isolant. Un troisième article de Sawa et. al. (1998) continue avec l'approche des articles précédents, et inclut un examen sur l'effet de l'utilisation d'un joint spiralé dans une bride expérimentale de 3 pouces.

Le traitement le plus généralisé du problème est donné par Dudley (1961), qui décrit une approche analytique de la résolution des contraintes et des déflexions des brides en raison d'une différence de température entre le cylindre et l'anneau.

Cependant, il suppose que la distribution de la température dans le cylindre et l'anneau est uniforme, ce qui ne représente guère la distribution réelle de celle-ci, ainsi que les hypothèses prises dans l'analyse.

Kerkhof (1951) présente une approche qui traite du chargement thermique statique dans la conception des brides, basée sur la réduction de la charge dans la boulonnerie due principalement aux changements des propriétés du matériau de la bride. Il présente quelques résultats expérimentaux pour confirmer la théorie, cependant il omet de présenter l'effet du gradient thermique.

L'article de Singh et. al. (1979b) présente une méthodologie analytique pour évaluer l'expansion radiale des brides et d'une plaque tubulaire d'échangeur de chaleur. Il présente des simplifications sur l'analyse des brides en les supposant comme des cylindres infinis sans perte de chaleur à la surface extérieure, cependant, aucune

évaluation de l'expansion axiale ni l'effet de l'interaction des différents éléments de la bride n'ont été pris en compte.

Les articles restants dans cette section ont tendance à se concentrer sur la solution des problèmes de gradient thermique. Le plus généralement employé est l'analyse par éléments finis pour établir la distribution de températures.

Sawa et. al. (1993) 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.

Dans leur article (1996b), ils continuent avec l'approche de l'article précédent, en remplaçant les brides symétriques par une bride avec un couvercle plat.

L'article présenté par Nau et. al. (1985a) utilise les éléments finis pour examiner les gradients de températures et plus spécifiquement la différence de température du boulon par rapport à celle de la bride. Dans plusieurs brides données par la norme B16.5, soumises à un gradient de température, il apparaît que le transfert de chaleur vers l'extérieur de la bride est négligeable (modélisation d'une bride parfaitement isolée).

Martens et. al. (1994) présente une analyse par éléments finis, d'un cas problématique d'un échangeur de chaleur avec la défaillance occasionnée directement par les gradients thermiques. Ils présentent aussi les contraintes engendrées et une solution finale de l'utilisation d'un joint de type soufflet entièrement soudé.

Raju (1980) a aussi présenté une approche utilisant les éléments axisymétriques pour une analyse de l'effet du chargement thermique et mécanique sur les assemblages à brides boulonnées.

Une des études la plus compréhensible d'un cas problématique d'assemblage a été traitée par Bickford et. al. (1989a). Cet article récapitule les découvertes d'une enquête de l'ASME pour un cas problématique d'un assemblage à bride d'une

chaudière. Il inclut l'évolution des assemblages à brides boulonnées, l'historique de défaillance des assemblages, la présentation d'un modèle d'éléments finis et ces résultats, la comparaison avec une solution analytique et une discussion détaillée des résultats. Trois autres articles de cette étude sont Winter (1988), Bickford et. al. (1989b) et Chao (1998), qui présentent plus en détail les procédures utilisées pour le boulonnage ainsi qu'une étude par éléments finis.

Un autre article, qui est aussi quelque peu plus général, est celui de Winter et. al. (1996). Il traite les effets de températures en régime transitoire sur une série de brides standards, et plus spécifiquement l'effet du coefficient de transfert de chaleur.

L'article est écrit à partir d'une perspective pratique et présente l'analyse par éléments finis et les données du site pour diverses brides.

Un travail semblable, d'une perspective légèrement plus théorique, a été exécuté par Sciffet (1993) qui examine les effets de la température en régime transitoire sur les brides boulonnées, NPS 3 cl.1500 et NPS 6 cl.600 de la norme ANSI B16.5. Il présente les résultats expérimentaux pour la distribution de la température dans la bride et la simulation par éléments finis.

Spaas et. al. (1977) ont utilisé l'analyse par éléments finis et l'analyse expérimentale pour examiner une bride non standard de 702mm de diamètre interne, soumise à une haute pression. il s'agit du couvercle d'un réacteur nucléaire du type PWR (Pressurized Water Reactor). L'article contient une collecte de données sur les gradients thermiques et leurs effets sur la charge des boulons, la rotation de la bride et des contraintes. Bakker et. al. (1977) présentent les équations utilisées dans l'article précédent, y compris l'analyse par éléments finis, les gradients thermiques, la rotation de la bride et les contraintes dans les boulons.

Andresso (1984) examine les effets de gradients de températures et de la pression sur une bride de 450mm de diamètre nominal interne ayant un couvercle plat en utilisant l'analyse par éléments finis. Il présente les chargements relatifs des éléments et les déflexions en fonction du temps. Andresso et. al. (1985) utilisent les éléments finis et la photoélasticité pour évaluer l'effet du gradient thermique sur la bride et le

couvercle plat de 450mm de diamètre nominal interne d'un couvercle plat. Finalement Qu et. al. (1989) présentent les résultats expérimentaux des gradients thermiques transitoires sur une bride non standard de 1000 mm de diamètre interne présentant un couvercle d'un réacteur nucléaire du type PWR (Pressurized Water Reactor), y compris, la charge sur les boulons et la rotation de la bride.

Il y a eu aussi plusieurs études sur les effets de gradients thermiques achevés avant l'utilisation répandue d'analyse par éléments finis. Ces études utilisent généralement les mesures du gradient de température, la charge dans les boulons et les contraintes engendrées dans la bride. Un tel article est celui de Carlson et. al. (1951), qui décrit la mise à l'épreuve thermique de trois différentes configurations de brides de 225mm de diamètre interne. Des gradients de températures durant le régime transitoire (l'augmentation et la diminution) sont présentés.

Un travail semblable a été exécuté par le Comité britannique des brides, qui a examiné les effets du gradient de température sur les contraintes et le fluage du joint. Johnson et. al. (1954), Tapsell (1939) et Gough (1936) examinent les effets de température sur les joints et la variation de la charge engendrée pour différentes configurations des boulons. La nouvelle analyse de ce travail est présentée dans Bailey (1937) et Bernard (1963), qui récapitulent les découvertes des articles précédents et présentent le nouveau traitement analytique des résultats.

Deux articles théoriques sur le fluage dû à l'effet de la température sont Marine (1938) et Waters (1938). Ces articles donnent une vue analytique des effets de la haute température sur les assemblages à brides boulonnées en termes d'élément qui flue. Cependant, aucune analyse réelle de gradients thermiques n'est présentée. L'article de Price (1996) présente une vue simplifiée de l'effet de la température sur les brides, bien qu'aucune analyse expérimentale ou théorique ne soit présentée.

L'article publié par (Brown et al. 2000), décrit la distribution de 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 dû à la température moyenne mais ne considère guère l'effet du gradient de température sur l'expansion radiale et ne considère pas l'expansion axiale ainsi que les rotations des différents éléments de la bride due à l'effet de la température.

1.3 L'interaction mécanique

Au cours des années, plusieurs travaux ont été exécutés sur l'interaction mécanique des assemblages à brides boulonnées. Un bref résumé du travail effectué est inscrit ci-dessous. Cependant, la comparaison avec les différentes études et méthodologies ne seront pas présentées. Le lecteur devrait se référer aux sources existantes de cette information comme Blach (1981), qui présente un excellent aperçu sur l'historique des équations de conception actuelles et fait une revue de la littérature sur tous les aspects de conception de brides. De plus BSI (1969), fournit une revue critique de l'ASME VIII et des méthodes de conception de Taylor Forge et décrit aussi les lacunes existantes dans les standards de conception de brides (la plupart de ces manques sont toujours d'actualité). Rose (1970) inclut une section sur les diverses méthodologies actuellement utilisées pour la conception de brides et une extension de ce travail est présenté par Murray et. al. (1961).

Le début de la recherche sur le comportement mécanique des brides boulonnées et le développement des théories dans le code ASME VIII (méthodologie de conception) est couvert par divers articles, tel que celui de Waters et. al. (1927), qui ont établi un travail sur la conception des brides en utilisant la théorie des plaques. Ils présentent aussi une mise à l'épreuve d'une expérimentation sur la déflexion et les contraintes dans les brides.

Waters et. al. (1937) s'étendent sur l'analyse des brides en utilisant la théorie des plaques. C'est ce travail qui a été ultérieurement modifié pour former la base du code d'ASME. Rossheim et. al. (1938) présentent une mise à l'épreuve expérimentale des brides d'échangeurs de chaleur sur la charge des boulons et la rotation de la bride occasionnée par la pression interne, et compare avec la théorie de Waters et. al. (1937).

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).

Donald et. al. (1959) 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 l'expérimentale, pour les brides de grands diamètres. Dans leur analyse la bride est traitée comme un anneau, plutôt qu'une plaque. Van Campen et. al. (1960) traitent la collerette comme un anneau en utilisant les équations analytiques détaillées et présentent une comparaison avec l'article de Murray et. al. (1961).

Bouزيد (1994) récapitule les diverses approches de conception de brides, et utilise une combinaison de diverses méthodes exactes, y compris l'interaction des éléments de l'assemblage et développe une solution plus précise de la conception des brides. Brown (1993) et Bouزيد et. al. (1994) étendent l'approche de Waters et. al.(1951) pour inclure plusieurs facteurs tels que la rigidité du boulon, l'interaction des éléments de l'assemblage, les propriétés du joint, la relaxation du joint et la rotation de la bride sur la capacité du joint à l'étanchéité. Pour confirmer l'analyse, un travail expérimental et l'analyse par éléments finis sont présentés dans ces articles.

1.4 Transfert de chaleur et analyse des contraintes thermiques

L'établissement de la nature exacte des gradients thermiques dans un assemblage est d'une importance impérative à la création d'une approche de conception. Carslaw et. al. (1959) décrivent la solution théorique des gradients thermiques pour une variété

de cas de transfert de chaleur. De plus le traitement des autres aspects, comme le flux de chaleur et les profils de température est couvert dans Kern et. al. (1972), qui présentent une discussion et une analyse des surfaces étendues (ailettes) et leurs effets sur le transfert de chaleur dans un corps.

L'établissement des gradients thermiques doit être relié aux contraintes et déformations des brides. Boley et. al. (1960) et Parkus (1976) examinent les contraintes produites par un gradient thermique généré dans diverses configurations comme les cylindres, les disques et des gradients thermiques non-axisymétriques. De plus. Goldberg (1953) établit une solution analytique des contraintes dues au gradient thermique dans une plaque circulaire.

1.5 Comportement du joint

Le choix d'un joint et la caractérisation de son comportement dans le processus de conception est un sujet de grande complexité qui n'a pas été entièrement compris jusqu'à ce jour. Il y a beaucoup d'aspects à considérer dans l'utilisation des joints. Une excellente référence sur le sujet est Winter (1990) qui explique les aspects nécessaires du comportement des joints.

Le présent code de conception des réservoirs sous pression (ASME 1998b) incorpore une approximation du comportement du joint en spécifiant une contrainte d'assise y et une autre de fonctionnement qui est le multiple de la pression m_p pour différents matériaux et configurations des joints. Les auteurs du code ont établi ces "facteurs de joint" au moment de l'introduction de la conception des brides au code. ASME (1942) fournit les premières modifications au code ASME des réservoirs sous pression qui ont vu l'introduction des coefficients "m" et "y" caractérisant le joint. Rossheim et. al. (1943) font la première révision de ces coefficients et incluent une discussion sur leur applicabilité.

Beaucoup d'auteurs ont exploré un important aspect d'interaction des joints dans la conception des brides, à savoir celui de la relaxation du joint en opération

particulièrement pour des joints à haute température. Cependant, en raison de la multitude de types de joint et de matériau, cet effet est loin d'être complètement défini. Thorn (1949) présente un article sur les propriétés de relaxation du matériau des joints de feuille d'amiante. Bazergui (1984) présente la relaxation à court terme de différents joints. Farnam (1951), Smoley et. al. (1963) et Marchand et. al. (1996) examinent les caractéristiques de la relaxation du matériau de joint en feuille, y compris les effets d'une température élevée. Kraus et. al. (1982), Marchand et. al. (1993), Bouzid et al.(1994, 1996, 1997), Nagy (1996) et Nagy (1997) traitent de la relation de relaxation des joints en tenant compte de l'interaction de celui ci.

1.6 Analyse par éléments finis

L'utilisation de la méthode des éléments finis pour étudier l'interaction opérationnelle des brides boulonnées devient de plus en plus populaire; ceci est dû au fait que les programmes d'éléments finis deviennent plus accessibles et plus faciles à utiliser. Les articles suivants utilisent la méthode des éléments finis pour étudier les brides boulonnées, et présentent 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) présentent un modèle d'éléments finis du comportement du joint qui inclut la non-linéarité, l'isotropie transversale, la plasticité et le critère de défaillance; ce qui modélise exactement le comportement du matériau du joint. Une comparaison avec les résultats expérimentaux est aussi présentée. Maddren et. al. (1995) et Lin et. al. (1997) examinent l'utilisation du code d'éléments finis pour étudier le flux de chaleur dans un boulon présent dans une bride, et plus particulièrement les niveaux de contraintes de contact et le flux de chaleur induit. Nishioka et. al. (1979) présentent une analyse en 2-D par éléments finis pour les brides standard, et examine le niveau de contrainte, l'effet du rayon de la collerette, et la comparaison avec le code de calcul et le chargement effectif du joint.

Zerres et. al. (1998) compare les procédures analytiques de conception actuelles avec un modèle en 3D d'une bride standard en utilisant les éléments finis. Fessler et. al. (1974) examinent les niveaux de contraintes du matériau et le taux de fluage pour une bride de 250mm de diamètre nominal intérieur. Des résultats expérimentaux en utilisant la photoélasticité ont été utilisés pour valider leur modèle. Nerli et. al. (1974) présentent une méthodologie numérique pour l'évaluation de 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 standard pour confirmer le modèle. Hwang et. al. (1994) examinent la différence entre l'analyse par éléments finis en 2D et 3D d'une bride standard sous diverses charges opérationnelles. Stallings et. al. (1992) proposent une méthodologie pour la modélisation du pré-chargement des boulons des assemblages à brides boulonnées. Hollinger et. al. (1996) présentent une méthodologie pour comparer les résultats par éléments finis et les équations analytiques de conception. Nau (1985) détaille une approche par éléments finis pour l'analyse du joint, 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 qui inclut 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 pour une meilleure étanchéité de la bride avec une méthode de préchauffage des boulons, il explique à ce sujet l'effet de la température sur l'expansion des boulons et leur incidence sur l'étanchéité de l'ensemble.

CHAPITRE 2

MODELISATION ANALYTIQUE

2.1 Introduction

Les modèles analytiques, permettant d'étudier l'effet de la température sur la variation de la charge sur le joint d'étanchéité des assemblages à brides boulonnées, font l'objet de ce chapitre. Dans un premier temps, les modèles analytiques thermiques sont développés. De tels modèles permettent d'analyser la distribution de la température et les déflexions engendrées dans les différents éléments de l'assemblage. Un modèle d'interaction élastique, faisant intervenir l'effet de l'expansion radiale des différents éléments de l'assemblage, est élaboré. Ce modèle permet de déterminer la charge dans les boulons et par conséquent la contrainte moyenne sur le joint.

2.2 Modèle thermique

Les différents éléments du modèle thermique développé sont représentés dans la figure 10, à savoir :

- Le cylindre à paroi mince.
- La collerette reliant le cylindre à l'anneau de la bride.
- L'anneau de l'assemblage, et
- Le couvercle plat quand il est applicable.

L'anneau de l'assemblage est composé de deux sections différentes, à savoir : la section intérieure dont le rayon extérieur est celui de la base de la collerette et la section extérieure comprise entre r_h et r_o . L'épaisseur équivalente de celui-ci est déterminée en fonction des cas d'assemblage traités et sera définie ultérieurement.

Le modèle analytique proposé, permet de déterminer la distribution de la température pour les différents éléments de l'assemblage. Ces températures sont utilisées pour calculer les déflexions engendrées afin d'évaluer la variation de la charge dans la boulonnerie, et par conséquent celle du joint d'étanchéité. Deux cas d'assemblage

sont analysés: l'assemblage avec deux brides et celui d'une bride avec un couvercle plat.

Nous définissons donc les résistances thermiques des différents éléments de la bride et du couvercle plat. Par la suite, nous appliquons le principe de transfert de la chaleur pour la détermination des températures. Celles-ci sont utilisées pour déterminer les déplacements radiaux et axiaux ainsi que la rotation de l'anneau de la bride, et feront l'objet de la section 3.2.

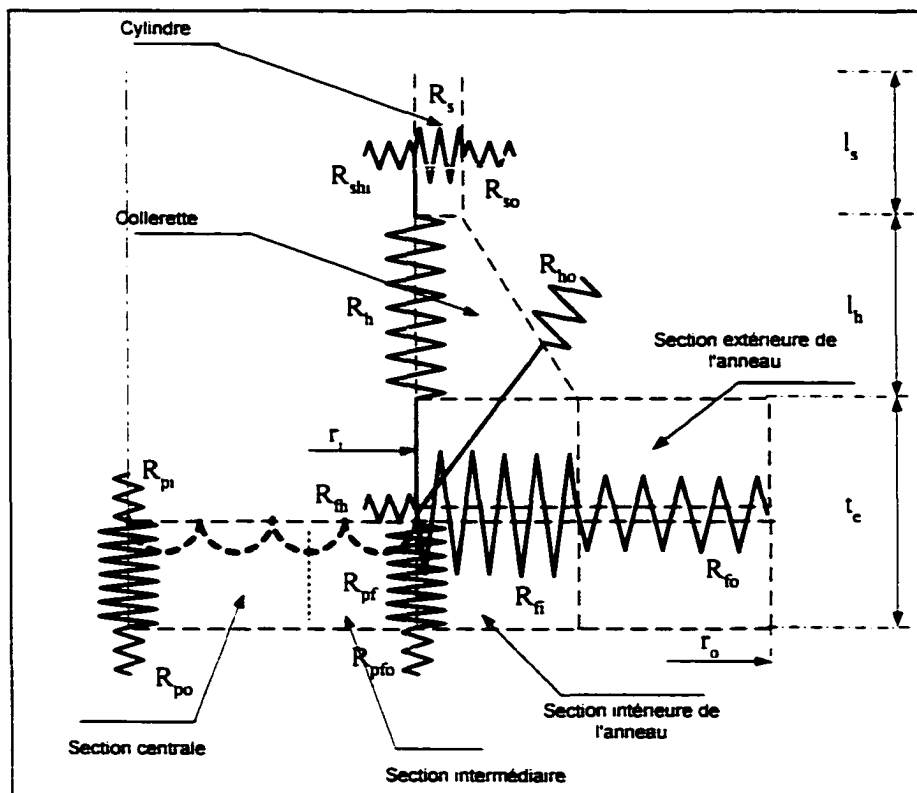


Figure 10 Modèle représentant les résistances des différents éléments de l'assemblage

L'étude analytique de la distribution de la température pour le cas du cylindre et de la section intérieure de l'anneau est traitée par la théorie des cylindres infinis. La section extérieure de l'anneau est traitée par la théorie des cylindres finis (CARSLAW et al. 1959) en considérant la convection à travers les surfaces exposées

au fluide externe. La collerette et les parties centrale et intermédiaire du couvercle sont traitées par la théorie de transfert de la chaleur à travers les surfaces de longueurs infinies.

Les déflexions du cylindre et de la collerette sont déterminées en utilisant la théorie des cylindres à paroi mince. L'anneau de l'assemblage est traité par la théorie des cylindres à paroi épaisse. Le couvercle plat est traité par la théorie des plaques circulaires minces. Pour faciliter le calcul, un programme dans l'environnement Matlab a été élaboré, pour déterminer la distribution des températures, les déplacements radiaux et axiaux des différents éléments de l'assemblage, ainsi que la rotation induite de l'anneau de la bride. Le calcul de l'interaction élastique des différents éléments de l'assemblage qui sert à déterminer la contrainte moyenne sur le joint est effectué dans Excel, pour les deux modèles d'assemblages développés.

2.2.1 Calcul des résistances des différents éléments de la bride

Les résistances thermiques des différents éléments de la bride ainsi que celles des fluides internes et externes tels que montrées à la figure 10 sont déterminées par application du principe de transfert de la chaleur basé sur la conduction et la convection.

2.2.1.1 Calcul des Résistances de la collerette et du cylindre

La résistance du fluide à la surface intérieure du cylindre et de la collerette est déterminée à l'aide de l'équation du flux de chaleur par convection dans la direction radiale. celle ci est donnée par :

$$R_{\text{int}} = \frac{1}{2\pi r_i h_i (\ell_s + \ell_b)} \quad (2.1)$$

La résistance interne du cylindre est déterminée à l'aide de l'équation du flux de chaleur par convection dans la direction radiale de celui-ci.

$$R_s = \frac{l}{2\pi k_s \ell_s} \ln\left(\frac{r_i + t_s}{r_i}\right) \quad (2.2)$$

La résistance du fluide externe (air) dans la région du cylindre est déterminée à l'aide de l'équation du flux de chaleur par convection à l'interface du cylindre : celle-ci est donnée par :

$$R_{so} = \frac{1}{2\pi (r_i + t_s) h_a \ell_s} \quad (2.3)$$

La résistance du fluide externe (air) dans la région de la collerette est déterminée à l'aide de l'équation du flux de chaleur par convection à l'interface de la collerette : celle-ci est donnée par :

$$R_{ho} = \frac{1}{2\pi (r_h) h_a \ell_h} \quad (2.4)$$

La résistance interne de la collerette est déterminée à l'aide de l'équation du flux de chaleur par convection dans la direction axiale : celle-ci est donnée par :

$$R_h = \frac{\ell_h}{2\pi (r_o^2 - r_i^2) k_s} \quad (2.5)$$

2.2.1.2 Calcul des Résistances de l'anneau de l'assemblage

La résistance du fluide interne dans la région de l'anneau est déterminée à l'aide de l'équation du flux de chaleur par convection à l'interface de l'anneau; celle-ci est donnée par :

$$R_{fi} = \frac{1}{2\pi r_i h_i t_c} \quad (2.6)$$

La résistance interne de la section intérieure de l'anneau de l'assemblage est déterminée à l'aide de l'équation du flux de chaleur par convection dans la direction radiale. Celle-ci est calculée de la même façon que pour le cas d'un cylindre, en remplaçant t_s par t_h dans l'équation 2.2 et est donnée par:

$$R_{fi} = \frac{1}{2\pi k_r t_c} \ln \left(\frac{r_i + t_h}{r_i} \right) \quad (2.7)$$

La section extérieure de l'anneau est considérée comme un cylindre fini. La distribution de la température à travers celui-ci est tirée de CARSLAW et al. (1959), en considérant la convection des trois surfaces exposées à l'extérieur. L'équation régissant la température utilise les fonctions de Bessel modifiées et est donnée comme suit :

$$T_f(r, z) = 2 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(\varphi_n \cos(\varphi_n z) + h_o \sin(\varphi_n z)) \cdot \phi(r, n)}{[\varphi_n^2 + h_o^2] \cdot t_c + 2 h_o} \cdot \phi(r, n) \dots \quad (2.8)$$

$$\int_0^{t_c} [f(z) \cdot (\varphi_n \cos(\varphi_n z) + h_o \sin(\varphi_n z))] dz$$

Avec :

$$\phi(r, n) = I_0(r\varphi) \cdot [\varphi_n \cdot K_1(r_o \varphi_n) - h_o \cdot K_0(r_o \varphi_n)] + \quad (2.9)$$

$$K_0(r\varphi) \cdot [\varphi_n \cdot I_1(r_o \varphi_n) - h_o \cdot I_0(r_o \varphi_n)]$$

Où φ_n sont les racines positives de l'équation :

$$\tan(\varphi_n \cdot t_c) = \frac{2\varphi_n \cdot h_o}{\varphi_n^2 - h_o^2} \quad (2.10)$$

Et après calcul de l'intégrale :

$$\int_0^{t_c} [f(z) \cdot (\varphi_n \cos(\varphi_n z) + h_o \sin(\varphi_n z))] dz \quad (2.11)$$

$T_f(r, z)$ devient comme suit :

$$T_f(r, z) = 2 \cdot (T_{th} - T_o) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(\varphi_n \cos(\varphi_n z) + h_o \sin(\varphi_n z))}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) \cdot t_c + 2h_o] \cdot \phi(r_h, n)} \cdot \left[\frac{h_o}{\varphi_n} ((\cos(\varphi_n t_c) - 1) - \sin(\varphi_n t_c)) \right] \phi(r, n) \quad (2.12)$$

Des études faites par Brown, W (2002) ont montré que le gradient thermique à travers l'épaisseur de l'anneau est négligeable. L'équation 2.12 peut être simplifiée. La distribution radiale de la température est donc en fonction du rayon comme suit :

$$T_f(r) = T_o - 2 \cdot (T_{th} - T_o) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cdot \cos(\varphi_n t_c) - h_o - \varphi_n \sin(\varphi_n t_c)] \cdot \phi(r, n)}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) \cdot t_c + 2h_o] \cdot \phi(r_h, n)} \quad (2.13)$$

L'équation du flux de la chaleur q basée sur le principe de la conduction et de la convection à travers la direction radiale d'un cylindre est donnée par l'expression 2.14:

$$q = -2\pi r_h k_r \frac{\partial T_f(r)}{\partial r} \quad (2.14)$$

Sachant que la dérivée des fonctions de Bessel modifiées I_0 et K_0 est donnée par

$$\frac{\partial I_0(r\varphi_n)}{\partial r} = \varphi_n \cdot I_1(r\varphi_n) \quad (2.15)$$

et

$$\frac{\partial K_0(r, \varphi_n)}{\partial r} = -\varphi_n \cdot K_1(r, \varphi_n) \quad (2.16)$$

donc

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi(r, n)}{\partial r} = \phi'(r, n) = \varphi_n \cdot [I_1(r, \varphi_n) \{ \varphi_n \cdot K_1(r_0, \varphi_n) - h_0 \cdot K_0(r_0, \varphi_n) \}] \\ - \varphi_n \cdot K_1(r, \varphi_n) \{ \varphi_n \cdot I_1(r_0, \varphi_n) - h_0 \cdot I_0(r_0, \varphi_n) \} \end{aligned} \quad (2.17)$$

et

$$\begin{aligned} \phi'(r_h, n) = \varphi_n [I_1(r_h, \varphi_n) \{ \varphi_n \cdot K_1(r_0, \varphi_n) - h_0 \cdot I_0(r_0, \varphi_n) \}] \\ - \varphi_n \cdot K_1(r_h, \varphi_n) \{ \varphi_n \cdot I_1(r_0, \varphi_n) - h_0 \cdot I_0(r_0, \varphi_n) \} \end{aligned} \quad (2.18)$$

Le flux de la chaleur sortant à travers les surfaces exposées de la section extérieure de l'anneau de la bride peut être calculé pour $r = r_h$ en utilisant les équations 2.17 et 2.18

$$q = 4\pi r_h k_f (T_{th} - T_o) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cos(\varphi_n t_e) - h_o - \varphi_n \sin(\varphi_n t_e)] \phi'(r_h, n)}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) t_e + 2h_o] \phi(r_h, n)} \quad (2.19)$$

$$q = \frac{\Delta T t_h}{R_{fo}} = 4\pi r_h k_f \Delta T \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cos(\varphi_n t_e) - h_o - \varphi_n \sin(\varphi_n t_e)] \phi'(r_h, n)}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) t_e + 2h_o] \phi(r_h, n)} \quad (2.20)$$

D'où en utilisant l'équation (2.20) la résistance de la section extérieure de l'anneau dans la direction radiale est déterminée par :

$$R_{fo} = \frac{t_e}{4\pi r_h k_f \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cos(\varphi_n t_e) - h_o - \varphi_n \sin(\varphi_n t_e)] \phi'(r_h, n)}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) t_e + 2h_o] \phi(r_h, n)}} \quad (2.21)$$

L'équation 2.21 peut s'écrire comme :

$$R_{io} = \frac{t_e}{2\pi (t_i + t_h) \beta} \quad (2.22)$$

Où β est donnée par :

$$\beta = 2 k_f \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cos(\varphi_n t_e) - h_o - \varphi_n \cos(\varphi_n t_e)] \phi(n, n)}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) t_e + 2h_o] \phi(n, n)} \left(\varphi_n \cos\left(\varphi_n \frac{t_e}{2}\right) + h_o \sin\left(\varphi_n \frac{t_e}{2}\right) \right) \quad (2.23)$$

2.2.1.3 Calcul des résistances du couvercle plat

Pour le cas d'un assemblage avec une bride et un couvercle plat, on subdivise le couvercle en trois parties distinctes, à savoir : La partie centrale du couvercle, la partie intermédiaire délimitée par $r_i - t_h$ et $r_i + t_h$ et la partie extérieure. Pour déterminer la température au centre du couvercle plat, il est raisonnable de supposer celui-ci comme étant une surface infinie avec une dissipation axiale à travers sa frontière extérieure. Cela est particulièrement vrai pour les couvercles de grands diamètres, pour lesquels la température au centre n'est guère affectée par la dissipation radiale de la chaleur. Cependant on peut aussi supposer un gradient de température linéaire à travers l'épaisseur de la plaque. A cet effet la résistance de la partie centrale du couvercle plat est déterminée par la conduction de la chaleur à travers la direction axiale de celui-ci.

$$R_p = \frac{t_p}{\pi r_i^2 k_f} \quad (2.24)$$

Les résistances thermiques au centre du couvercle plat pour le fluide interne et externe dues à la convection de la chaleur sont données par :

$$R_{pi} = \frac{1}{\pi r_i^2 h_i} \quad (2.25)$$

$$R_{po} = \frac{1}{\pi r_i^2 h_o} \quad (2.26)$$

La résistance thermique de la partie intermédiaire du couvercle plat et celle correspondante à la convection vers l'extérieur, dans la direction axiale, sont données par les expressions suivantes:

$$R_{pf} = \frac{t_f}{\pi (r_e^2 - (2r_i - r_e)^2) k_f} \quad (2.27)$$

$$R_{pfo} = \frac{1}{\pi (r_e^2 - (2r_i - r_e)^2) h_{os}} \quad (2.28)$$

2.2.2 Évaluation des températures :

2.2.2.1 Cas de deux brides identiques

Par analogie aux circuits électriques, on peut calculer la variation de la température $\Delta T_{12} = T_2 - T_1 = R_{12} \cdot Q_{12}$ aux bornes, une résistance thermique R_{12} en considérant le flux de la chaleur Q_{12} passant à travers celle-ci tel que montré à la figure 11. Pour pouvoir déterminer les températures aux différents points, le principe de transfert de la chaleur sera donc appliqué. Une fois que celles-ci sont déterminées nous pouvons en déduire la distribution radiale des températures pour les différents éléments à savoir le cylindre, la collerette et l'anneau.

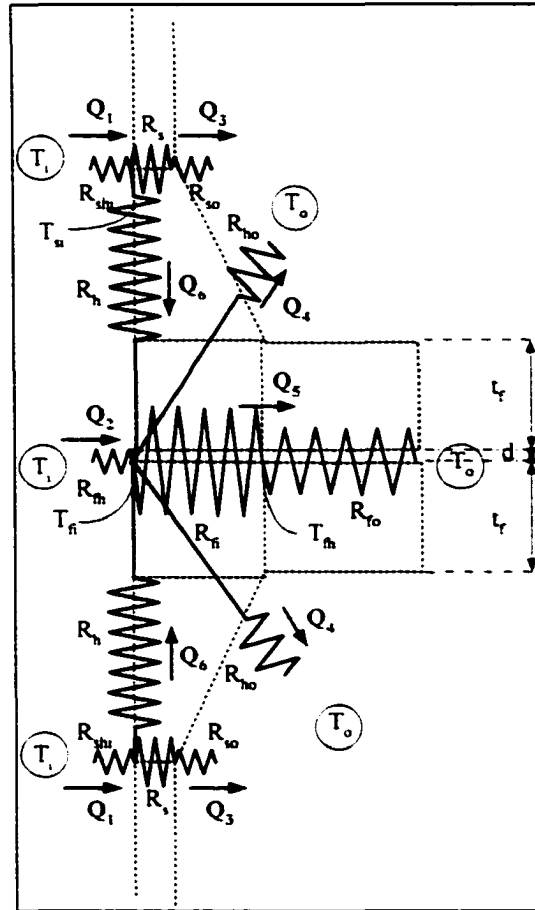


Figure 11 Modèle analytique de deux brides identiques

Une quantité de chaleur importante passe par le cylindre vers l'anneau à travers la collerette. Une grande dissipation de chaleur s'effectue à travers la section extérieure de l'anneau car celle-ci présente une plus petite résistance thermique et agit comme une ailette. L'autre partie s'échappe à travers les surfaces exposées de la collerette et du cylindre.

En appliquant le principe de transfert de la chaleur qui exige que la quantité du flux de chaleur entrant est égale à la quantité du flux de chaleur sortant, on obtient:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_3 + Q_6 \\ Q_2 + 2Q_6 &= 2Q_4 + Q_5 \end{aligned} \quad (2.29)$$

Ce qui est équivalent à écrire en terme de température :

$$\begin{aligned} \frac{T_i - T_{sh}}{R_{sh}} &= \frac{T_{st} - T_c}{R_s + R_{so}} + \frac{T_{st} - T_{fi}}{R_h} \\ \frac{T_i - T_{fi}}{R_{th}} + 2 \frac{T_{st} - T_{fi}}{R_h} &= 2 \frac{T_{fi} - T_c}{R_{ho}} + \frac{T_{fi} - T_c}{R_{fi} + R_{fo}} \end{aligned} \quad (2.30)$$

En résolvant le système de deux équations à deux inconnues ci dessus, nous pouvons déterminer T_{sh} et T_{fi} comme suit :

$$T = [A]^{-1} [B] \quad \text{où} \quad T = \begin{bmatrix} T_{sh} \\ T_{fi} \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

Où :

$$A = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix}$$

Avec

$$\begin{aligned} A_1 &= \left(\frac{1}{R_{sh}} + \frac{1}{(R_s + R_{so})} + \frac{1}{R_h} \right) \\ A_2 &= -\frac{1}{R_h} \\ A_3 &= -\frac{2}{R_h} \\ A_4 &= \left(\frac{1}{R_{th}} + \frac{1}{(R_{fi} + R_{fo})} + \frac{2}{R_h} + \frac{2}{R_{ho}} \right) \end{aligned} \quad (2.32)$$

Et

$$B = \left[\begin{array}{l} \left(\frac{T_i}{R_{sh}} + \frac{T_o}{(R_s + R_{so})} \right) \\ \left(\frac{T_i}{R_{fb}} + \frac{T_o}{(R_{fi} + R_{fo})} + \frac{2T_o}{R_{ho}} \right) \end{array} \right] \quad (2.33)$$

2.2.2.2 Cas de deux brides non identiques

Dans ce cas, les équations 2.29 à 2.33 sont utilisées en prenant les dimensions non identiques des brides. Pour une modélisation correcte, il nous est possible d'utiliser une épaisseur équivalente de l'anneau qui serait proportionnel à l'épaisseur des brides supérieure et inférieure ainsi que l'espace qui existe entre les deux, celle-ci est donnée comme suit :

$$t_e = t_f + t'_f - d \quad (2.34)$$

Les résistances thermiques des différents éléments des deux brides sont déterminées par les mêmes formules décrites précédemment, en considérant les dimensions des éléments de chaque bride. Ainsi, on peut utiliser le modèle précédent avec des résistances différentes. Comme indiqué sur le modèle de la figure 12, pour le calcul des températures, la résistance R_{fo} est donnée par une expression similaire à celle définie par l'équation 2.22 avec t_e telle que définie par l'équation 2.34.

Sachant que, la quantité du flux de chaleur entrant est égale à la quantité du flux de chaleur sortant :

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_3 + Q_6 \\ Q_2 + Q_6 + Q'_6 &= Q_4 + Q_5 + Q'_4 \end{aligned} \quad (2.35)$$

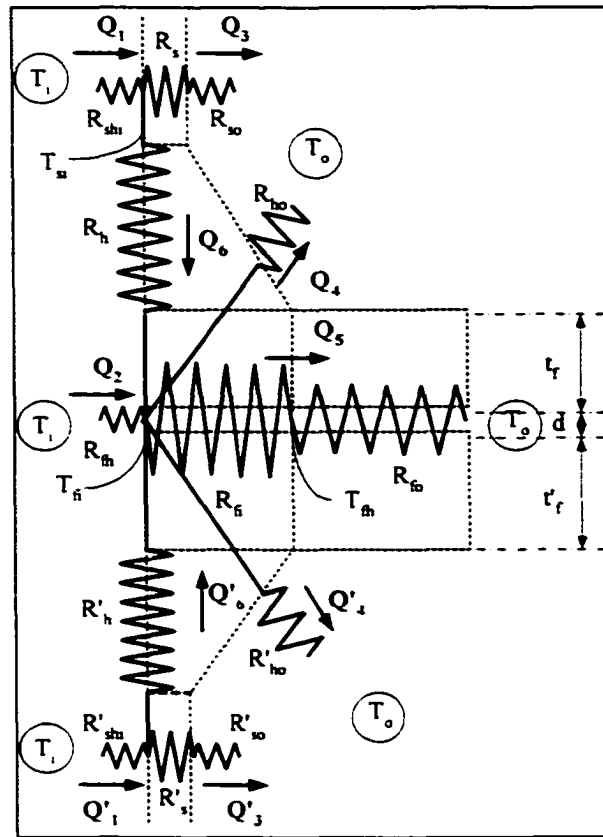


Figure 12 Modèle analytique de deux brides non identiques

Ce qui est équivalent à écrire en terme de température:

$$\frac{T_i - T_s}{R_{shi}} = \frac{T_s - T_o}{R_s + R_{so}} + \frac{T_s - T_{fi}}{R_h} \quad (2.36)$$

$$\frac{T_i - T_{fi}}{R_{hi}} + \frac{T_s - T_{fi}}{R_h} = \frac{T_{fi} - T_o}{R_{bo}} + \frac{T_{fi} - T_o}{R_{bo}} + \frac{T_{fi} - T_o}{R_{fi} + R_{fo}}$$

En résolvant le système de deux équations à deux inconnues ci dessus nous pouvons déterminer T_{shi} et T_{fi} comme suit

$$T = [A]^{-1} [B] \quad \text{où} \quad T = \begin{bmatrix} T_{shi} \\ T_{fi} \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

où

$$A = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix}$$

Avec

$$A_1 = \left(\frac{1}{R_{shi}} + \frac{1}{(R_s + R_{so})} + \frac{1}{R_h} \right)$$

$$A_2 = -\frac{1}{R_h} \quad (2.38)$$

$$A_3 = \frac{1}{R_h} - \frac{1}{R_h}$$

$$A_4 = \left(\frac{1}{R_h} + \frac{1}{(R_{fi} + R_{fo})} + \frac{1}{R_h} + \frac{1}{R_{ho}} + \frac{1}{R_h} + \frac{1}{R_{ho}} \right)$$

Et

$$B = \begin{bmatrix} \left(\frac{T_i}{R_{shi}} + \frac{T_o}{(R_s + R_{so})} \right) \\ \left(\frac{T_i}{R_{fi}} + \frac{T_o}{(R_{fi} + R_{fo})} + \frac{T_o}{R_{ho}} + \frac{T_o}{R'_{ho}} \right) \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

2.2.2.3 Cas d'une bride avec un couvercle plat

Pour pouvoir déterminer la distribution de la température dans un assemblage présentant un couvercle plat, on utilise par analogie au circuit électrique, les résistances des différents éléments à savoir le cylindre, la collerette, l'anneau et le couvercle plat selon la direction du flux de chaleur comme indiqué sur le modèle à la figure 13.

L'épaisseur équivalente de l'anneau de l'assemblage d'une bride avec un couvercle plat est donnée par l'équation 3.40 ci dessous :

$$t_e = t_f + t_p - d \quad (2.40)$$

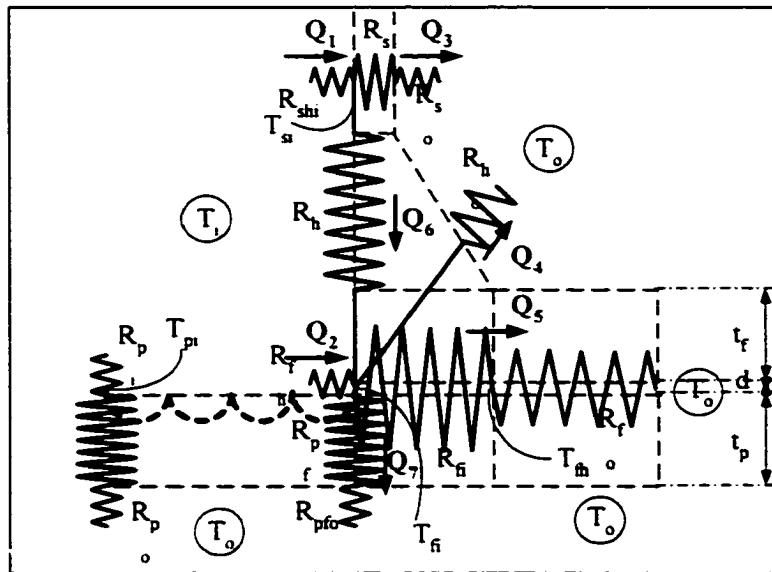


Figure 13 Modèle analytique d'une bride avec un couvercle plat

Sachant que la quantité du flux de chaleur entrant est égale à la quantité du flux de chaleur sortant :

$$Q_1 = Q_3 + Q_6 \quad (2.41)$$

$$Q_2 + Q_6 = Q_4 + Q_5 + Q_7$$

Ce qui est équivalent à écrire en terme de température :

$$\frac{T_1 - T_2}{R_{sh}} = \frac{T_2 - T_3}{R_s + R_{so}} + \frac{T_2 - T_{fi}}{R_h} \quad (2.42)$$

$$\frac{T_1 - T_{fi}}{R_h} + \frac{T_2 - T_{fi}}{R_h} = \frac{T_{fi} - T_4}{R_{ho}} + \frac{T_{fi} - T_5}{R_{fi} + R_{fo}} + \frac{T_{fi} - T_6}{R_{pf} + R_{pf0}}$$

En résolvant le système de deux équations à deux inconnues ci dessus nous pouvons déterminer T_{sh} et T_{fi} comme suit

$$T = [A]^{-1} [B] \quad \text{où} \quad T = \begin{bmatrix} T_{sh} \\ T_{fi} \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

où

$$A = \begin{bmatrix} A_1 & A_2 \\ A_3 & A_4 \end{bmatrix}$$

Avec

$$\begin{aligned} A_1 &= \left(\frac{1}{R_{sh}} + \frac{1}{(R_s + R_{so})} + \frac{1}{R_h} \right) \\ A_2 &= -\frac{1}{R_h} \\ A_3 &= -\frac{1}{R_h} - \frac{1}{R'_h} \\ A_4 &= \left(\frac{1}{R_{fh}} + \frac{1}{(R_{fi} + R_{fo})} + \frac{1}{R_h} + \frac{1}{R_{ho}} + \frac{1}{(R_{pf} + R_{pfo})} \right) \end{aligned} \quad (2.44)$$

Et

$$B = \begin{bmatrix} \left(\frac{T_i}{R_{sh}} + \frac{T_o}{(R_s + R_{so})} \right) \\ \left(\frac{T_i}{R_{fh}} + \frac{T_o}{(R_{fi} + R_{fo})} + \frac{T_o}{R_{ho}} + \frac{T_o}{(R_{pf} + R_{pfo})} \right) \end{bmatrix} \quad (2.45)$$

2.2.3 Calcul des distributions de la température

Le calcul de la distribution de la température dans les différents éléments de l'assemblage nécessite l'application de la théorie du transfert de la chaleur correspondante.

La température T_{fh} au niveau du rayon extérieur r_h de la section intérieure de l'anneau, est calculée en utilisant le principe du transfert de la chaleur dû à la conduction et à la convection dans la direction radiale d'un cylindre creux. Cette température est la même que celle située au rayon extérieur de la collerette au niveau de la jonction avec la section intérieure de l'anneau. Celle-ci est donnée par :

$$T_{fh} = T_o + \frac{(T_{fi} - T_o) R_{fo}}{(R_{fi} + R_{fo})} \quad (2.46)$$

La distribution radiale de la température du cylindre loin de la collerette est déterminée par la théorie du flux de chaleur à travers l'épaisseur d'un cylindre infini et est donnée comme suit :

$$T_s(r) = T_{so} + (T_{sh} - T_{so}) \left[\frac{\ln \left(\frac{r + t_s}{r} \right)}{\ln \left(\frac{r + t_s}{r} \right)} \right] \quad (2.47)$$

La distribution de la température dans la collerette est supposée varier linéairement à travers son épaisseur équivalente et sa longueur. Celle-ci est donnée par l'équation 2.48 :

$$T_h(r, x) = T_{so} - \frac{x}{\ell_h} (T_{so} - T_{sh}) - \left(1 - \frac{r - r_i}{t_p} \right) \Delta T_h \quad (2.48)$$

où ΔT_h est la moyenne des différences de températures à travers l'épaisseur aux deux extrémités de la collerette et est définie par :

$$\Delta T_h = \frac{1}{2} [(T_{so} - T_{si}) + (T_{sh} - T_{si})] \quad (2.49)$$

La distribution de température à travers l'épaisseur de la section intérieure de l'anneau ($r_i < r < r_h$) est donnée par :

$$T_r(r) = T_{rh} + (T_{ri} - T_{rh}) \left[\frac{\ln \left(\frac{r + t_h}{r} \right)}{\ln \left(\frac{r + t_h}{r} \right)} \right] \quad (2.50)$$

La distribution radiale de la température de la section extérieure de l'anneau ($r_h < r < r_o$) est donnée par :

$$T_r(r) = T_o - 2 (T_{rh} - T_o) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cos(\varphi_n t_c) - h_o - \varphi_n \cos(\varphi_n t_c)] \phi(r, n)}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) t_c + 2h_o] \phi(r_o, n)} \left(\varphi_n \cos\left(\varphi_n \frac{t_c}{2}\right) + h_o \sin\left(\varphi_n \frac{t_c}{2}\right) \right) \quad (2.51)$$

La température interne au centre du couvercle plat loin de l'anneau est déterminée par application du principe du transfert de chaleur à travers une surface ayant des dimensions infinies et est donnée par :

$$T_{pi} = T_i - (T_i - T_o) \left(\frac{R_{pi}}{R_{pi} + R_p + R_{po}} \right) \quad (2.52)$$

Connaissant la température au centre et au rayon r du couvercle plat, ainsi que le gradient de température à travers l'épaisseur, la distribution de la température à n'importe quel point peut être approximée par :

$$T_p(r) = T_{pi} + (T_{pi} - T_{ri}) \left(1 - \frac{r^2}{r_i^2} \right) + (T_{pi} - T_{po}) \frac{x}{t_p} \quad (2.53)$$

2.2.4 Température dans le boulon

Le boulon reçoit la chaleur de la bride qui est plus chaude. Cette chaleur est transmise de deux façons :

- a) Par le contact entre la tête du boulon et la bride et,
- b) Par rayonnement et convection à travers l'espace qu'il y a entre le boulon et la bride.

Il y a beaucoup de variables qui affectent le degré de transfert de chaleur par la dernière source, à savoir le trou et la longueur du boulon dans la bride (Gough, 1936). Il n'est pas nécessaire d'inclure toutes les variables lors du calcul de la température du boulon. Pour éviter la complexité de l'étude, qui ne serait pas commode pour la conception de bride, la température du boulon sera donc calculée en utilisant les hypothèses simplifiées suivantes:

- 1) La quantité du flux de la chaleur qui est transmise au boulon à travers la surface de contact existant entre la bride et l'écrou suit la théorie de transfert de la chaleur par contact.

- 2) En se basant sur les brides standards, l'espacement entre la bride et le boulon est supposé être ajusté de façon à ce que le transfert de chaleur s'effectue principalement par rayonnement et convection plutôt que par contact. Ceci ne sera pas le cas si le boulon est vissé directement à la bride. Dans ce cas, le contact par conduction de la chaleur résultera en une hausse de température, les résistances thermiques R_{ab} et R_{bb} à l'interface boulon-bride seront prises respectivement égale à 1.0 et 0.
- 3) La chaleur est évacuée à partir de l'écrou et la surface exposée du boulon entre l'espace existant entre les deux brides ou la bride et le couvercle plat. La quantité de chaleur transférée du boulon vers l'air est calculée en considérant un cylindre ayant un diamètre extérieur égal au diamètre nominal du boulon. Le modèle de transfert de chaleur du boulon est présenté à la figure 14.

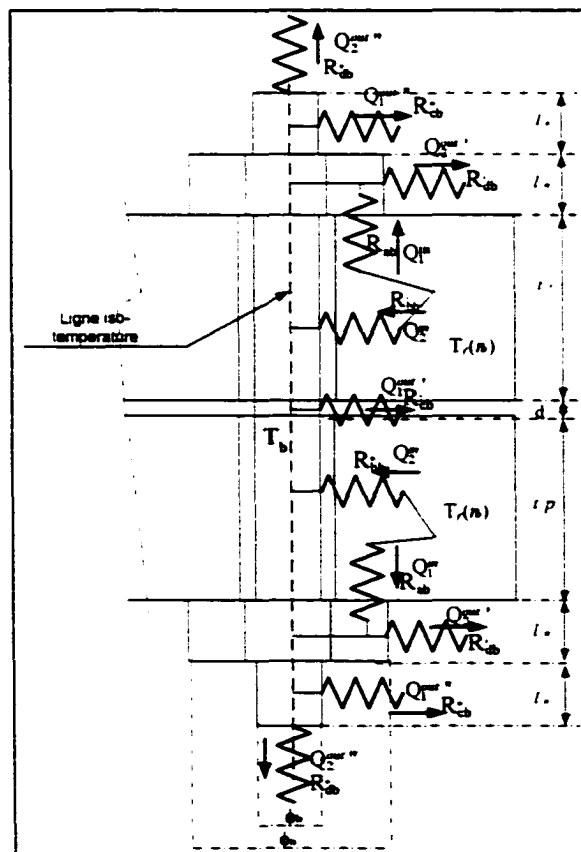


Figure 14 Modèle de transfert de chaleur dans le boulon

La température de la bride $T_f(r_b)$ au niveau du rayon r_b des boulons donnée par l'équation 2.13 est utilisée pour calculer la température moyenne du boulon. La longueur du boulon exposée à l'air est, en général, plus petite que l'épaisseur de la bride. Cependant, il est raisonnable de supposer que la température de celui-ci est uniforme dans les directions radiales et axiales. La température du boulon peut être déterminée en considérant l'équilibre du flux de chaleur (voir la figure 14).

Les équations du flux de chaleur sont définies par les équations 2.54 à 2.57 (Ozisik, 1985).

$$2Q_1^m = h_{cb} \cdot \frac{\pi}{4} (\phi_a^2 - \phi_b^2) (T_f(r_b) - T_b) = \frac{1}{R_{ab}} (T_f(r_b) - T_b) \quad (2.54)$$

$$2Q_2^m = h_{fb} \cdot \pi \cdot \phi_b (t_c - d) (T_f(r_b) - T_b) = \left(\frac{1}{R_{bb}} + \frac{1}{R_{bb}} \right) (T_f(r_b) - T_b) = \frac{1}{R_{bb}} (T_f(r_b) - T_b) \quad (2.55)$$

$$Q_1^{out} = 2(Q_1^{out'} + Q_1^{out''}) = h_{os} \cdot \pi \cdot \phi_b \cdot 2(d + l_c) (T_b - T_o) = \left(\frac{1}{R_{cb}} + 2 \frac{1}{R_{cb}} \right) (T_b - T_o) = \frac{1}{R_{cb}} (T_b - T_o) \quad (2.56)$$

$$Q_2^{out} = 2(Q_2^{out'} + Q_2^{out''}) = h_{os} \cdot \pi \cdot \left(\phi_a \cdot 2 \cdot l_a + \frac{1}{4} \phi_a^2 \right) (T_b - T_o) = \left(\frac{1}{R_{db}} + \frac{1}{R_{db}} \right) (T_b - T_o) = \frac{1}{R_{db}} (T_b - T_o) \quad (2.57)$$

En se référant à la figure 14, les résistances dans les différents éléments du modèle sont données comme suit :

La résistance du contact entre l'écrou et l'anneau est donnée par l'équation 2.58 :

$$R_{ab} = \frac{1}{h_{cb} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_a^2 - \phi_b^2)} \quad (2.58)$$

La résistance de l'interface boulon-anneau est donnée par l'équation 2.59 :

$$R_{bb} = \frac{1}{h_{fb} \cdot \pi \cdot \phi_b \cdot (t_c - d)} \quad (2.59)$$

La résistance de la partie exposée du boulon entre les deux brides est donnée par l'équation 2.60 :

$$R_{cb} = \frac{1}{h_{os} \cdot \pi \cdot \phi_b \cdot (d + 2 \cdot l_c)} \quad (2.60)$$

Et finalement la résistance due à la convection vers l'extérieur de l'écrou est donnée par l'équation 2.61 :

$$R_{db} = \frac{1}{h_{os} \cdot \pi \cdot \left(\phi_n \cdot 2l_n + \frac{1}{4} \phi_n^2 \right)} \quad (2.61)$$

Le coefficient de transfert de chaleur h_{fb} à travers l'espace compris entre la bride et le boulon est déterminé en considérant la résistance qui inclue le coefficient de convection h_{os} , le diamètre externe du boulon et la conductance à travers l'air emprisonné entre la bride et le boulon. Si, pour des simplifications, le diamètre nominal du boulon est utilisé pour les deux cas de la résistance de transfert par convection, il en résulte un coefficient de convection équivalent égale à $h_{os}/2$. La conduction est supposée prendre place à travers un espace de 3 mm avec la valeur de la conductivité thermique de l'air prise comme 0.05 W/m°C (Touloukian et al., 1970). Le coefficient de transfert de chaleur résultant est donc défini par l'équation 2.62.

$$h_{fb} = \frac{1}{2/h_{os} + 0.06} \quad (2.62)$$

Considérant le flux de chaleur passant à travers le boulon

$$\left(\frac{1}{R_{ab}} + \frac{1}{R_{bb}}\right) \cdot (T_f(r_b) - T_b) = \left(\frac{1}{R_{cb}} + \frac{1}{R_{db}}\right) \cdot (T_b - T_o) \quad (2.63)$$

La température moyenne du boulon est donnée par l'équation. 2.64.

$$T_b = \frac{\left(\frac{1}{R_{ab}} + \frac{1}{R_{bb}}\right) \cdot T_f(r_b) + \left(\frac{1}{R_{cb}} + \frac{1}{R_{db}}\right) \cdot T_o}{\frac{1}{R_{ab}} + \frac{1}{R_{bb}} + \frac{1}{R_{cb}} + \frac{1}{R_{db}}} \quad (2.64)$$

L'expansion axiale induite au niveau du boulon est alors calculée par l'équation 2.65.

$$v_b = \alpha_b \cdot T_b \cdot (t_c + 2d + l_n) \quad (2.65)$$

2.2.5 Température du joint

La température du joint varie, dépendamment de la configuration de la face du joint et le matériau de celui ci. Cependant, pour la majorité des joints, qui sont relativement minces et comprimés entre les deux faces de bride, il est acceptable de supposer que la température d'opération est égale à celle de la face de la bride. La quantité de transfert de chaleur à la surface de contact entre la bride et le joint est grande en comparaison à la quantité du transfert de chaleur à travers l'épaisseur du joint ceci à cause de la faible épaisseur du joint. Pour des raisons de simplification, on peut considérer que la température moyenne du joint est égale à la température de la bride au niveau du rayon moyen du joint.

$$T_j = T_f(r_{j\text{moy}}) \quad (2.66)$$

2.2.6 Évaluation des déflexions

2.2.6.1 Déflexions du cylindre

Le déplacement radial u_r^I et la rotation θ_r^I du cylindre dus à la température sont calculés en utilisant la théorie des cylindres à paroi mince. Ces déflexions sont dues au gradient thermique et à la température moyenne, et sont données par:

$$u_r^I(x) = -\frac{(1+\nu_r)\alpha_r \Delta T_s}{2\beta_r^2 t_s} e^{-\beta_r x} (\cos \beta_r x - \sin \beta_r x) + \alpha_r r_s \left[T_{sh} + \frac{x}{\ell_s} (T_{so} - T_{si}) - \Delta T_s \right] \quad (2.67)$$

$$\theta_r^I(x) = \frac{(1+\nu)\alpha \Delta T_s}{2\beta_s t_s} e^{-\beta_s x} \cos \beta_s x + \frac{\alpha_r \ell_s}{\ell_s} (T_{so} - T_{si}) \quad (2.68)$$

2.2.6.2 Déflexions de la collerette

Les équations 2.67 et 2.68 sont utilisées pour évaluer l'expansion radiale et axiale u_h , ainsi que la rotation θ_h de la collerette, en fonction de son épaisseur à la position axiale x .

$$u_h^I(x) = -\frac{(1+\nu_r)\alpha_r \Delta T_h}{2\beta_h^2 t_h} e^{-\beta_h x} (\cos \beta_h x - \sin \beta_h x) + \alpha_r r_h \left[T_{sh} + \frac{x}{\ell_h} (T_{so} - T_{si}) - \Delta T_h \right] \quad (2.69)$$

$$\theta_h^I(x) = \frac{(1+\nu)\alpha \Delta T_h}{2\beta_h t_h} e^{-\beta_h x} \cos \beta_h x + \frac{\alpha_r \ell_h}{\ell_h} (T_{so} - T_{si}) \quad (2.70)$$

2.2.6.3 Déflexions de l'anneau

L'expansion radiale des deux sections intérieure et extérieure de l'anneau de la bride est calculée en utilisant l'équation 2.71 donnée par BOLEY et al. (1960).

l'intégrale est évaluée en utilisant l'équation 2.50 pour la section intérieure et l'équation 2.72 pour la section extérieure de l'anneau.

$$u_r(r) = \frac{\alpha r}{r} \left[(1+\nu) \int_{r_i}^r T_r(r) r dr + \frac{(1-\nu)r^2 + (1+\nu)r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \int_{r_i}^{r_o} T_r(r) r dr \right] \quad (2.71)$$

$$\int_{r_h}^r T_r(r) \cdot r \cdot dr = \frac{1}{2} \cdot T_o \cdot r^2 - 2 \cdot (T_h - T_o) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[h_o \cdot \cos(\varphi_n \cdot t_e) - h_o - \varphi_n \sin(\varphi_n \cdot t_e)] \cdot \int_{r_h}^r \phi(r,n) \cdot r \cdot dr}{[(\varphi_n^2 + h_o^2) \cdot t_e + 2h_o] \cdot \phi(r_h;n)} \quad (2.72)$$

Où

$$\int r I_o(r\varphi_n) = \frac{r}{\varphi_n} I_1(r\varphi_n) \quad (2.73)$$

Et

$$\int r K_o(r\varphi_n) = -\frac{r}{\varphi_n} K_1(r\varphi_n) \quad (2.74)$$

L'intégrale de $\phi(r,n)$ est calculée en utilisant l'équation 2.75 ci-dessous :

$$\int \phi(r,n) r dr = \frac{r}{\varphi_n} \left(I_1(r\varphi_n) \varphi_n \right) \cdot \left[I_1(r\varphi_n) \left[\varphi_n \cdot K_1(r_o\varphi_n) - h_o \cdot K_o(r_o\varphi_n) \right] - K_1(r\varphi_n) \left[\varphi_n \cdot I_1(r_o\varphi_n) - h_o \cdot I_o(r_o\varphi_n) \right] \right] \quad (2.75)$$

Finalement, en plus de l'expansion radiale de la bride, il y a l'expansion axiale de celle-ci qui tend à altérer la charge dans la boulonnerie. Cette expansion est donnée par l'expression

$$v_r = \alpha r \cdot T_r \cdot t_r$$

2.2.6.4 Déflexions du couvercle plat

Le gradient thermique à travers l'épaisseur a pour effet de mettre le couvercle en flexion à cause de la différence de dilatation des surfaces.

Le déplacement axial engendré en fonction du rayon du couvercle plat dû au gradient thermique constant à travers l'épaisseur présente une forme parabolique:

$$v_p = \frac{\alpha_p (T_{pi} - T_{po})}{2l_p} (r_p^2 - r^2) \quad (2.76)$$

La différence de déplacement axial du couvercle entre la position de la réaction du joint et celle des boulons provoque une variation de la charge dans les boulons.

2.3 Modèle d'interaction élastique

Une bride est constituée de différents éléments à savoir le cylindre, la collerette et l'anneau. Au niveau des jonctions cylindre-collerette et collerette-anneau il y a une discontinuité géométrique.

Sous l'effet d'un chargement thermique les déplacements radiaux et les rotations des éléments sont différents, ce qui engendre des réactions qui s'opèrent de façon à préserver la continuité du système.

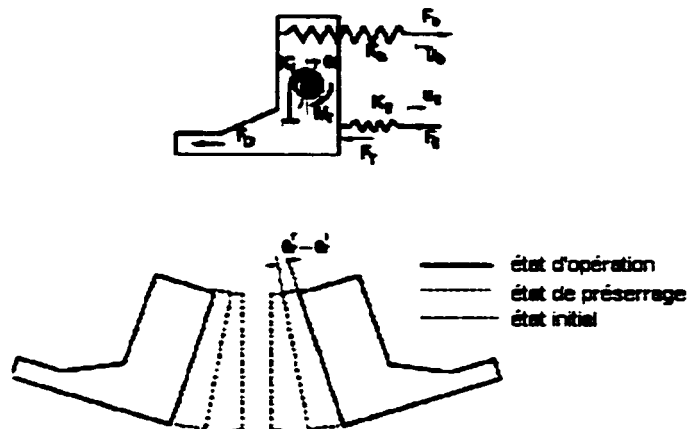


Figure 15 Modèle élastique linéaire



Figure 16 Efforts de discontinuité

Les figures 15 et 16 présentent le modèle utilisé par Bouzid (1994) pour le calcul de l'interaction mécanique afin de déterminer la variation de la charge dans le joint suite à des chargements mécaniques comme la pression. Ce modèle sera utilisé dans l'analyse thermique, alors on va donner brièvement les différentes théories utilisées dans celui-ci.

2.3.1 Modélisation de la collerette

La collerette est considérée comme un cylindre avec une variation linéaire de l'épaisseur à travers la hauteur de celle-ci. Son déplacement radial est déterminé à partir de l'équation différentielle suivante (Timoshenko, 1930):

$$\frac{d^2}{dx^2} \left[x^2 \frac{d^2 u_h}{dx^2} \right] + \frac{12(1-\nu^2)}{\alpha^2 a_h^2} x u_h = \frac{12(1-\nu^2)}{E_h \alpha^3} p \left(1 - \frac{\nu_h}{2}\right) \quad (2.77)$$

La solution particulière de cette équation différentielle en fonction de la coordonnée x où sa référence est prise à partir du point où l'épaisseur de la collerette est nulle est donnée ci-dessous.

$$u_h = \frac{1}{\sqrt{x}} \left[C_1 \text{ber}'(\varepsilon) + C_2 \text{bei}'(\varepsilon) + C_3 \text{ker}'(\varepsilon) + C_4 \text{kei}'(\varepsilon) \right] + \frac{p r_h^2}{2E_h \alpha x} (2 - \nu_h) + u_h^T \quad (2.78)$$

L'équation 2.78 représente le déplacement radial de la collerette à n'importe quelle position de celle-ci.

L'épaisseur du cylindre est donné par la formule $\alpha x_1 = r_s$ permettant de déterminer l'épaisseur de la collerette à n'importe quelle position x en fonction de l'angle α

$$\text{Avec } \varepsilon = 2\rho\sqrt{x} \text{ et } \rho = \left[\frac{12(1-\nu_h^2)}{\alpha^2 r_h^2} \right]^{1/4}$$

C_1, C_2, C_3, C_4 sont les constantes d'intégration qui sont déterminées à partir des conditions au frontières. ber' , bei' sont les parties réelles et imaginaires de la dérivée de $J_0(xe^{3m/4})$, ker' , kei' sont les parties réelles et imaginaires de la dérivée de $K_0(xe^{m/4})$.

La rotation, le moment de flexion et l'effort tranchant sont déterminés en effectuant les dérivées successives du déplacement et sont données comme suit :

$$\theta_h = \frac{1}{2x\sqrt{x}} \left[\begin{array}{l} C_1(-\varepsilon \text{bei}'(\varepsilon) + 2\text{ber}'(\varepsilon)) + C_2(\varepsilon \text{ber}'(\varepsilon) - 2\text{bei}'(\varepsilon)) + \\ C_3(-\varepsilon \text{kei}'(\varepsilon) - 2\text{ker}'(\varepsilon)) + C_4(\varepsilon \text{ker}'(\varepsilon) - 2\text{kei}'(\varepsilon)) \end{array} \right] - \frac{p r_h^2}{2E_h \alpha x^2} (2 - \nu_h) + \theta_h^T \quad (2.79)$$

$$M_h = \frac{E_h \alpha^3}{48(1-\nu_h^2)\sqrt{x}} \begin{bmatrix} C_1(-\varepsilon^2 \operatorname{bei}'(\varepsilon) + 4\varepsilon \operatorname{bei}(\varepsilon) + 8\operatorname{ber}'(\varepsilon)) \\ + C_2(\varepsilon^2 \operatorname{ber}'(\varepsilon) - 4\varepsilon \operatorname{ber}(\varepsilon) + 8\operatorname{bei}'(\varepsilon)) \\ - C_3(-\varepsilon^2 \operatorname{kei}'(\varepsilon) + 4\varepsilon \operatorname{kei}(\varepsilon) + 8\operatorname{ker}'(\varepsilon)) \\ + C_4(\varepsilon^2 \operatorname{ker}'(\varepsilon) - 4\varepsilon \operatorname{ker}(\varepsilon) + 8\operatorname{kei}'(\varepsilon)) \end{bmatrix} + \frac{(2-\nu_h)\rho r_h^2}{12(1-\nu_h^2)} + \theta_h^T \quad (2.80)$$

$$P_h = \frac{E_h \alpha^3 \rho^2}{24(1-\nu_h^2)\sqrt{x}} \begin{bmatrix} C_1(-\varepsilon \operatorname{ber}(\varepsilon) + 2\operatorname{bei}'(\varepsilon)) + C_2(-\varepsilon \operatorname{bei}(\varepsilon) - 2\operatorname{ber}'(\varepsilon)) \\ - C_3(-\varepsilon \operatorname{ker}(\varepsilon) + 2\operatorname{kei}'(\varepsilon)) + C_4(-\varepsilon \operatorname{kei}(\varepsilon) - 2\operatorname{ker}'(\varepsilon)) \end{bmatrix} + \theta_h^T \quad (2.81)$$

Au niveau de la jonction cylindre-collerette on aura les déflexions u_{h1} , θ_{h1} et les efforts de discontinuités P_1 , M_1 , tandis qu'au niveau de la jonction collerette-anneau de la bride on aura les déflexions u_{h2} , θ_{h2} et les efforts de discontinuités P_2 , M_2 :

2.3.2 Modélisation du cylindre

Le déplacement radial et la rotation au niveau du cylindre à la jonction cylindre/collerette en fonction des efforts de discontinuités, P_1 , M_1 , pression interne et la température sont donnés comme suit :

$$u_{s1} = \frac{1}{2\beta_s^3 D} P_1 + \frac{1}{2\beta_s^2 D} M_1 + \frac{(2-\nu_s)r_s^2}{2E_s t_s} p + u_s^T(x=x_1) \quad (2.82)$$

$$\theta_{s1} = \frac{1}{2\beta_s^2 D} P_1 + \frac{1}{\beta_s D} M_1 + \theta_s^T(x=x_1) \quad (2.83)$$

2.3.3 Modélisation de l'anneau

Le déplacement radial de l'anneau, la rotation et le moment sur la bride en fonction des efforts de discontinuité. P_2 , et M_2 , la pression et la température sont donnés comme suit :

$$u_f = -\frac{r_i}{E} \frac{P_2}{t_f} \left(\frac{Y^2 + 1}{Y^2 - 1} + \nu \right) - \theta_f \frac{t_f}{2} + \frac{(K + 1)^2 r_i}{(K - 1)E_f} p + u_f^T \quad (2.84)$$

$$\text{où } K = \frac{r_o}{r_i} \text{ et } Y = \frac{1}{K - 1} \left[\frac{3}{\pi} (1 - \nu_f) + \frac{6}{\pi} (1 + \nu_f) \frac{K^2 \ln K}{(K^2 - 1)} \right]$$

$$M_f = \frac{\pi}{t_m} P_2 \frac{t_f}{2} - \frac{\pi}{t_m} M_2 + \frac{(r_b - r_i)}{2\pi t_m} F_b + \frac{(r_i - \pi)}{4t_m} (r_j^2 + r_i^2) p \quad (2.85)$$

$$\theta_f = \left(\frac{P_1 t_f}{2} - M_1 \right) \frac{12 r_i}{E_f t_f^3} \left[\frac{(1 + \nu) K^2 + (1 - \nu)}{K^2 - 1} \right] \quad (2.86)$$

2.3.4 Compatibilité des déplacements axiaux

La force finale dans les boulons est déterminée en considérant la compatibilité axiale du déplacement. Le déplacement axial de l'écrou Δ_n est obtenu par le nombre de tours effectués lors du serrage initial. Ce déplacement reste inchangé en opération c'est à dire lorsque la pression et la température sont appliquées. Il est obtenu par la sommation de tous les déplacements axiaux des différents éléments.

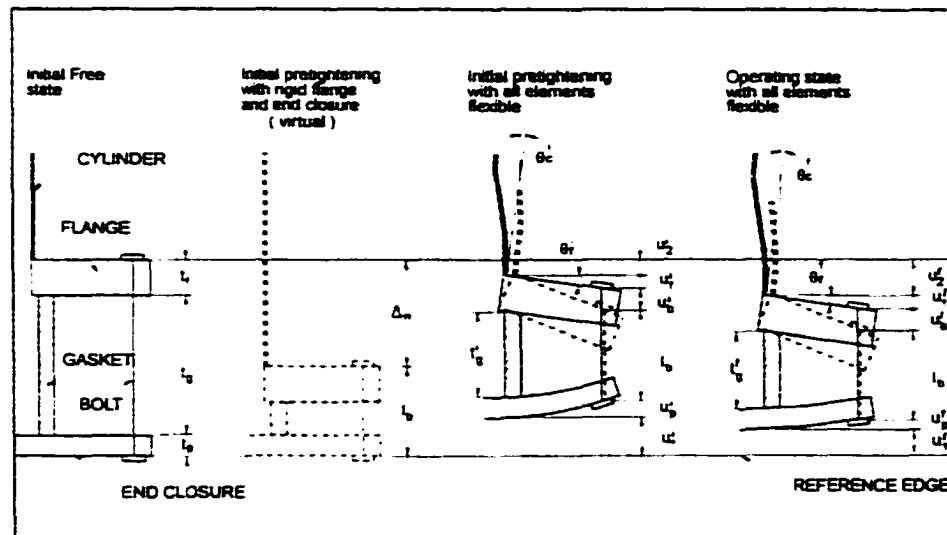


Figure 17 Compatibilité axiale des déplacements

Donc

$$\Delta_n = \sum u_i^e = \sum u_i^f \quad (2.87)$$

$$\begin{aligned} \Delta_n &= u_k + u_b + u_p + u_f \\ &= u_k^e + u_b^e + u_p^e + u_f^e \end{aligned} \quad (2.88)$$

$$\text{avec } u_e = \frac{F_e}{K_e}$$

$$\Sigma u_i^f = \frac{F_b^f}{K_b} + \frac{F_g^f}{K_g} + (\pi - r_j) \theta_f + \frac{F_g^f}{K_p} - \frac{F_b^f}{K_p} - a_0 p + \alpha_b \Delta T_b l_b - (\alpha_g \Delta T_g l_g + \alpha_r \Delta T_r l_r + \alpha_p \Delta T_p l_p) \quad (2.89)$$

La rigidité axiale du joint est donnée comme suit

$$K_g = \frac{A_g E_g}{l_g} ,$$

celle du boulon est :

$$K_b = \frac{n A_b E_b}{l_b} ,$$

et celle du couvercle plat est :

$$K_p = \frac{64 \pi D_p (1 - \nu_p)}{[K_1 - K_2 + K_2 C_1]}$$

$$\text{Avec } \alpha = \frac{r_j}{r_o} , C_0 = 1 - \alpha^4 \text{ et } C_1 = 1 - \alpha^2$$

La rigidité en flexion du couvercle plat est donnée par :

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

Les constantes K_i sont définies comme suit :

$$K_1 = (3 + \nu) (1 - \alpha^2) + 2(1 + \nu) \alpha^2 \ln \alpha$$

$$K_2 = (1 - \nu) (1 - \alpha^2) - 2(1 + \nu) \ln \alpha$$

$$K_3 = [4 - (1 - \nu) \alpha^2 - 4(1 + \nu) \ln \alpha] \alpha^2$$

K_p'' est calculé de la même façon que K_p' en remplaçant α par $\frac{r_b}{r_o}$.

Finalement, on obtient un système de treize (13) équations, données comme suit :
 Huit équations sont générées par les équations 2.78 à 2.81 aux points $x=x_1$ et $x=x_2$ les
 cinq autres sont données par les équations 3.82 à 3.86 et l'équation 3.89. La
 résolution de ce système nous permet de déterminer les treize inconnues qui sont
 ($u_{h1}, \theta_{h1}, M_1, P_1, u_{h2}, \theta_{h2}, M_2, P_2, C_1, C_2, C_3, C_4, F_b$)_une fois que la force dans le
 boulon est connue, nous pouvons déterminer la force sur le joint par la relation
 suivante :

$$F_g = F_b + A_p \cdot p \quad (2.90)$$

CHAPITRE 3

MODELISATION PAR ELEMENTS FINIS

3.1 Étude thermique

3.1.1 Introduction

La modélisation de la bride sous chargement thermique par les éléments finis peut être effectuée en utilisant les modèles 2D axisymétriques, qui peuvent simuler le comportement adéquat des brides sous chargement symétrique. Cette modélisation permet de déterminer la distribution de la température et les déplacements radiaux et axiaux engendrés par ces derniers. La modélisation des brides est traitée en faisant un programme sur le logiciel ANSYS.

Dans un premier temps, il est nécessaire de modéliser la bride par l'élément thermique axisymétrique plane35 pour déterminer la distribution des températures. par la suite ces températures sont utilisées pour le calcul des déplacements engendrés en utilisant un élément structural plane2 de la librairie d'ANSYS.

L'élément plane35 est un élément triangulaire à 6 nœuds (voir figure 18). La forme triangulaire est adéquate pour un meilleur maillage. L'élément présente un degré de liberté par nœud qui est la température, les fonctions d'interpolations sont iso-paramétrique, c'est à dire que ce sont les mêmes qui sont utilisées aussi bien pour interpoler les coordonnées d'un point que pour la température qui lui est associée.

L'élément plane2 est un élément triangulaire équivalent au dernier. Il présente deux degrés de liberté par nœud, en déplacement. On peut utiliser cet élément pour traiter les problèmes d'état plan de contrainte, d'état plan de déformation ou axisymétriques comme pour les cas traités dans ce mémoire. Cet élément est utilisé pour effectuer l'analyse structurale, qui permet de déterminer les déplacements engendrés par la température.

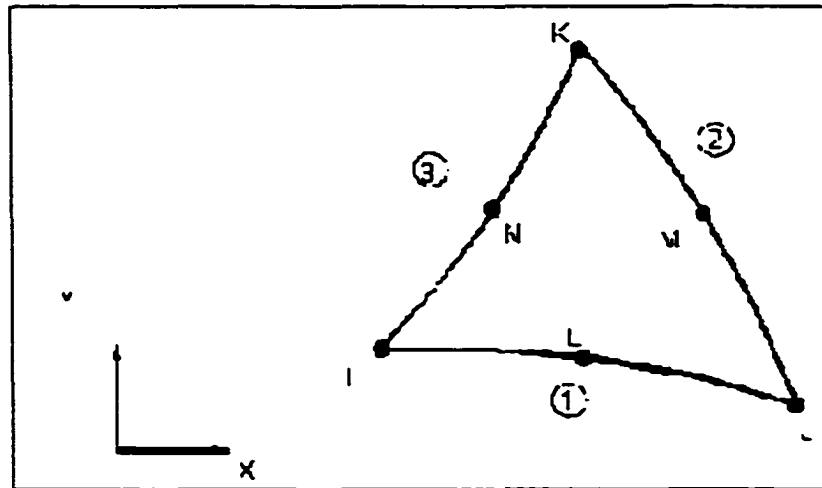


Figure 18 Élément axisymétrique par rapport au repère global

3.1.2 Description des modèles

Pour valider les résultats obtenus à partir des modèles analytiques proposés, des modèles d'éléments finis comme ceux montrés dans la Figure 19 et 20 ont été développés. Le logiciel d'éléments finis ANSYS 5.7 a été utilisé pour comparer la distribution de la température et les déplacements axiaux et radiaux des différentes brides boulonnées munies de joints d'étanchéité. Une importance particulière a été accordée à l'étude de la discontinuité géométrique entre le cylindre, la collerette et l'anneau de la bride. Le modèle d'éléments finis développé ne considère pas les boulons ni les trous dans les brides qui leur sont associés.

Pour vérifier la méthode analytique, deux modèles d'assemblage avec deux brides, à savoir : WN NPS 3 classe 150, la bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces et quatre modèles d'assemblage de bride avec un couvercle plat qui sont WN NPS 3 classe 150, la bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces, WN NPS 10 classe 300 et une bride de 42 pouces ont été développés. Chaque modèle a été analysé avec le chargement thermique en régime permanent en considérant la différence de la température entre les fluides intérieurs et extérieurs de 250 °C.

Les calculs ont été effectués avec deux différents coefficients de convection intérieurs h_i et un coefficient de convection externe h_o . Le calcul structural pour déterminer les déflexions engendrées par la température est établi, en prenant comme conditions aux frontières le blocage du déplacement axial, correspondant au nœud situé au rayon intérieur de la base de la bride dans la direction axiale pour le cas d'un assemblage avec deux brides. Pour le cas d'un assemblage avec une bride et un couvercle plat le blocage du déplacement axial est effectué au niveau du rayon extérieur à la base du couvercle. Dans tous les cas étudiés les propriétés des matériaux des brides utilisées sont celles données par la norme ASTM A-105 : $k_r = k_s = 47 \text{ W/m / } ^\circ \text{C}$, $\alpha_s = 1.25 \cdot 10^{-5} \text{ m/m / } ^\circ \text{C}$, $E_r = E_s = 190000 \text{ MPa}$.

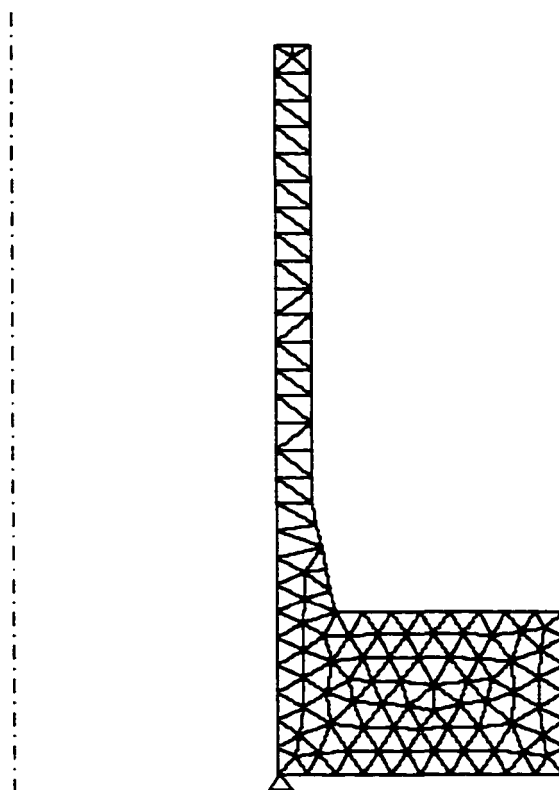


Figure 19 Modèle axisymétrique d'éléments finis d'un assemblage avec deux brides

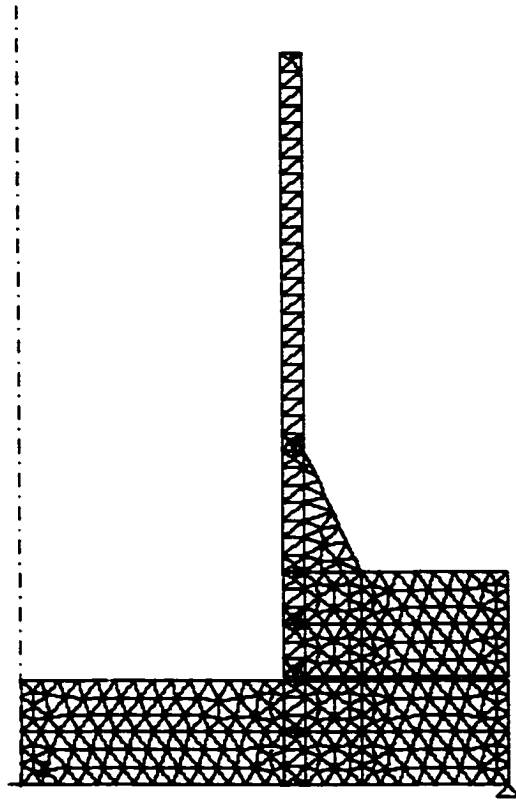


Figure 20 **Modèle axisymétrique d'éléments finis d'un assemblage d'une bride avec un couvercle plat**

3.2 Étude 3D

3.2.1 Modélisation tridimensionnelle

La modélisation avec les éléments axisymétrique en 2D ne pouvant permettre de simuler correctement le boulon. Nous avons dû effectuer une modélisation tridimensionnelle. Cette dernière nous permet de simuler avec précision le transfert de chaleur entre la bride et le boulon afin de simuler l'interaction mécanique des différents éléments de l'assemblage pour établir la redistribution de la charge sur le joint. L'analyse thermique est effectuée en utilisant l'élément de volume cubique, solid90 à 20 nœuds. Les fonctions d'interpolations sont iso-paramétriques, quadratiques et chaque nœud présente un degré de liberté qui est la température.

L'analyse structurale de la bride en présence du boulon et du joint nécessite l'utilisation des éléments de volume cubique similaires au derniers de type solid95. Le joint est modélisé par des éléments d'interface inter194 qui simule le comportement non linéaire de celui-ci. Chaque nœud présente trois degrés de liberté qui sont les déplacements selon les directions x, y et z .

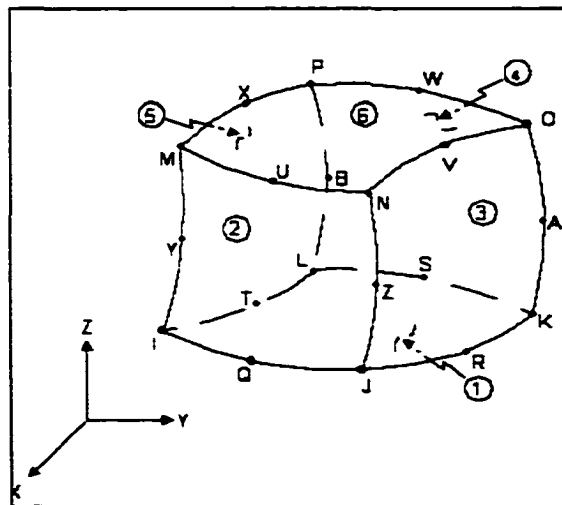


Figure 21 Élément volumique utilisé dans l'analyse 3D

3.2.2 Description de la modélisation

Afin de pouvoir déterminer la distribution radiale de la contrainte sur le joint d'étanchéité, il est nécessaire d'opter pour la modélisation tridimensionnelle des assemblages, afin de simuler correctement, l'interaction des différents éléments de l'assemblage. En raison de la symétrie de la géométrie et du chargement, il est possible de modéliser uniquement une portion de celle-ci et de poser les conditions de symétrie adéquates. Dans le cas d'un assemblage avec deux brides identiques, la modélisation est faite uniquement sur une portion réduite à cause de la symétrie que présente celle-ci par rapport à l'axe vertical et l'axe radial. La dimension de cette portion est calculée par l'angle $A=360/(2.n)$, où n est le nombre de boulons dans de l'assemblage (voir la figure 21). La modélisation de l'assemblage d'une bride avec un couvercle plat est faite de la même manière que celle avec deux brides, en prenant comme condition de symétrie uniquement l'axe vertical (voir figure 22). Ceci est nécessaire pour réduire la taille de la matrice de rigidité globale ainsi que le temps de calcul qui est un facteur économique et technique non négligeable. Le programme développé dans l'APDL de Ansys 6.1 traite les assemblages avec deux brides et ceux avec une bride et un couvercle plat, pour la NPS 10 class150, la bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces et la bride de 44 pouces. Le programme traite les cas de chargements en quatre étapes:

La première étape traite la partie thermique qui nous permet de déterminer les températures de tous les nœuds de l'assemblage. Chaque modèle a été analysé avec le chargement thermique en régime permanent en considérant la différence de température entre les fluides interne et externe de 500 °C, ayant respectivement deux coefficients de convection intérieurs h_i et un coefficient de transfert externe h_o . L'espace existant entre la bride et le boulon est modélisé par des éléments de volume. Les propriétés mécaniques et thermiques affectées à cette partie sont celles de l'air à une température moyenne de la bride calculée à proximité du trou.

La deuxième étape, traite l'étude structurale selon les trois phases suivantes :

La première phase décrit les conditions initiales de la bride à savoir la phase de pré-serrage des boulons avec une contrainte d'assise nécessaire pour le joint. Ce pré-serrage est effectué en appliquant un déplacement axial sur le boulon.

La deuxième phase est la pressurisation avec un fluide interne. Dans le cas des assemblages avec deux brides, cette pression est appliquée sur la surface intérieure de celle-ci. Pour les assemblages avec une bride et un couvercle plat, la pression est appliquée sur la surface intérieure de la bride et du couvercle. Dans les deux cas, une pression hydrostatique équivalente est appliquée sur la section du cylindre pour simuler l'effet de fond.

La troisième phase est celle qui nous intéresse le plus dans notre étude, et qui est celle du chargement de la bride à la température d'opération du fluide interne.

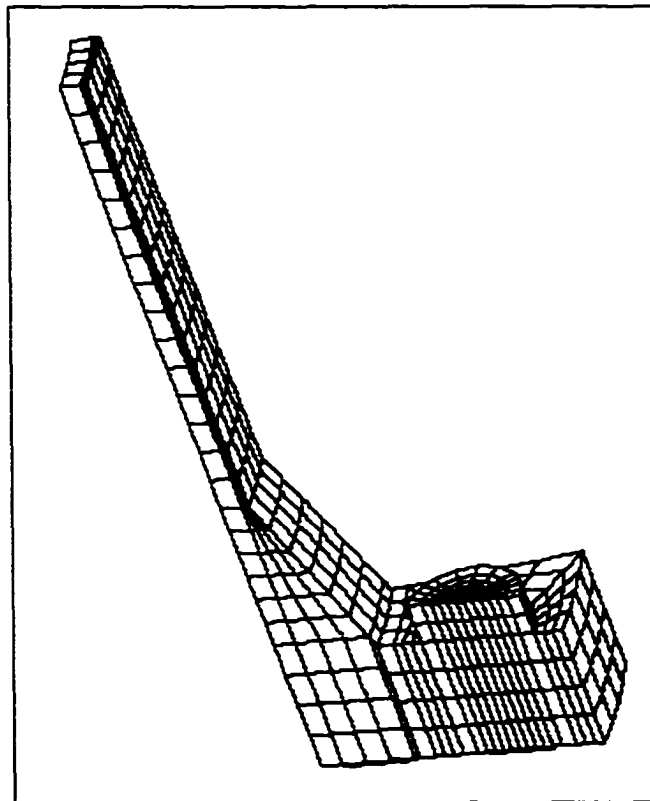


Figure 22 Modèle 3D d'assemblage avec deux brides

Les conditions de blocage sont différentes dans chaque cas. Pour les assemblages avec deux brides identiques, il a fallu bloquer les déplacements axiaux au niveau du plan de symétrie du joint sur toute sa surface. Dans le cas des assemblages avec une bride et un couvercle plat, le blocage est effectué axialement au niveau de la circonférence de l'écrou inférieur.

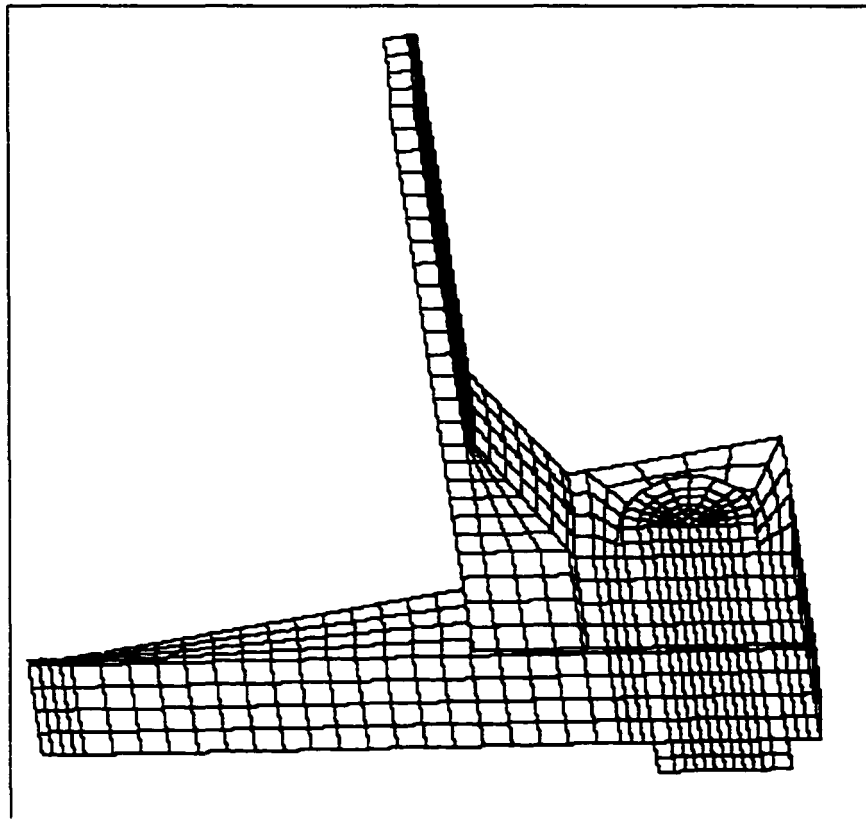


Figure 23 Modèle 3D d'assemblage d'une bride avec un couvercle plat

Les matériaux choisis dans l'analyse de ces différents assemblages sont :

- Pour la bride et la plaque le matériau utilisé est celui de L'ASTM A-105 dont les caractéristiques mécaniques et thermiques sont : $k = 47 \text{ W/m / } ^\circ \text{C}$, $\alpha = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ m/m / } ^\circ \text{C}$, $E = 190000 \text{ MPa}$, $\nu = 0.3$

- Pour le boulon le matériau utilisé est celui de l'ASTM A-193 grade B7 dont les caractéristiques mécaniques et thermiques sont : $k_b = 37 \text{ W/m / } ^\circ \text{C}$, $\alpha_b = 14.1.10^{-5} \text{ m/m / } ^\circ \text{C}$, $E = 175000 \text{ MPa}$, $\nu = 0.3$

Différents types de joints ont été utilisés pour les différents assemblages à savoir, le CAF1 (feuilles d'amiante comprimées) pour la bride de 10 pouces, le joint CMS (feuilles métalliques ondulées) pour la bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces et le joint de type CAF2 pour la bride de 44 pouces.

3.2.2 Modélisation du joint

La librairie du logiciel d'éléments finis ANSYS offre maintenant dans sa récente version 6.1 un élément inter194 qui peut simuler les joints d'étanchéité. Le comportement non linéaire du joint est défini en utilisant la commande **gask** présente dans cette nouvelle version.

L'élément inter194 est un élément d'interface isoparamétrique, quadratique à 16 nœuds, pouvant être utilisé avec les éléments de volume.

Chaque nœud présente trois degrés de liberté en translation selon x, y et z.

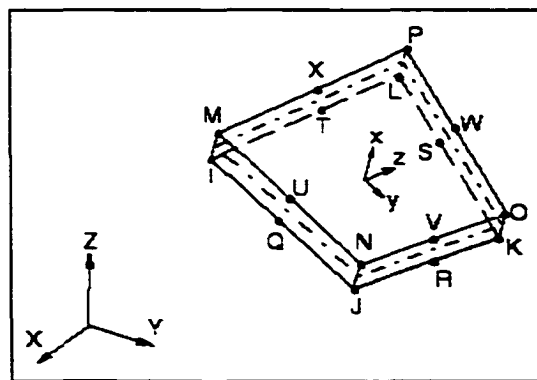


Figure 24 Élément d'interface INTER194

Le comportement mécanique du joint est représenté par une courbe de contrainte en écrasement du joint. Ces courbes non-linéaires sont obtenues à partir des essais de

compression sur plateau rigide. Les figures 25 et 26 présentent les comportements mécaniques de trois types de joints utilisés dans l'analyse tridimensionnelle.

Les caractéristiques thermiques sont : pour le CAF $\alpha_g = 3.10^{-6} \text{ m/m / } ^\circ \text{C}$, pour le CMS $\alpha_g = 11.2.10^{-6} \text{ m/m / } ^\circ \text{C}$, donnée par Brown.W et al. (2001)

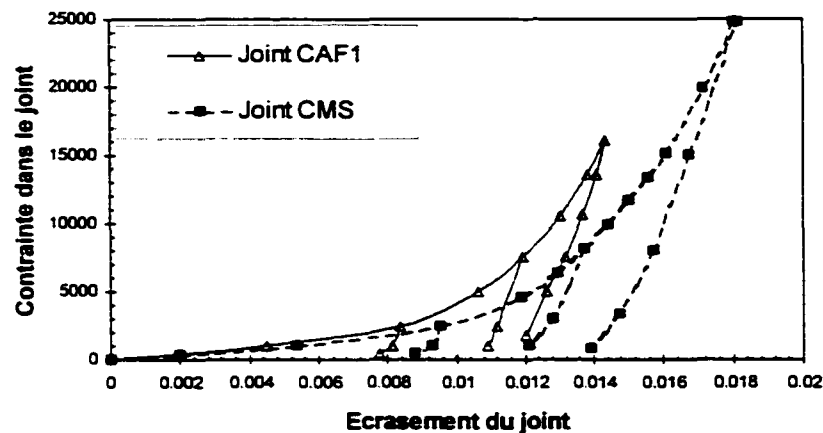
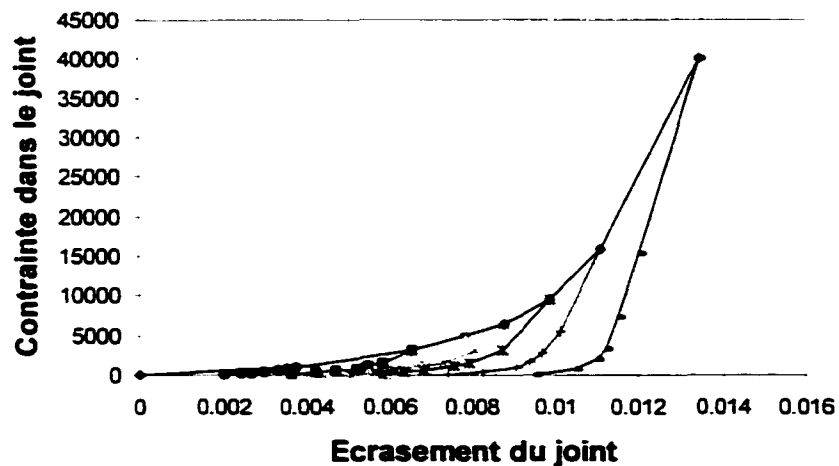


Figure 25 Comportement mécanique du joint CAF 1 et CMS.



CHAPITRE 4

ANALYSE DES RESULTATS

4.1 Introduction

Le chargement thermique dans les assemblages à brides boulonnées joue un rôle important dans la variation de la charge des boulons et par conséquent la charge dans le joint. Notre étude, 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. Cela est dû principalement à la différence de la température entre le boulon et la bride qui aboutit à une baisse de charge des boulons pendant le refroidissement. Un coefficient d'expansion thermique du boulon plus élevé 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 au gradient thermique. Cette différence de déflexions existe entre le cylindre, la collerette et l'anneau de la bride provoquant une rotation de celui ci. Cela engendre un déplacement axial de l'anneau de la bride et provoque une variation de la charge dans le joint. Le troisième effet est causé par le gradient thermique axial dans le couvercle plat. Le gradient met le couvercle en flexion générant ainsi des déplacements axiaux.

4.2 Étude thermique

4.2.1 Étude de la distribution de la température et des déflexions

4.2.1.1 Distribution de la température

Les figures 27 et 28 montrent les profils de température de la bride NPS 3 classe 150 et la bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces respectivement pour les deux différents coefficients de convection des fluides internes h_i , de 150 et 1500 W/m / ° C. En général, les résultats obtenus avec les modèles analytiques sont en bonne concordance avec ceux obtenus par la méthode des éléments finis. Une meilleure

comparaison est obtenue dans le cas d'un plus grand coefficient de convection du fluide interne. Cependant, une plus grande différence est observée dans le cas de brides de grands diamètres avec une valeur petite de coefficient de convection h_i .

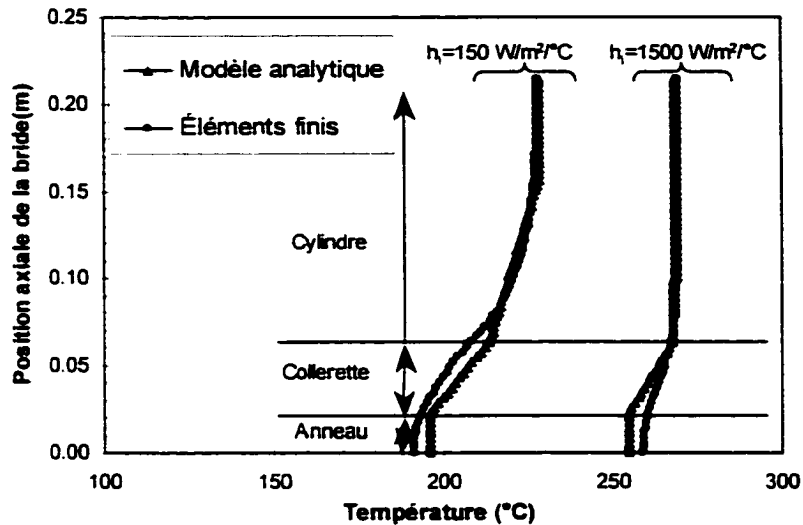


Figure 27 Distribution de la température dans une bride de type NPS 3 classe 150

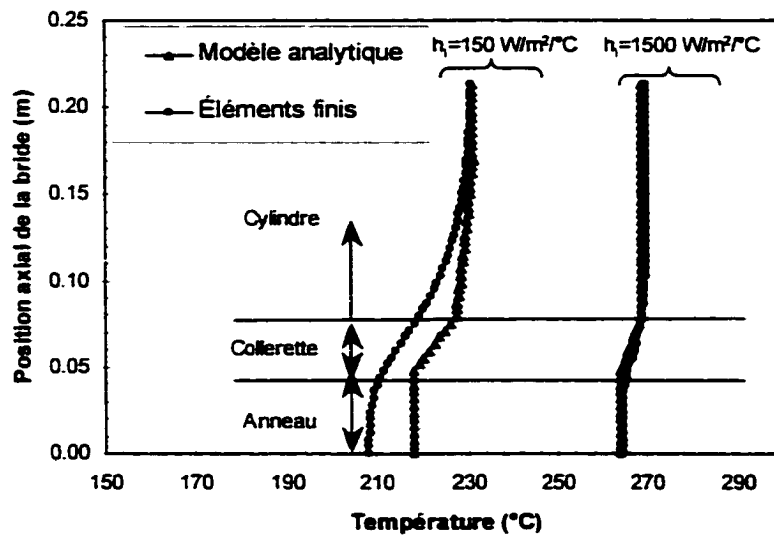


Figure 28 Distribution de la température dans une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces

Cet effet est plus prononcé dans ce cas en raison de la surface exposée de la collerette qui est plus petite comparativement au reste de la structure. Il doit aussi être noté que, tandis que le modèle considère une distribution constante de la température à travers l'épaisseur de l'anneau de la bride, les résultats d'éléments finis montrent une petite variation.

Les figures 29, 30, 31 et 32 montrent les profils de température des quatre modèles d'assemblages de bride avec un couvercle plat, avec les deux différents coefficients de convection des fluides internes h_i , de 150 et 1500 W/m²°C. En général nous pouvons dire que les résultats obtenus avec le modèle analytique se comparent tout à fait bien avec ceux obtenus par les éléments finis avec une différence maximale de 5 %.

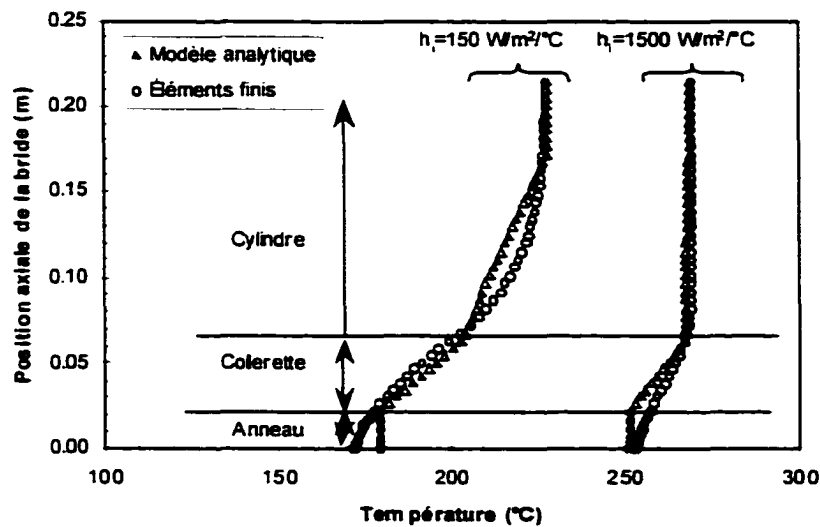


Figure 29 Distribution de la température dans une bride de type NPS 3 classe 150 avec un couvercle plat

En général, de meilleurs résultats sont obtenus dans le cas d'un plus grand coefficient de convection. Cependant, une grande différence est observée dans le cas de brides de petit diamètre dont les dimensions de l'anneau et collerette sont grandes en comparaison avec ceux du cylindre. Il est à noter que, tandis que le modèle considère

une distribution constante de température à travers l'épaisseur de la bride. les résultats d'élément finis montrent une légère variation.

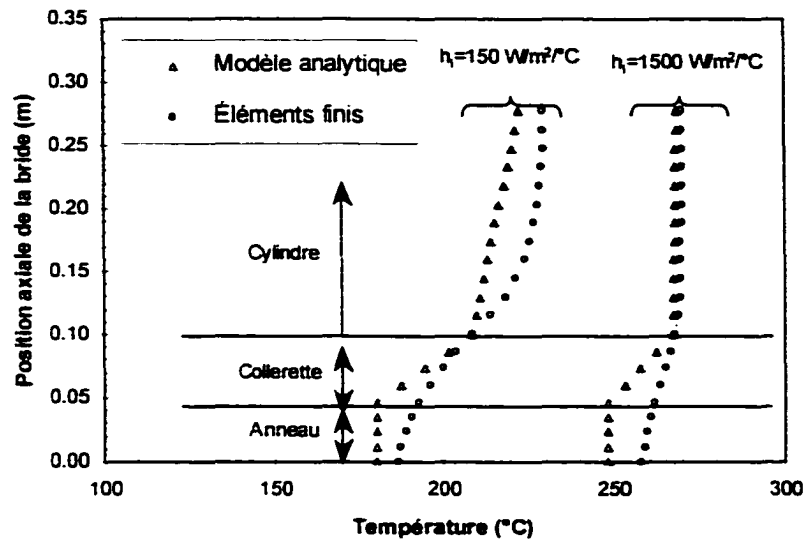


Figure 30 Distribution de la température dans une bride de type NPS 10 class 300 avec un couvercle plat

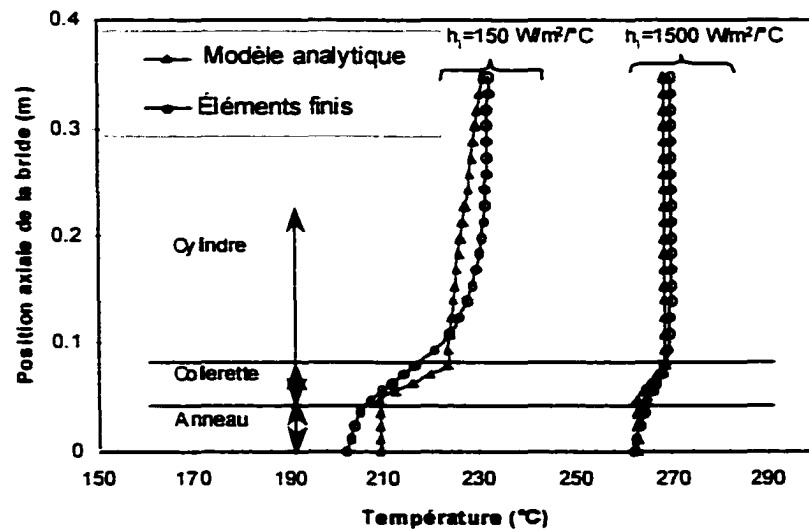


Figure 31 Distribution de la température dans une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces avec un couvercle plat

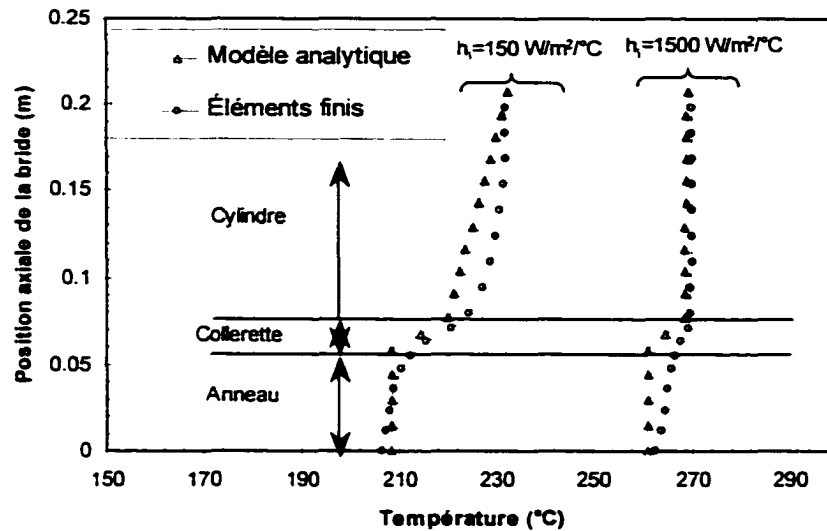


Figure 32 Distribution de la température dans une bride de 42 pouces avec un couvercle plat

Les figures 33, 34, 35 et 36 montrent les profils radiaux de la température des quatre couvercles plats utilisés dans l'assemblage, pour les deux coefficients de

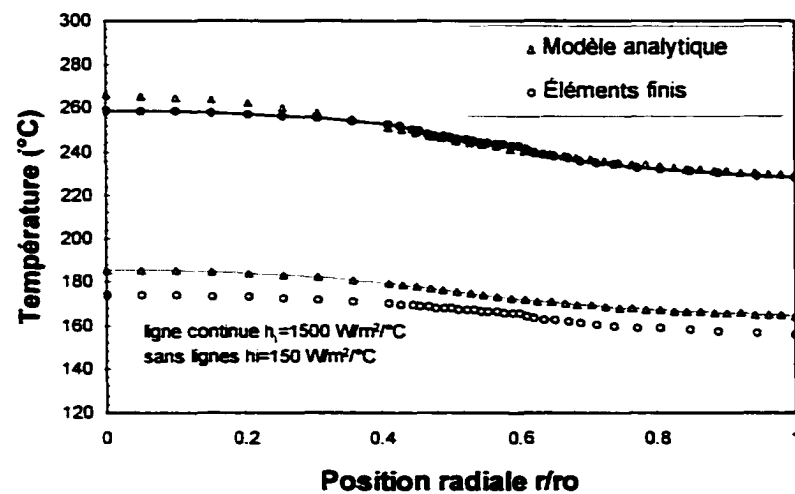


Figure 33 Distribution radiale de la température dans un couvercle plat d'une bride de type NPS 3 classe 150

convection des liquides internes. Les résultats obtenus des modèles analytiques sont en bonne concordance avec ceux obtenus par la méthode des éléments finis.

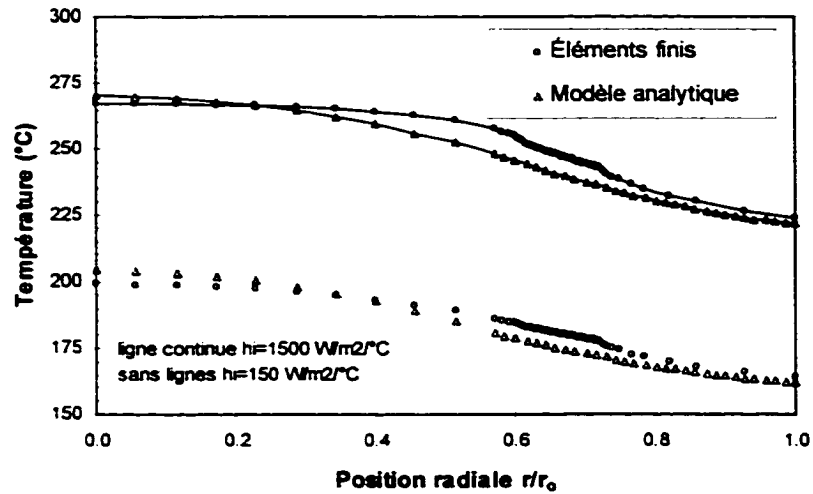


Figure 34 Distribution radiale de la température dans un couvercle plat d'une bride de type NPS 10 classe 300

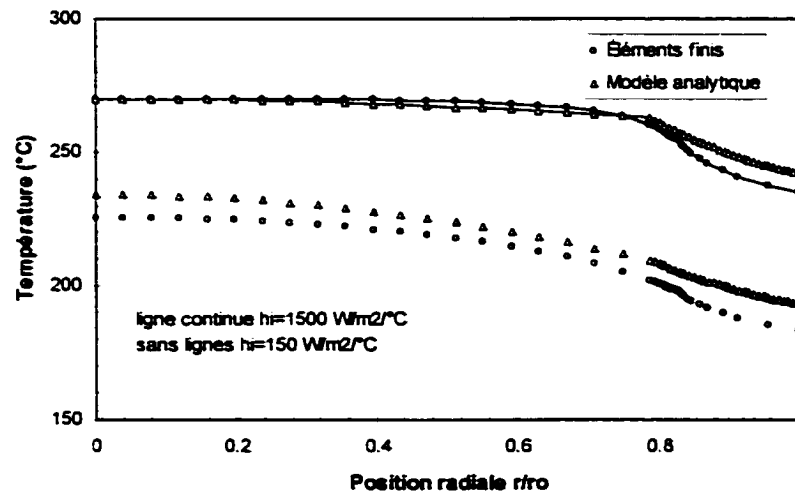


Figure 35 Distribution radiale de la température dans un couvercle plat d'une bride de type NPS 24

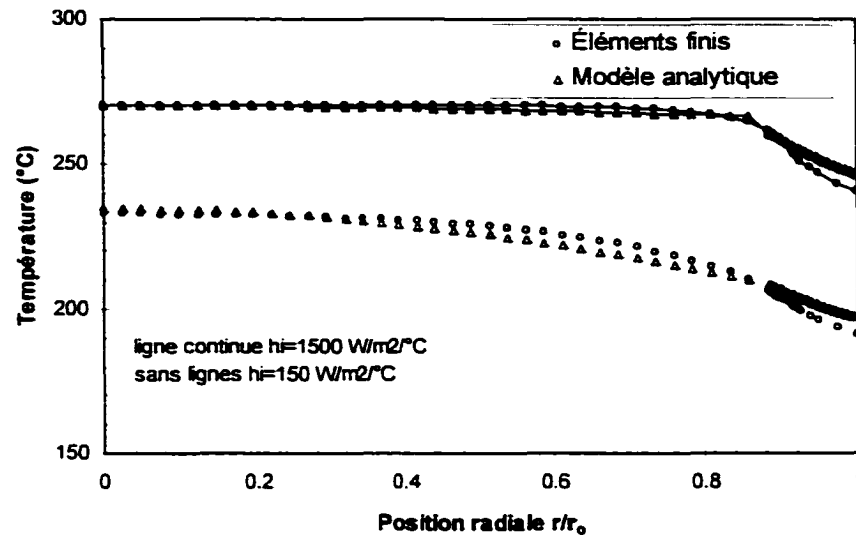


Figure 36 Distribution radiale de la température dans un couvercle plat d'une bride de 42 pouces

4.2.1.2 Déplacements radiaux

Les figures 37 et 38 montrent l'effet de la température sur le déplacement radial de la collerette, le cylindre et l'anneau. On montre les résultats des déplacements radiaux correspondant au profil de température vu précédemment à la figure 5.1 et 5.2 pour le cas de la collerette attaché et non attaché au cylindre et à l'anneau. Cela donne une indication plus claire quant à l'effet des discontinuités géométriques. Les résultats sont cohérents et se comparent relativement bien pour les deux modèles traités. Le modèle analytique prévoit des déplacements légèrement plus grands pour un h_1 plus petit comparativement à ceux des éléments finis parce que les profils de température sont légèrement plus grands. Cependant, la différence est moins de 10 % et semble se situer au bout supérieur du cylindre. La longueur du cylindre utilisée pour calculer la résistance R_1 peut avoir un effet sur les résultats analytiques et numériques.

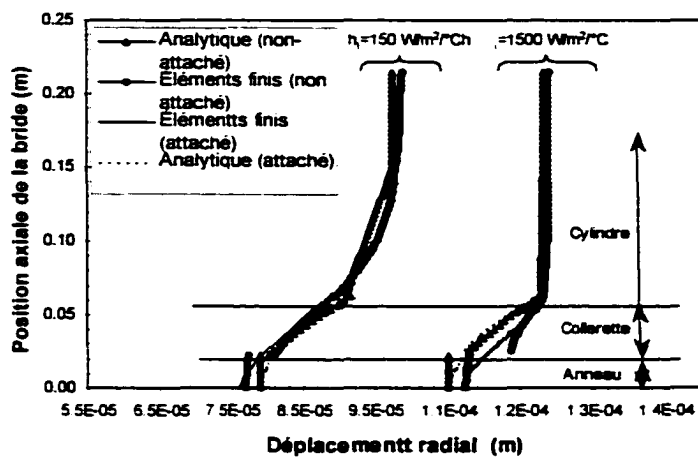


Figure 37 Profil des déplacements dans une bride de type NPS 3 class 150

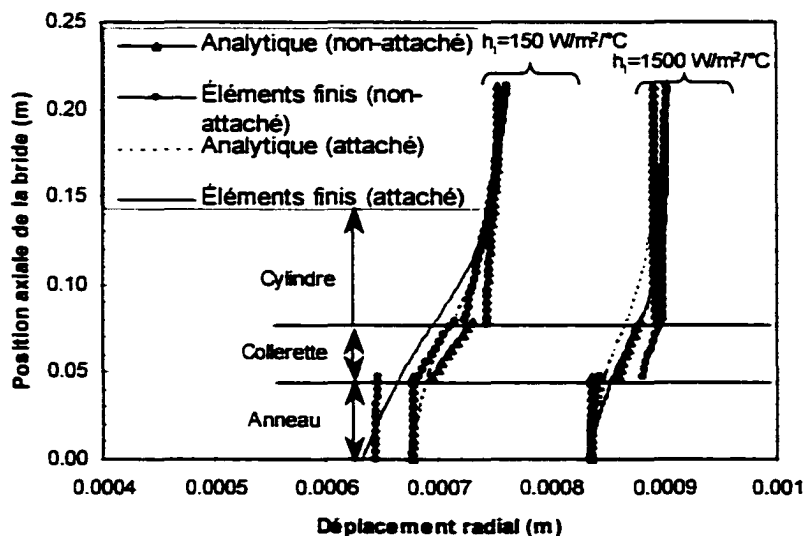


Figure 38 Profil des déplacements dans une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces

La longueur considérée dans l'analyse a été prise comme étant π/β_s ; la valeur à partir de laquelle il n'y a pas d'effet de discontinuité. Celle-ci ne peut être suffisante pour une analyse thermique.

L'expansion thermique radiale et la différence de température entre l'anneau et la collerette engendrent une augmentation de la rotation de la bride et par conséquent une variation dans la charge du boulon.

La différence des déplacements radiaux et les distorsions du cylindre, de la collerette et de l'anneau due à la température crée des forces de discontinuité qui causent une rotation de la bride. La compatibilité des déplacements et des rotations aux jonctions entre le cylindre, la collerette et l'anneau a été menée pour évaluer les forces de discontinuités et par conséquent la rotation de l'anneau.

L'effet de la température sur le déplacement radial des différents éléments de la bride avec un couvercle plat est montré sur les figures 39, 40, 41 et 42. On montre les résultats des déplacements radiaux pour les mêmes profils de température montrés aux figures 29, 30, 31 et 32 pour le cas de brides attachées et non attachées. Cela donne une indication sur l'effet des discontinuités géométriques. Encore une fois, la représentation graphique des expansions radiales de la structure non-attachée et attachée pour les deux coefficients de convection du fluide sont montrés pour les modèles analytiques et ceux des éléments finis. Les résultats sont cohérents et se comparent tout à fait bien dans tous les cas. Il est à noter que les expansions radiales sont calculées en utilisant le rayon intérieur du cylindre et de la collerette au lieu du rayon moyen. Le modèle analytique prévoit des déplacements légèrement inférieurs dans la plupart des cas. Cependant, dans le plus mauvais cas, la différence est moins de 10 % et semble se situer à la jonction entre la collerette et l'anneau de la bride.

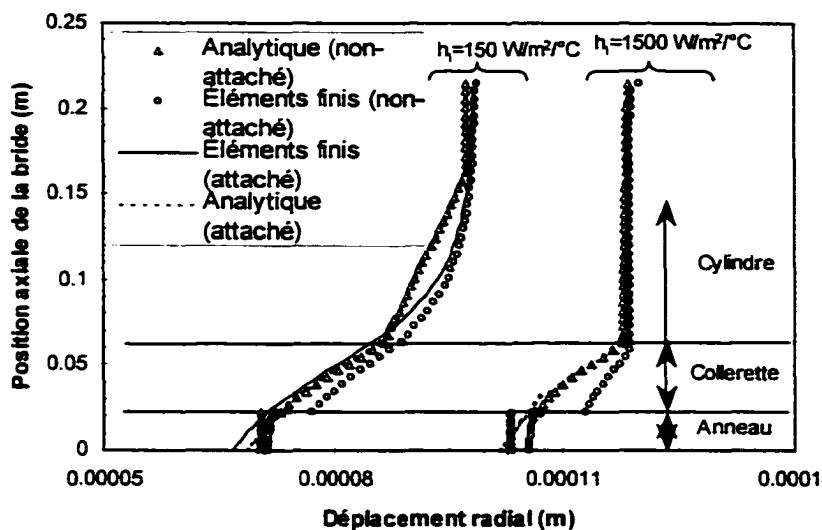


Figure 39 Profil des déplacements dans une bride de type NPS 3 class 150 avec un couvercle plat

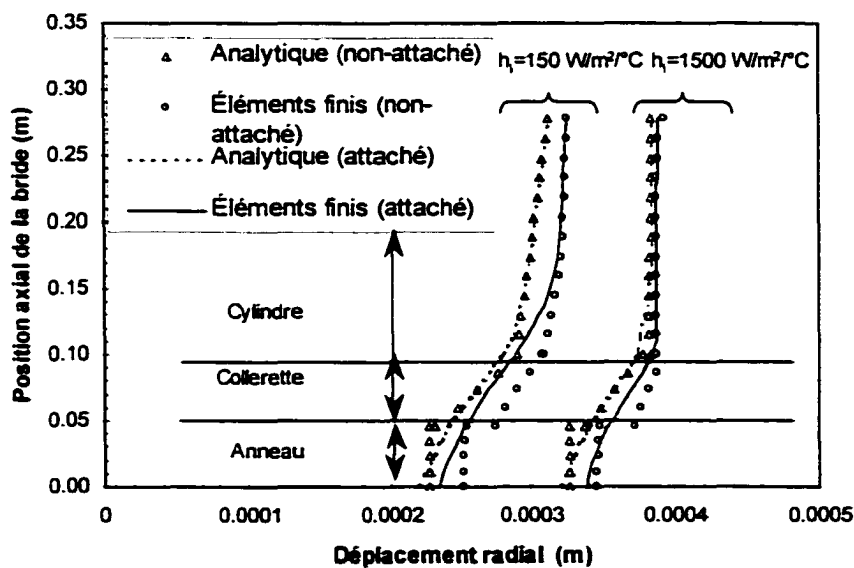


Figure 40 Profil des déplacements dans une bride de type NPS 10 class 300 avec un couvercle plat

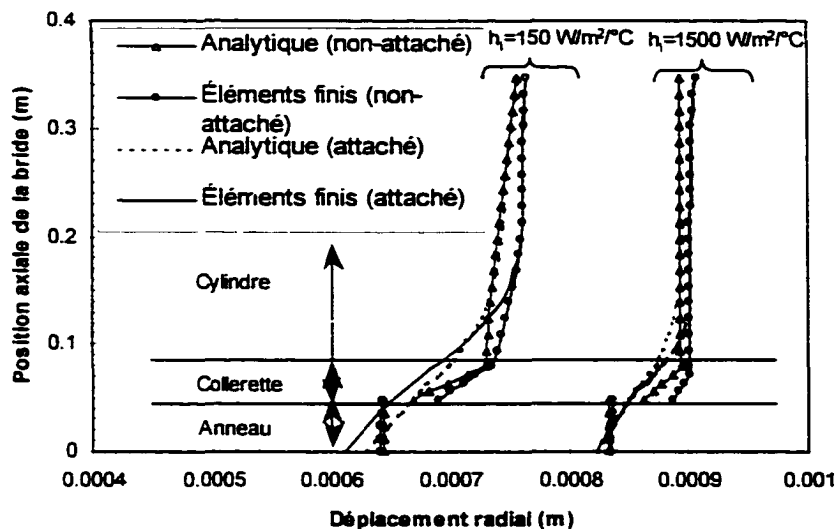


Figure 41 Profil des déplacements dans une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces avec un couvercle plat

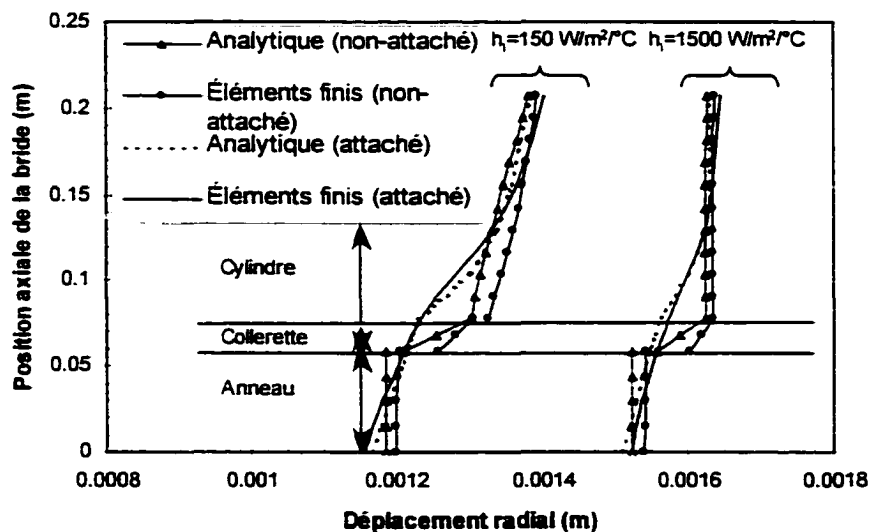


Figure 42 Profil des déplacements dans une bride de 42 pouces avec un couvercle plat

4.2.1.3 Déplacements axiaux dus à la flexion

Les déplacements axiaux produits par la rotation de l'anneau et la flexion du couvercle dus à la température peuvent induire une variation de la charge dans le joint. Afin de quantifier cet effet, il est important de comparer les résultats du modèle avec ceux obtenus par éléments finis.

La figure 43 montre les déplacements axiaux obtenus par éléments finis pour la bride de 24 pouces au niveau des faces supérieures et inférieures de l'anneau. Il doit être noté que la différence de rotation entre les deux facettes de l'anneau de la bride est due essentiellement à la variation de l'expansion axiale résultant du gradient radial de température. Le tableau I présente les comparaisons des rotations des modèles analytiques et ceux des éléments finis pour les brides NPS 3 class 150, la bride de l'échangeur de chaleur de 24 pouces et la bride de 42 pouces.

Les résultats des rotations des brides dues à l'effet de la température montrées au tableau I obtenus par le modèle analytique et par éléments finis se comparent relativement bien. Ils sont obtenus en faisant une analyse de la compatibilité de déplacement et rotation aux jonctions entre le cylindre et la collerette ainsi qu'entre la collerette et l'anneau.

Tableau I

Comparaison des rotations

Rotation(rad)		NPS 3 Class 150	Echan Chal de 24"	Bride de 42"
ANALYQUE	Hi=150	$1.92.10^{-4}$	$8.09.10^{-4}$	$8.62.10^{-4}$
	Hi=1500	$1.73.10^{-4}$	$5.77.10^{-4}$	$6.79.10^{-4}$
Element finis	Hi=150	$2.34.10^{-4}$	$8.40.10^{-4}$	$9.30.10^{-4}$
	Hi=1500	$1.94.10^{-4}$	$5.70.10^{-4}$	$6.20.10^{-4}$

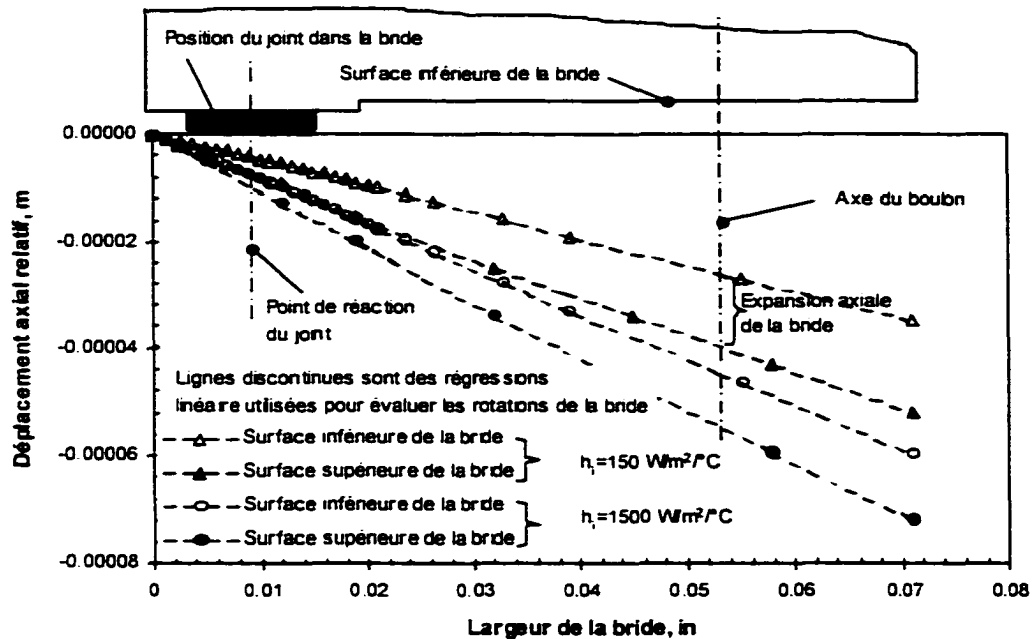


Figure 43 Déplacements axiaux dans une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces

Tandis que les déplacements axiaux du joint de la bride et des boulons sont nécessaires pour évaluer l'effet d'expansion thermique axial dans le cas d'un assemblage avec deux brides. Le cas d'une bride avec un couvercle plat exige la connaissance de la différence de déplacement axial du couvercle entre les points d'application de la charge sur le joint et de la charge des boulons due au gradient thermique à travers l'épaisseur de la plaque.

Par opposition à l'anneau de la bride, le couvercle plat est plus chaud à la surface intérieure et a donc tendance à fléchir vers l'extérieur. Cela a pour effet de tendre le boulon et augmenter par conséquent la charge de celui-ci. Les figures 44, 45, 46 et 47 montrent les profils des déplacements axiaux dus au gradient axial couvercles plats employés dans les quatre assemblages pour les deux coefficients de convection des fluides internes.

Les résultats obtenus du modèle analytique sont en bon accord avec ceux obtenus par éléments finis. Le déplacement axial du couvercle plat entre le rayon des boulons et le point de réaction de la charge sur le joint ainsi que son expansion axiale au rayon des boulons peuvent être employés pour évaluer le changement de la charge dans la boulonnerie.

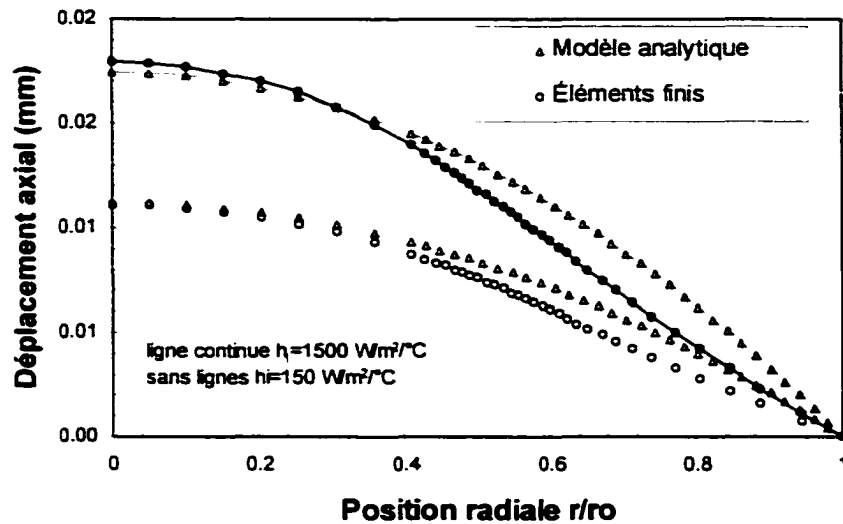


Figure 44 Distribution radiale des déplacements dans un couvercle plat d'une bride de type NPS 3 class 150

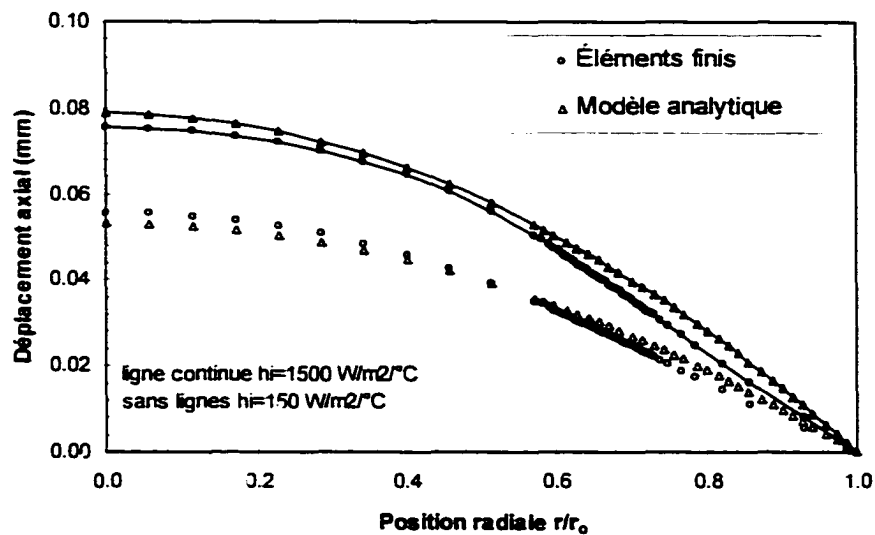


Figure 45 Distribution radiale des déplacements dans un couvercle plat d'une bride de type NPS 10 classe 300

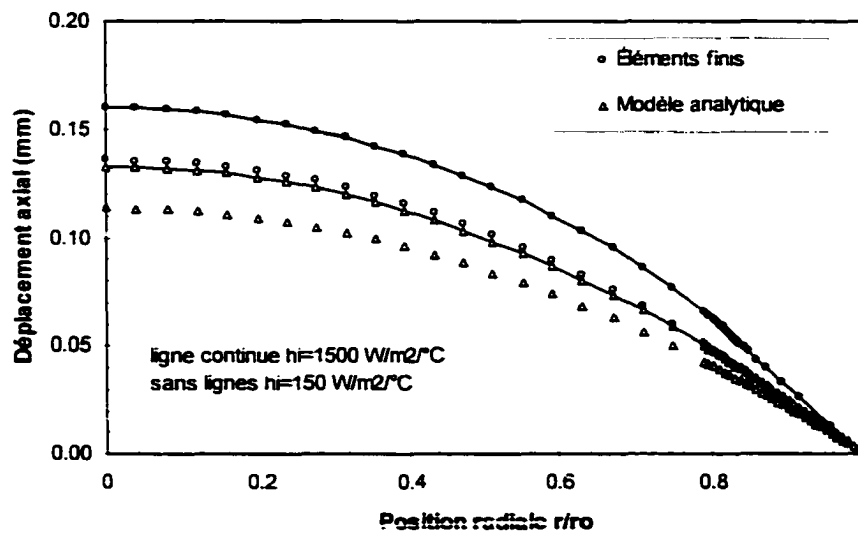


Figure 46 Distribution radiale des déplacements dans un couvercle plat d'une bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces

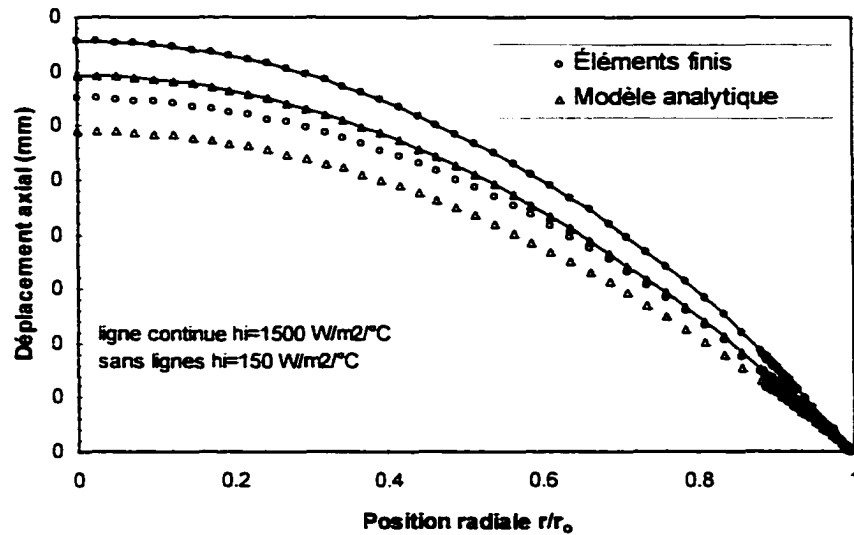


Figure 47 Distribution radiale des déplacements dans un couvercle plat d'une bride de 42 pouces

4.3 Analyse de la variation de la charge dans les boulons

4.3.1 Distribution des contraintes sur le joint

Les figures 48, 49 et 50 obtenues par éléments finis en 3D montrent la distribution radiale de la contrainte sur le joint respectivement pour les assemblages avec deux brides de NPS 10 class 150, la bride de l'échangeur de chaleur de 24 pouces et la bride de 44 pouces. Cette distribution est donnée pour les différentes phases de chargements à savoir le pré-serrage initial des boulons, la pression et la température.

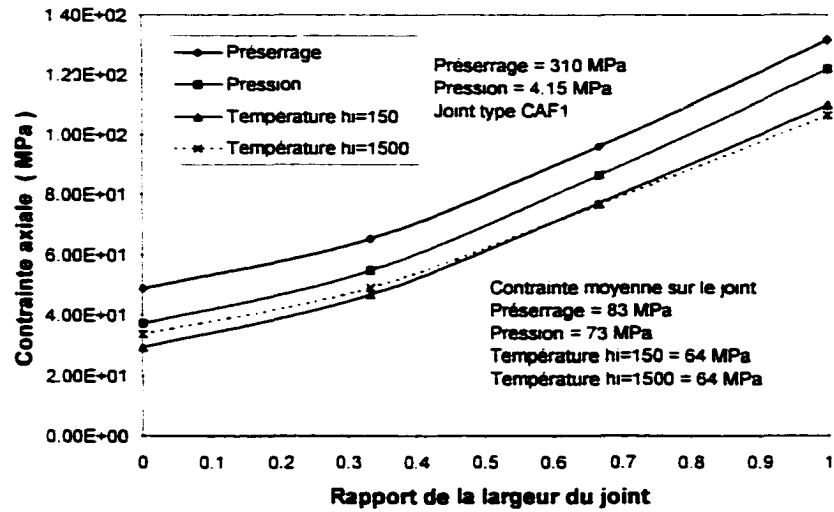


Figure 48 Distribution radiale de contrainte sur le joint pour la bride NPS 10 class 150

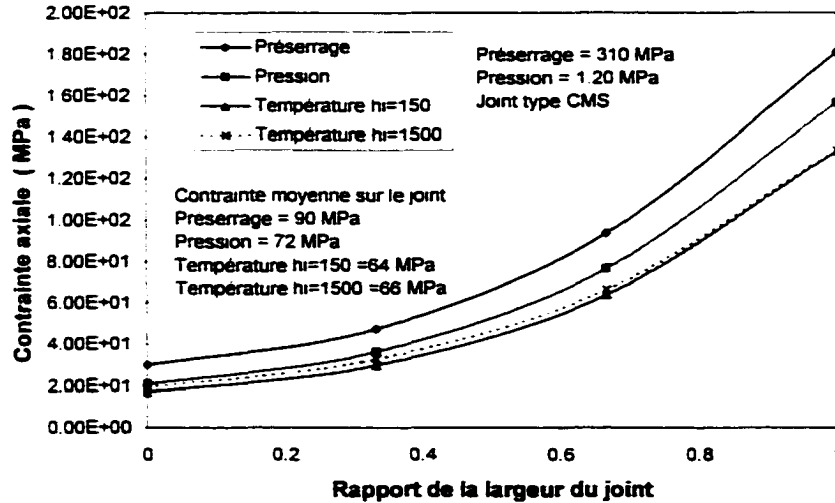


Figure 49 Distribution radiale de contrainte sur le joint pour la bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces

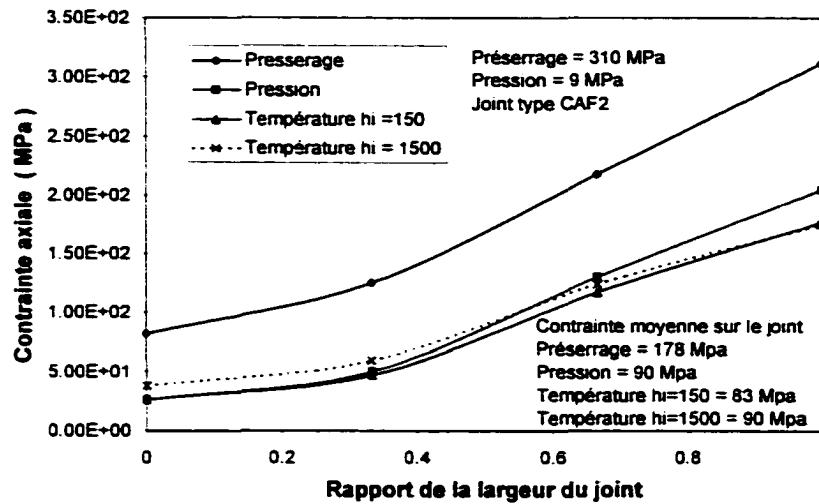


Figure 50 Distribution radiale de contrainte sur le joint pour la bride de 44 pouces

Les figures 51, 52, 53 montrent la distribution radiale de la contrainte sur le joint pour différentes brides avec un couvercle plat. La variation de la charge entre les phases de pré-serrage et d'opération est aussi indiquée.

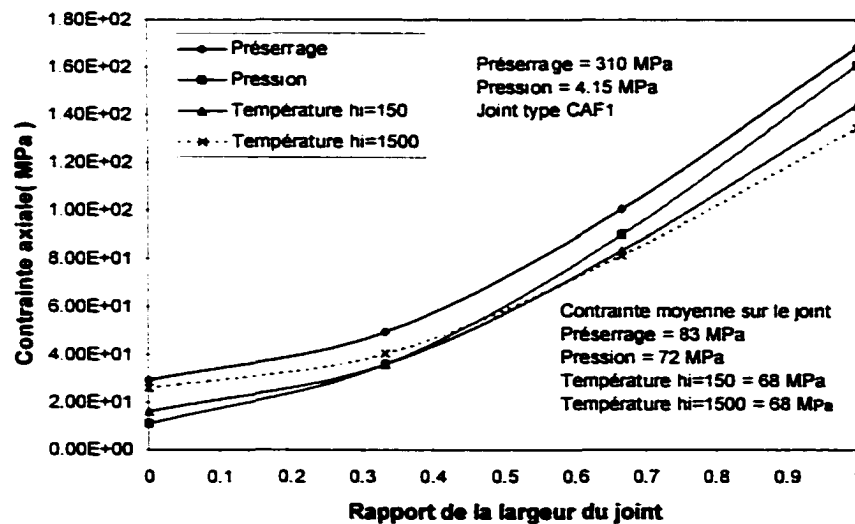


Figure 51 Distribution radiale de contrainte de contact sur le joint pour la bride NPS 10 class 150

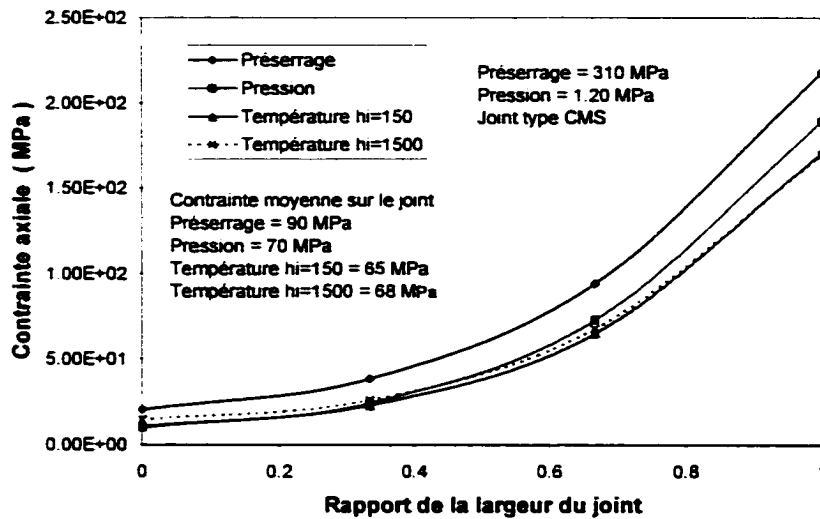


Figure 52 Distribution radiale de contrainte sur le joint pour la bride de l'échangeur de chaleur de 24 pouces

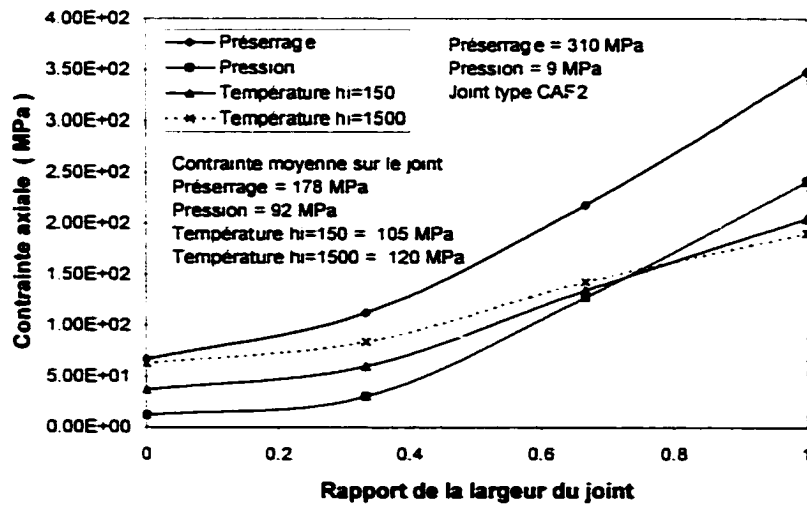


Figure 53 Distribution radiale de contrainte sur le joint pour la bride de 44 pouces

4.3.2 Comparaisons des résultats

Les résultats analytiques de la contrainte moyenne sur le joint, pour les assemblages avec deux brides sont montrés dans les tableaux II, III, IV. On remarque que la variation de la charge induite par la pression pour la bride de 10 pouces est de l'ordre de 20.48 % par rapport au pré-serrage initial des boulons. Pour la phase de chargement due au chauffage du fluide qui présente un coefficient de convection égal à $150 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$ et une température d'opération de $525 \text{ }^{\circ}\text{C}$, la variation de la charge sur le joint est de 9.09 % lors de l'application de la pression. Cette variation de contrainte est due principalement à la rotation de l'anneau et à l'effet de l'expansion axiale du boulon par rapport à l'anneau, ce qui donne une relaxation du boulon qui affecte directement la décharge du joint. Les mêmes observations ont été enregistrées pour les cas d'assemblages avec les brides de 24 pouces et les brides de 44 pouces. La décharge entre la phase de pré-serrage et celle de la pression d'opération du fluide interne est respectivement de l'ordre de 20.88 % et 54.49 %. Pour ce qui concerne la variation de la contrainte sur le joint entre la phase d'opération et celle du chauffage, elle est respectivement de 9.72 % et 17.28 %.

L'effet de la température sur la redistribution de la contrainte sur le joint pour le cas d'un coefficient de convection du fluide égal à $1500 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$ pour la même température d'opération de $525 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a été aussi traité. Les résultats sont donnés sur les tableaux I à III. La variation de la charge sur le joint est respectivement de 7.58 %, 9.72 % et 14.81 % pour les brides NPS 10 class 150, l'échangeur de chaleur de 24 pouces et la bride de 44 pouces.

Globalement, on remarque que la proportion de la variation de la contrainte sur le joint due à l'effet de la température est plus prononcée pour les brides de grands diamètres, avec $h_i=150 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$.

On observe aussi sur les mêmes tableaux, la comparaison des résultats des contraintes moyennes sur le joint, données pour les différentes phases de chargement pour les modèles analytiques et numériques. La différence entre les résultats théoriques et ceux des éléments finis n'excèdent pas les 10 % pour les cas d'assemblage avec deux brides identiques. Cependant, la variation de contrainte moyenne sur le joint entre les différents chargements se compare relativement bien pour tous les cas traités.

Tableau II

Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis
pour le cas de brides identiques de 10'' class 300

Contrainte du au serrage (MPa)	Éléments Fins	83	Variation de la contrainte sur le joint par rapport au serrage	
	Analytique	83		
% de différence		0.00%		
Contrainte à la pression (MPa)	Éléments Fins	73	12.05%	
	Analytique	66	20.48%	
% de différence		9.59%	Variation de la contrainte sur le joint par rapport à la pressurisation	
Contrainte à la température (MPa)	Éléments Fins	hi=150	64	12.33%
		hi=1500	64	12.33%
	Analytique	hi=150	60	9.09%
		hi=1500	61	7.58%
% de différence		hi=150	6.25%	
		hi=1500	4.68%	

Tableau III

Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis
pour le cas de brides identiques d'échangeur de chaleur de 24''

Contrainte du au serrage (MPa)	Éléments Finis		91	Variation de la contrainte sur le joint par rapport au serrage
	Analytique		91	
% de différence			0.00%	
Contrainte à la pression (MPa)	Éléments Finis		72	20.88%
	Analytique		72	20.88%
% de différence			0.00%	Variation de la contrainte sur le joint par rapport à la pressurisation
Contrainte à la température (MPa)	Éléments Finis	hi=150	64	11.11%
		hi=1500	66	8.33%
	Analytique	hi=150	65	9.72%
		hi=1500	65	9.72%
% de différence			hi=150	-1.56%
			hi=1500	1.52%

Tableau IV

Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis
pour le cas de brides identiques de 44''

Contrainte du au serrage (MPa)	Éléments Finis		178	Variation de la contrainte sur le joint par rapport au serrage
	Analytique		178	
% de différence			0.00%	
Contrainte à la pression (MPa)	Éléments Finis		90	48.44%
	Analytique		81	54.49%
% de différence			10.00%	Variation de la contrainte sur le joint par rapport à la pressurisation
Contrainte à la température (MPa)	Éléments Finis	hi=150	83	7.78%
		hi=1500	90	0.00%
	Analytique	hi=150	67	17.28%
		hi=1500	69	14.81%
% de différence			hi=150	18.28%
			hi=1500	23.33%

Les résultats analytiques de la contrainte moyenne sur le joint, pour les assemblages avec une bride et un couvercle plat sont montrés sur les tableaux V, VI, VII. On remarque que la variation de la charge entre la phase de pré-serrage et celle d'opération, pour la bride de 10 pouces est de 19.28 %, pour la bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces de 25.27 % et pour la bride de 44 pouces de 57.87 %. Ces figures illustrent aussi l'effet de la température d'opération pour les deux cas de coefficients de convection.

La température a pour effet de décharger le joint sur sa partie extérieure et le comprimer sur sa partie intérieure. Ce phénomène est dû principalement à la courbure que présente le couvercle plat suite à un gradient de température entre les surfaces intérieure et extérieure. Cette courbure a pour effet de mettre le boulon en tension, et de ce fait comprime le joint sur sa partie intérieure et le décharge sur sa partie extérieure. L'effet peut être contraire durant le refroidissement.

Avec $h_i=150 \text{ W/m}^2\text{/}^\circ\text{C}$, l'assemblage subit une diminution de la contrainte moyenne sur le joint de 7.46 % pour la bride de 10 pouces et de 5.88 % pour la bride de 24 pouces. Par contre, pour la bride de 44 pouces la contrainte moyenne sur le joint augmente de 12%. Pour cette bride l'effet de la température du fluide est bénéfique puisqu'il entraîne une augmentation de la contrainte sur le joint. Pour un coefficient de convection $h_i=1500 \text{ W/m}^2\text{/}^\circ\text{C}$, la bride de 10 pouces subit une diminution de la charge de 4.48 %, la bride de 24 pouces subit pratiquement une diminution de la charge de 1.47 % et la bride de 44 pouces subit une augmentation de la charge de 25.33 %.

On constate sur les tableaux V,VI,VII de comparaison que la différence entre les contraintes moyennes sur le joint données par la théorie par rapport aux éléments finis pour les brides de 10 pouces, la bride de l'échangeur de chaleur de 24 pouces et la bride de 44 pouces est respectivement de l'ordre de 7 %, 2 % et 20% .

Finalement on peut dire qu'en général, les résultats relatifs à la variation de contrainte moyenne sur le joint entre les différents chargements se comparent relativement bien pour tout les cas traités.

L'écart observé entre les résultats analytiques et ceux donnés par les éléments finis sont dus en partie à l'hypothèse adoptée au niveau du modèle analytique où la réaction de contact sur le joint est appliquée sur l'axe de celui-ci alors que la

distribution réelle, obtenue par éléments finis, montre que le point de réaction est loin d'être sur l'axe du joint. Ces écarts sont aussi la conséquence de l'adoption d'une loi de comportement mécanique linéaire du joint au niveau du modèle analytique, ce qui n'est pas le cas pour les modèles d'éléments finis.

Tableau V

Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis
pour le cas de bride avec couvercle plat de 10'' classe 300

Contrainte du au serrage (MPa)	Éléments Finis		83	Variation de la contrainte sur le joint par rapport au serrage
	Analytique		83	
% de différence			0.00%	
Contrainte à la pression (MPa)	Éléments Finis		72	13.25%
	Analytique		67	19.28%
% de différence			6.94%	Variation de la contrainte sur le joint par rapport à la pressurisation
Contrainte à la température (MPa)	Éléments Finis	hi=150	68	5.56%
		hi=1500	68	5.56%
	Analytique	hi=150	62	7.46%
		hi=1500	64	4.48%
% de différence		hi=150	8.62%	
		hi=1500	5.88%	

Tableau VI

Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis pour le cas de bride avec couvercle plat d'échangeur de chaleur de 24''

Contrainte du au serrage [MPa]	Éléments Finis		91	Variation de la contrainte sur le joint par rapport au serrage
	Analytique		91	
% de différence			0.00%	
Contrainte à la pression [MPa]	Éléments Finis		70	23.08%
	Analytique		68	25.27%
% de différence			2.86%	Variation de la contrainte sur le joint par rapport à la pressurisation
Contrainte à la température [MPa]	Éléments Finis	h=150	65	7.14%
		h=1500	68	2.86%
	Analytique	h=150	64	5.88%
		h=1500	67	1.47%
% de différence		h=150	1.54%	
		h=1500	1.47%	

Tableau VII

Comparaison des résultats théoriques et des éléments finis pour le cas de bride avec couvercle plat de 44''

Contrainte du au serrage [MPa]	Éléments Finis		178	Variation de la contrainte sur le joint par rapport au serrage
	Analytique		178	
% de différence			0.00%	
Contrainte à la pression [MPa]	Éléments Finis		92	48.31%
	Analytique		75	57.87%
% de différence			18.48%	Variation de la contrainte sur le joint par rapport à la pressurisation
Contrainte à la température [MPa]	Éléments Finis	h=150	105	-14.13%
		h=1500	120	-30.43%
	Analytique	h=150	84	-12.00%
		h=1500	94	-25.33%
% de différence		h=150	20.00%	
		h=1500	21.67%	

CONCLUSION

Une conception optimale des systèmes pressurisés permet la réalisation d'économies importantes, la satisfaction des normes de sécurité et de protection de l'environnement et l'augmentation de la fiabilité des installations industrielles concernées. Cependant, elle se heurte à d'importantes difficultés. La maîtrise de l'étanchéité ne peut être atteinte que si le comportement des matériaux d'une part et tous les types de chargements, d'autre part, sont pris en compte.

Toute conception de systèmes étanches sert à déterminer les conditions de montage et de démontage, par exemple la contrainte à appliquer sur le joint d'étanchéité. Ces conditions doivent assurer un bon fonctionnement du système considéré. La fuite qui se produit dans un système devrait, rester inférieure à une certaine limite fixée par les normes de protection de l'environnement. Le comportement des différents éléments de l'assemblage, lors des chargements et notamment lors de l'application de la température doivent être pris en considération lors de la conception.

L'objectif du présent travail est de contribuer au développement de méthodes analytiques de conception de systèmes étanches notamment des assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité. Cette étude porte sur l'effet de la température sur la redistribution des charges dans ces assemblages.

Le code de calcul ASME sur la conception des brides ne considère guère l'effet de la température et ne prend pas en compte l'interaction élastique des différents éléments de l'assemblage. Les industriels se fient sur leurs expériences pour estimer cet effet.

Les modèles analytiques développées permettent d'évaluer l'effet de la température en régime permanent sur la redistribution de la charge dans les boulons et donc la contrainte moyenne sur le joint d'étanchéité. Les assemblages, à brides boulonnées, étudiés sont du type standard et non standard, de petits et grands diamètres constitués de deux brides ou d'une bride avec un couvercle plat.

Deux modèles analytiques ont été utilisés pour prédire la redistribution des charges dans les assemblages :

1. Un modèle thermique permet de déterminer les distributions de la température à travers tous les éléments de l'assemblage et les déflexions engendrées par celles-ci ceci en tenant compte du transfert de la chaleur entre ces différents éléments.
2. Un modèle d'interaction élastique, faisant intervenir l'effet de la température sur les assemblages à brides boulonnées munis de joints d'étanchéité, a lui aussi été élaboré. 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 à savoir :

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 cl 150, NPS 10 cl 300, bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces et bride de 42 pouces non-standards.

Les assemblages avec deux brides et ceux à une bride avec un couvercle plat étudiés sont du type brides NPS 10 cl 300, bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces et une bride non standard de 44 pouces. Les joints utilisés sont respectivement du type CAF 1, CMS et le CAF 2.

Les modèles analytiques proposés sont confrontés à des modèles numériques d'éléments finis axisymétriques et tridimensionnels afin de valider la théorie proposée. Les résultats du modèle thermique comparés à ceux du modèle éléments finis axisymétriques sont probants. L'erreur relative maximale est de l'ordre de 10%.

Le modèle d'interaction élastique est validé par le modèle éléments finis tridimensionnel, qui tient compte du transfert de la chaleur entre l'assemblage et le boulon. Les contraintes moyennes sur le joint obtenues sont concordantes. L'erreur relative maximale dans le cas des assemblages étudiés reste inférieure à 10%. Cet

écart est dû en partie à l'hypothèse adoptée au niveau du modèle analytique où la réaction sur le joint est appliquée à la mi-largeur alors que la distribution réelle, obtenue par éléments finis, montre que le point de réaction est loin d'être cette position. Ces erreurs sont aussi la conséquence de l'adoption d'une loi de comportement mécanique linéaire du joint au niveau du modèle analytique, ce qui n'est pas le cas de la réalité physique.

RECOMMANDATIONS

L'étude des assemblages 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. 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 d'une bride avec un couvercle plat.
3. La caractérisation thermique précise des joints par la détermination du coefficient d'expansion et de conduction thermique est impérative.
4. L'introduction du comportement non- linéaire du joint à la température de fonctionnement doit être prise en compte au niveau du modèle d'interaction élastique

ANNEXES 1

Programmes sur ANSYS et MATLAB

Programme 3D sur ANSYS

```

finish
/clear
/prep7

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!
!  bride 44"
!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

*afun,deg !pour fonction trigo en degré

mm=0.001 !en mètres
mpa=1000000/146
teta=6.428557

!*-----+
!* Définir le type d'élément
!*-----+

et,1,solid90      ! Solid brick element temperature

hint=1500  !(watt/m2 c)
hext=30  !(watt/m2 c)

t1=525 S t2=25 !(deux températures)

! définir les propriétés des matériaux

!--matériau de la bride
uimp,1,ex,nuxy,alpx,190000e6,0.3,12.5e-6
mp,kxx,1,47

!--matériau du boulon
uimp,2,ex,nuxy,alpx,174657.53e6,0.3,14e-6
mp,kxx,2,36.35

!--matériau du vide entre le boulon et la bride
uimp,3,ex,nuxy,alpx,500000,0.3,12.5e-12
mp,kxx,3,0.0578

!*-----+
!* Définir le comportement non linéaire du joint de type CAF 2
!*-----+

```

```
mp,alpx,4,11.2e-6
```

```
delta0 = 0.00e-3
```

```
stiff0 = 0.0e7
```

```
scap = 1.0e-5
```

```
tb,gasket,4,,,para
```

```
tldata, 1,delta0,stiff0,scap
```

```
!*-----
!* Define Gasket Compression Curve
!*-----
```

```
tb,gask,4,1.8,comp
```

```
tbpt,,0*mm, 0*mpa
```

```
tbpt,,0.00375*25.4*mm, 992*mpa
```

```
tbpt,,0.00654*25.4*mm, 3172*mpa
```

```
tbpt,,0.00783*25.4*mm, 4871*mpa
```

```
tbpt,,0.00876*25.4*mm, 6473*mpa
```

```
tbpt,,0.00986*25.4*mm, 9423*mpa
```

```
tbpt,,0.01112*25.4*mm, 16000*mpa
```

```
tbpt,,0.01348*25.4*mm, 40000*mpa
```

```
!*-----
!* Define Gasket Linear Unloading Curve
!*-----
```

```
!----- 1st unloading
```

```
tb,gask,4,1.7,Nunl
```

```
tbpt,,0.00375*25.4*mm,992*mpa
```

```
tbpt,,0.003536*25.4*mm,700*mpa
```

```
tbpt,,0.003307*25.4*mm,500*mpa
```

```
tbpt,,0.002958*25.4*mm,300*mpa
```

```
tbpt,,0.002666*25.4*mm,200*mpa
```

```
tbpt,,0.002405*25.4*mm,100*mpa
```

```
tbpt,,0.002*25.4*mm,0*mpa
```

```
!----- 2nd unloading
```

```
tb,gask,4,1.7,Nunl
```

```
tbpt,,0.00654*25.4*mm,3172*mpa
```

```
tbpt,,0.00584*25.4*mm,1495*mpa
```

```
tbpt,,0.00545*25.4*mm,1008*mpa
```

```
tbpt,,0.0052*25.4*mm,750*mpa
```

```
tbpt,,0.0047*25.4*mm,498*mpa
```

```
tbpt,,0.00422*25.4*mm,305*mpa
```

```
tbpt,,0.00362*25.4*mm,0*mpa
```

!*+-----

!----- 3rd unloading

tb,gask,4.1.7.Nunl

tbpt.,0.00783*25.4*mm, 4871*mpa
 tbpt.,0.00745*25.4*mm,3190*mpa
 tbpt.,0.00666*25.4*mm,1487*mpa
 tbpt.,0.00625*25.4*mm,1000*mpa
 tbpt.,0.00549*25.4*mm,498*mpa
 tbpt.,0.00501*25.4*mm,306*mpa
 tbpt.,0.00444*25.4*mm,0*mpa

!*+-----

!----- 4th unloading

tb,gask,4.1.7.Nunl

tbpt.,0.00986*25.4*mm, 9423*mpa
 tbpt.,0.00873*25.4*mm,3200*mpa
 tbpt.,0.00794*25.4*mm,1497*mpa
 tbpt.,0.00755*25.4*mm,1009*mpa
 tbpt.,0.00681*25.4*mm,498*mpa
 tbpt.,0.00635*25.4*mm,303*mpa
 tbpt.,0.00584*25.4*mm,0*mpa

!----- 5th unloading

tb,gask,4.1.7.Nunl

tbpt.,0.01112*25.4*mm, 16000*mpa
 tbpt.,0.01013*25.4*mm,5460*mpa
 tbpt.,0.00967*25.4*mm,2750*mpa
 tbpt.,0.0094*25.4*mm,1670*mpa
 tbpt.,0.00905*25.4*mm,960*mpa
 tbpt.,0.00827*25.4*mm,303*mpa
 tbpt.,0.00743*25.4*mm,0*mpa

!*+-----

!----- 6th unloading

tb,gask,4.1.7.Nunl

tbpt.,0.01348*25.4*mm, 40000*mpa

```

tbpt.,0.01203*25.4*mm,15400*mpa
tbpt.,0.01154*25.4*mm,7350*mpa
tbpt.,0.01122*25.4*mm,3360*mpa
tbpt.,0.011*25.4*mm,2000*mpa
tbpt.,0.01049*25.4*mm,710*mpa
tbpt.,0.00952*25.4*mm,0*mpa

```

```

tblist,gask,all
tbplot,gask,4

```

```

!*-----+
! Définir les paramètres
!*-----+

```

```

jeu=0.01*mm
eps=jeu/10

```

```

ric=444.5*mm
ts=39.6875*mm
roc=ric+ts
gl=46.0375*mm
rocol=ric+gl
rop=616.7374*mm
h=63.2714*mm
tf=168.275*mm

```

```

rig=456.565*mm
rog=482.6*mm
rmg=rig+(rog-rig)/2

```

```

rmb=565.9374*mm
rob=rmb+22.6568*mm
roecrou=rmb+38.1*mm
rotrou=rmb+26.9875*mm
hecrou=35.26*mm
tj=1/16*25.4*mm

```

```

pression=1305*mpa
presseq=(pression*(rmg**2))/(roc**2-ric**2)

```

```

z8=(rocol-rog)/(rocol-roc)*h
z1=0
z2=tj/2
z3=z2+tf
z4=z3+hecrou
z5=z3+z8
z6=z3+h

```

```
z7=z6+5*sqrt(ts*(ric+roc)/2)
rf=2*rmb-rop
```

```
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,rog,0,z2
k,19,rog,teta,z2
k,20,rig,teta,z2
k,21,rig,0,z3
k,22,rog,0,z3
```


k.23.rog,teta,z3
 k.24.rig,teta,z3
 k.25.rig,0,z6
 k.26.rog,0,z6
 k.27.rog,teta,z6
 k.28.rig,teta,z6
 k.29.rig,0,z7
 k.30.rog,0,z7
 k.31.rog,teta,z7
 k.32.rig,teta,z7
 k.33.roc,0,z2
 k.34.roc,teta,z2
 k.35.roc,0,z3
 k.36.roc,teta,z3
 k.37.roc,0,z6
 k.38.roc,teta,z6
 k.39.roc,0,z7
 k.40.roc,teta,z7
 k.41.rocol,0,z2
 k.42.rocol,teta,z2
 k.200.rocol,0,z3
 k.201.rocol,teta,z3

!--création de la bride

type.1
 mat.1

v.17.18.19.20.21.22.23.24
 v.21.22.23.24.25.26.27.28
 v.25.26.27.28.29.30.31.32
 v.26.37.38.27.30.39.40.31
 v.18.41.42.19.22.200.201.23
 v.22.200.201.23.26.37.38.27
 v.41.1.2.42.200,9.10.201

!*****
 ! 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,z3
k,110,ric,teta,z3
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
v,109,21,24,110,111,25,28,112
v,111,25,28,112,113,29,32,114
vatt,1,0,1

```

```

alls
vplot

```

```

csys,11
lsel,s,line,,98,108,10
lesize,all,,,5

```

```

csys,1
lsel,s,line,,29,31,2
lesize,all,,,3
lsel,s,line,,30,32,2
lesize,all,,,4
lsel,s,line,,2,7,5
lesize,all,,,4
lsel,s,line,,75,76,1
lesize,all,,,3
lsel,s,line,,35,39,4
lesize,all,,,5

```

```

esize,26*mm
vmesh,all

```

finish

alls

```
!-----
! solutionner le problème
!-----
```

/solu

time,1

! températures imposées aux frontières extérieures

csys,1

asel,s,,,138

asel,a,,,142

asel,a,,,146

sfa,all,,conv,hint,t1

alls

csys,1

asel,s,,,35

asel,a,,,44

asel,a,,,49

asel,a,,,11

asel,a,,,6

asel,a,,,16

asel,a,,,108

asel,a,,,104

asel,a,,,100

asel,a,,,95

asel,a,,,91

asel,a,,,87

asel,a,,,82

asel,a,,,79

asel,a,,,76

asel,a,,,106

asel,a,,,102

asel,a,,,98

asel,a,,,15

sfa,all,,conv,hext,t2

alls

```
csys.11

nset,s,loc,x,0-eps.roecrou-rmb+eps
nset,r,loc,y,0-eps.180+eps
nset,r,loc,z,z2-eps.z3+jeu+eps
cpintf.temp,1.1*jeu
nset,all

alls

solve          ! Analyse thermique

save,ficht,rth,d:\

finish

/post1

plns.temp

! analyse structurale

prep7

etchg,ts

et.2,194          ! Interface layer element

csys.1

k.91.rig,0,z1
k.92.rog,0,z1
k.93.rog,teta,z1
k.94.rig,teta,z1

! creer le joint

vsel.none
v,91,92,93,94,17,18,19,20
vatt,4,0,2

!--creation de la plaque de pose

k.95.rig,0,-z2
k.96.rog,0,-z2
k.97.rog,teta,-z2
```

k,98,rig,teta,-z2

vsel,none
v,95,96,97,98,91,92,93,94
vatt,1,0,1

alls
vplot
imesh,area,17,148,0,0,0,-z1,TOL
vmesh,36

alls

csys,11
nselect,s,loc,x,rotrou-rmb-eps.roecrou-rmb+eps
nselect,r,loc,y,0-eps.180+eps
nselect,r,loc,z,z3-eps.z3+jeu+eps
cpintf,ux,1,1*jeu
cpintf,uy,1,1*jeu
cpintf,uz,1,1*jeu
nselect,all

finish

solu

time,2

!—Appliquer la pression de 45000 psi sur le boulon

preserage=45000*mpa
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
d,all,uz,-0.11318E-02

!asel,s,,,50
!asel,a,,,55
!asel,a,,,59

!sfa.all.,pres.-preserage

!CSYS,11

```
!asel.s,,,50
!asel.a,,,55
!asel.a,,,59
!nsla,s
!CP,1,UZ,ALL
```

ALLS

! conditions d'attachement

csys,1

```
n sel.s.loc.x.rig-eps.rog+eps
n sel.r.loc.y.0-eps.teta+eps
n sel.r.loc.z.-z2-eps.-z2+eps
!n sel.r.loc.z.z1-eps.z1+eps
d.all.uz,0
```

alls

!appliquer la symétrie

csys,1

```
n sel.s.loc.x.ric-eps.rop+eps
n sel.r.loc.y.0-eps.0+eps
n sel.r.loc.z.z1-eps.z7+eps
```

```
dsym.symm.y,1
csys,1
```

```
n sel.s.loc.x.ric-eps.rop+eps
n sel.r.loc.y.teta-eps.teta+eps
n sel.r.loc.z.z1-eps.z7+eps
```

dsym.symm.y,1

ALLS

```
cnvtol.f,,, -1
nlgeom,1
nropt,full,,
eqslv.front.,0.
time,1
autots,1
nsubst,10,0,0,0
```



```

kbc.0
solcontrol,on.1

alls
solve ! Serrage initial

!condition p=1300 psi à température ambiante

time.3

tref,t2
tunif,t2

! appliquer les pressions

csys.1

asel,s,,,138
asel,a...142
asel,a...146

sfa.all.,pres.pression

csys.1

asel,s...32
asel,a...147
asel,a...37

sfa.all.,pres.-presseq

! conditions d'attacheement

csys.1

nset,s.loc.x.rig-eps.rog+eps
nset,r.loc.y.0-eps.teta+eps
nset,r.loc.z,-z2-eps.-z2+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

```

```

nselect, r, loc, y, 0-eps, 0+eps
nselect, r, loc, z, z1-eps, z7+eps

dsym, symm, y, 1
alls

csys, 1

nselect, s, loc, x, ric-eps, rop+eps
nselect, r, loc, y, teta-eps, teta+eps
nselect, r, loc, z, z1-eps, z7+eps

dsym, symm, y, 1

ALLS

cnvtol, f, , , -1
nlgeom, 1
nropt, full, .
eqslv, front, ., 0
time, 1
autots, 1
nsubst, 10, 0, 0, 0
kbc, 0
solcontrol, on, 1

alls

solve ! serrage + pression

time, 4

! lire les températures du fichier T.rth

! conditions d'attachement

csys, 1

nselect, s, loc, x, rig-eps, rog+eps
nselect, r, loc, y, 0-eps, teta+eps
nselect, r, loc, z, -z2-eps, -z2+eps
!nselect, r, loc, z, z1-eps, z1+eps
d, all, uz, 0

alls

!appliquer la symétrie

```

csys.1

n sel,s,loc,x,ric-eps,rop+eps
 n sel,r,loc,y,0-eps,0+eps
 n sel,r,loc,z,z1-eps,z7+eps
 dsym,symm,y.1

alls

csys.1

n sel,s,loc,x,ric-eps,rop+eps
 n sel,r,loc,y,teta-eps,teta+eps
 n sel,r,loc,z,z1-eps,z7+eps
 dsym,symm,y.1

ALLS

tref.t2

LDREAD.TEMP.1.1...file.rth

cnvtol.f,...-1

n lgeom.1

n ropt.full.,

eqslv.front..0.

time.1

autots.1

nsubst.10.0.0.0

kbc.0

solcontrol.on.1

solve ! serrage + pression + température

finish

/post1

SET.1

plns.u.z

Programme axi-symétrique

```

finish
/clear
/prep7

*afun,deg !pour fonction trigo en degre

mm=0.001 !en mètres

!*****paramètres

      ! dimensions de la bride d'échangeur de chaleur de 24 pouces

ts=9.53*mm
tj=2.41*mm
ric=295.3*mm ! rayon intérieur du cylindre
roc=ric+ts    ! rayon extérieur du cylindre
gl=15.9*mm
rocol=ric+gl  ! rayon extérieur de la collerette
rop=374.5*mm ! rayon extérieur de l'anneau de la bride
h=31.75*mm
      !dimension joint d'étanchéité
tf=47.6*mm
rirond=ric
rorond=ric+gl

      ! variables calculées

y1=0
y2=tf
y3=y2+h
y4=y3+5*sqrt(ts*(ric+roc)/2)

jeu=0.01*mm
eps=jeu/10
Z=(rocol-roc)/((y3)-y2)
alfa=atan(Z)

! parametres de convection

hint=150 !(watt/m2 c)
hext=30  !(watt/m2 c)

! propriétés des matériaux

t1=25 $ t2=275 !(deux températures)

```

```
acierE1=190000e6 !(n/m2)
acierA1=12.5e-6 !(1/c)
acierK1=47 !(watt/m c)
```

```
mp,ex,1,acierE1
mp,kxx,1,acierk1
mp,alpx,1,acierA1
```

```
! type d'éléments
```

```
!et,1,plane2,..,1 !triangle 6 nœuds axisymétrique analyse structurale
et,1,plane35,..,1 !triangle 6 nœuds axisymétrique analyse thermique
```

```
! créer la bride
!-----
```

```
!!déclarer les points clés
```

```
pnum,kp,1
```

```
k,1,ric,y1
k,2,roc,y1
k,3,rocol,y1
K,4,rop,y1
k,5,rop,y2
k,6,rocol,y2
k,7,roc,y2
k,8,ric,y2
k,9,roc,y3
k,10,ric,y3
k,11,roc,y4
k,12,ric,y4
```

```
!créer l'anneau
asel,none
rectang,ric,rop,y1,y2
aatt,1,1,1
/color,area,oran
```

```
! créer la collerette
```

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

```
a,7,6,9,7
```

```

aatt,1,1,1
/color,area,cblue

! créer le cylindre

a.10.9.11.12.10
aatt,1,1,1
/color,area,cblue
aadd,all
alls
aplot

esize,8*mm
amesh,all

finish
alls

/solu

time,1

! températures imposées aux frontières extérieures

nset,s,loc,x,rop-eps,rop+eps
nset,r,loc,y,y1-eps,y2+eps
sf,all,conv,hext,t1

nset,s,loc,x,rop+eps,rocol-eps
nset,r,loc,y,y2-eps,y2+eps
sf,all,conv,hext,t1

nset,s,loc,x,roc-eps,roc+eps
nset,r,loc,y,y3-eps,y4+eps
sf,all,conv,hext,t1

! créer un système local
! pour exercer une température sur la paroi inclinée de la collerette

local,11,0,rocol,y2,0.90-alfa,0.0
nset,s,loc,y,-eps,eps
csys,0 !on revient au système global
nset,r,loc,x,roc-eps,rocol+eps
sf,all,conv,hext,t1

```

! appliquer la convection sur la paroi ric

```
nselect,s,loc,x,ric-eps,ric+eps
nselect,r,loc,y,y1-eps,y1+eps
sf,all,conv,hint,t2
```

! appliquer la convection sur la paroi horizontale

```
nselect,s,loc,x,ric-eps,rirond-eps
nselect,r,loc,y,y1-eps,y1+eps
sf,all,conv,hint,t2
```

alls ! sélectionner tout

solve ! Analyse thermique

save

finish

```
!post1
nselect,s,loc,x,ric-eps,ric+eps
nselect,r,loc,y,y1-eps,y1+eps
plns,temp
finish
```

! analyse structurale

!prep7

```
etchg,rtts
keyopt,1,3,1
```

finish

!solu

time,2

! appliquer les conditions d'attache

```
nselect,s,loc,x,ric-eps,ric+eps
nselect,r,loc,y,y1,y1+eps
d,all,uy,0
```

alls

```
! lire les températures du fichierT.rth

tref,t1
LDREAD,TEMP,1,1...file.rth

solve ! analyse structurale due à l'expansion thermique

finish

/post1

SET,1
nset,s,loc,x,ric-eps,ric+eps
nset,r,loc,y,y1-eps,y4+eps
plns,u,x
```


Programme de la théorie sur MATLAB

```

function [x,y] =
A_hubdiss(d,r,g2,hcb,nos,kf,a,nuf,e,ti,tc,hi,ri,ts,ro,
tf,d,gl,rb,phib,phind,li,ln,dl,toll)

%ex NPS 3po function
[x,y]=A_hubdiss(1,1,0.04061,3000,30,47,1.25e5,0.3,
1.9e11,275,25,150,0.039,0.0055,0.095,0.0225,0.003175,0.018,0.0762,0.
03175,0.04926,0.03175,0.03175,1e-3)

%ex HEAT24 function [x,y]
=A_hubdiss(1,1,0.03175,3000,30,47,1.25e5,0.3,
1.9e11,275,25,150,0.02953,0.00453,0.0745,0.0476,0.00156,0.0159,0.348,
0.01671,0.0361,0.01524,0.01524,0.00156,1e-3)

%ex 10pouces function [x,y]
=A_hubdiss(1,1,0.054,3000,30,47,1.25e5,0.3,
1.9e11,525,25,150,0.127,0.00927,0.022,0.0462,0.00156,0.033,0.19367,0.
022,0.0361,0.01524,0.01524,0.00156,1e-3)

%ex 44pouces function [x,y] =A_hubdiss(1,1,0.06327,3000,30,47,1.25e-
5,
0.3,1.9e11,525,25,150,0.4445,0.03969,0.61673,0.168275,0.00156,0.046,
0.5659,0.0453,0.0762,0.03526,0.03526,0.00156,1e-3)

ks=kf;
ls1=5*sqrt(tc*(ri-ri-ts)/2);
ls2=g2;
re=ri-gl;
no=nos/kf;
te=2*tf-d

disp('-----')
disp('RESULTATS de L'ETUDE THEORIQUE')
disp('-----')

% definir les resistances thermiques

ras=1/(2*pi*ri*hi);
rbs=1/(2*pi*ks*log(ri-ts)/ri);
ros=1/(2*pi*(ri-ts)*nos);

raf=1/(2*pi*ri*hi);
rbf=log(re/ri)/(2*pi*kf);

%-----

per=pi/te;
i=1;
critere=1e-6;
tol=1e-3;
%-----

perl=per/2;
epsi=0.01*perl;

```

```

if ho<peri-epsi
    xi=peri-epsi/100;
else
    xi=peri;
end
k=0;
somme=0;

n=10 ;% nombre de solution pour phi
a=10;
phin(1:n)=0
for m=1:n

-----
% début programme de calcul des phin par la méthode de NEWTON
-----

peri=per/2;

if ho<peri
    phin(m)=A_newton(xi,te,no,toll,m);
else
    phin(m)=A_newton1(xi,te,no,toll,m);
end
xi=xi-per;

end

phin_m =0-phin_m ;

for m=1:n

    R3=re*phin_m;
    Ioro = BESSELI(0,R3);
    Koro = BESSELK(0,R3);
    Iiro = BESSELI(1,R3);
    Kiro = BESSELK(1,R3);

    R5=re*phin(m);
    Iore = BESSELI(0,R5);
    Kore = BESSELK(0,R5);
    Iire = BESSELI(1,R5);
    Kire = BESSELK(1,R5);

    phiren=phin(m) * Iire*phin_m *Kiro-no*Koro -
    Kire*phin_m *Iiro-no*Ioro ;

    phiren=Iore*phin_m*Kiro-ho*Kore -(Kore*phin(m)*Iiro+ho*Ioro);

    res=phin(m)*cos(phin(m)*te/2 -ho*sin(phin(m)*te/2) /phin(m)*(ho*cos(
    phin(m)*te)-ho-phin(m)*sin(phin(m)*te) *phiren);

    res=res/(phin(m)^2-ho^2 *te-2*no *phiren);

    somme=somme+res;
    betanew=2*kf*somme;

```

```

end

!-----
beta=betanew;
!-----

rof=1/(2*pi*re*beta);

if c==1
!-----
! donnees pour la l'assemblage avec deux brides
!-----

Rsh1=ras/(ls1-ls2);
Rs=rbs/lsl
Rso=rbs/lsl
Rfh=raf/te;
Rfi=rbf/te;
Rfo=rcf/te;
Rh=ls2/(2*pi*ks*(ri^2-rs^2 + ri^2-rs^2)/2);

rbh=1/(2*pi*ks)*log(re/ri);
rch=1/(2*pi*re*hos);

Rhupo=rch/lis2;
Rhub=rbh/lis2;

! avec dissipation au niveau de la collerette

A=1/(Rsh1+1/Rs+Rso+1/Rh, +1/Rfi+
2/Rh, +1/Rfh+1/Rfi+Rfo+1/Rh+1/Rhup+Rhupo);
B=(1/Rsh1+1/Rs+Rso)/(1/Rfh+1/Rfi+Rfo+1/Rh+1/Rhup+Rhupo);

T=inv(A.*B);

Else
!-----
! donnees pour bride avec un couvercle plat
!-----

Rsh1=ras/(ls1+ls2);

Rs=rbs/lsl
Rso=rbs/lsl
Rfh=raf/(te/2);
Rfi=rbf/te;
Rfo=rcf/te;
Rh=ls2/(2*pi*ks*(ri^2-rs^2 + ri^2-rs^2)/2);

Rpe=tf/(pi*re^2*(2*ri-re)*ks);
Rpop=1/(pi*re^2*(2*ri-re)*hos);

rbh=1/(2*pi*ks)*log(re/ri);
rch=1/(2*pi*re*hos);
Rhupo=rch/lis2;
Rhub=rbh/lis2;

```

```

A=[1/Rshi+1/(Rs-Rso)-1/Rh,-1/Rh;-
1/Rh,(1/Rfh+1/(Rfi-Rfo)-1/Rh+1/(Rpe-Rpop)-1/(Rhub+Rhubo))];

B=[ti/Rshi+to/(Rs-Rso);ti/Rfh+to/(Rfi-Rfo)-to/(Rpe-Rpop)+to/(Rhub+Rhubo)];

T=inv(A)*B;

end

if r==1
%-----avec resistances

Te=to+(T(2,1)-to)*raf-rbf-rsf
Tso=to+T(1,1)-to*rbs-rss
Tsi=T(1,1)
Tfi=T(2,1)

else
%-----sans resistances

Te=to+(ti-to)*raf/ras-rbf-rsf
Tfi=to+(ti-to)*rbf-rsf/ras-rbf-rsf
Tsi=to+(ti-to)*rbs-rss/ras-rbs-rss
Tso=to+Tsi-to*rbs-rss

end

%-----
% donnees du couvercle plat
%-----

rafi=1/(pi*ri^2*hi);
rbfi=cf/(pi*ri^2*kf);
rofi=1/(pi*ri^2*hos);

Tpi=ti-(ti-to)*rafi/(rafi-rbfi-rofi)
Tpo=to-(ti-to)*rofi/(rafi-rbfi-rofi)
for r=0:ri-0.30:ri;

% temperature au milieu de la plaque

tfr=Tfi-(Tpi-Tfi)*1e-3*r/ri;

fprintf('35.5d      45.5d      n',r,tfr);

hold on
plot(r,tfr,'b*')

end

%-----

fprintf('\n\nr      tfrnew      (n')

for r=ri:(ro-ri)/30:ro;

```

```

sommel0=0;
som1=0;
som2=0;

for mm=1:d
-----
* convergence avec les fonctions de bessel modifiees
-----

R1=r*phin(mm);
I0 = BESSELI(0,R1);
K0 = BESSELK(0,R1);
I1 = BESSELI(1,R1);
K1 = BESSELK(1,R1);

R3=r0*phin(mm);
I0r0 = BESSELI(0,R3);
K0r0 = BESSELK(0,R3);

R4=r0*phin(mm);
I1r0 = BESSELI(1,R4);
K1r0 = BESSELK(1,R4);

R5=re*phin(mm);
I0re = BESSELI(0,R5);
K0re = BESSELK(0,R5);

R6=re*phin(mm);
I1re = BESSELI(1,R6);
K1re = BESSELK(1,R6);

R13=r1*phin(mm);
I0r1 = BESSELI(0,R13);
K0r1 = BESSELK(0,R13);

R11=r1*phin(mm);
I1r1 = BESSELI(1,R11);
K1r1 = BESSELK(1,R11);

phiren0=phin(mm)*I1re*phin(mm)*K1r0-ho*K0re -
K1re*(phin(mm)*I1r0+ho*I0r0);

phirn=I0*(phin(mm)*K1r0-ho*K0r0 -K0*(phin(mm)*I1r0+ho*I0r0);

lnphirn=(r/phin(mm)*I1re-re*phin(mm)*I1re)*(phin(mm)*K1r0-
ho*K0r0)-(r/phin(mm)*K1-
re/phin(mm)*K1re)*phin(mm)*I1r0+ho*I0r0;

lnphiron=(r0/phin(mm)*I1r0-re*phin(mm)*I1re)*(phin(mm)*K1r0-
ho*K0r0)-(r0/phin(mm)*K1r0-
re/phin(mm)*K1re)*phin(mm)*I1r0+ho*I0r0;

phiren=I0re*(phin(mm)*K1r0-ho*K0r0 -K0re*(phin(mm)*I1r0+ho*I0r0);
phi=phiren0/phiren;

```

```

res1=((phin:mm)*cos(phin:mm)*te/2+ho*sin(phin:mm)*te/2)/phin:mm+
(ho*cos(phin:mm)*te-ho-phin:mm*sin(phin:mm)*te))*phirn)/
(phin:mm)^2-ho^2)*te-2*ho*phiren;

res2=((phin:mm)*cos(phin:mm)*te/2+ho*sin(phin:mm)*te/2)/phin:mm+
(ho*cos(phin:mm)*te-ho-phin:mm*sin(phin:mm)*te))*inphirn)/
(phin:mm)^2-ho^2)*te-2*ho*phiren;

res3=((phin:mm)*cos(phin:mm)*te/2+ho*sin(phin:mm)*te/2)/phin:mm+
(ho*cos(phin:mm)*te-ho-phin:mm*sin(phin:mm)*te))*inphiron)/
(phin:mm)^2-ho^2)*te-2*ho*phairen;

sommel0=sommel0+res1;
som1=som1+res2;
som2=scm2-res3;

tfrin=(1/2)*to*r^2-re^2-2*Te-to*som1;
tfrino=(1/2)*to*(ro^2-re^2-2*Te-to*som2);

intl=(1/2)*r^2*Te-Tfi-Te*(log(re/ri)-1)*log(re/r)+(1/2)))-
(1/2)*ri^2*(Te-Tfi-Te*(log(re/ri)-1)*log(re/ri)-(1/2)));

intl=1/2)*re^2*(Te-Tfi-Te*(log(re/ri)^2-
1)*log(re/re)+1/2)-1/2)*ri^2*(Te-Tfi-Te*(log(re/ri))^2-
1)*log(re/ri+1/2));

if r<=re
tfrnew=Te-Tfi-Te*(log(re/r)+log(re/ri));

ufrnew=a/r*(1-nuf)*intl+(1-nuf)*r^2+(1-nuf)*ri^2/
(ro^2-ri^2)*(intl-tfrino);

else

tfrnew=to-2*Te-to*sommel0;
ufrnew=a/r*(1-nuf)*intl-tfrin+(1-
nuf)*r^2-(1-nuf)*ri^2(ro^2-ri^2)*(intl-tfrino);

end

fprintf('\n\nr          tfrnew          ufrnew          \n')

end

fprintf('%5.5d          %5.5f          \n',r,ufrnew);
hold on
subplot(2,1,1);
plot(r,tfrnew,'bx-');
xlabel('Position radiale');
ylabel('Température en C');
grid on
title(sprintf('Evolution de la température sur l\'anneau de la
bride'));
hold on
subplot(2,1,2);
plot(r,ufrnew','r*-');

```

```

xlabel('Position radiale' ;
ylabel 'Déplacement radial en mm ' ;
title(sprintf('Evolution du déplacement radial sur l'anneau de la
bride')) ;
grid on

end

```

```

-----
! Calcul du boulon-----
!-----

for r=rb;

sommel0=0;
sommel1=0;
sommel2=0;

for mm=1:d

-----
! convergence avec les fonctions de bessel modifiées
!-----

R1=r0*phin*mm);
I0 = BESSELI(0,R1) ;
K0 = BESSELI(0,R1) ;
I1 = BESSELI(1,R1) ;
K1 = BESSELI(1,R1) ;

R2=r0*phin*mm);
I0r0 = BESSELI(0,R2) ;
K0r0 = BESSELI(0,R2) ;

R3=r0*phin*mm);
I1r0 = BESSELI(1,R3) ;
K1r0 = BESSELI(1,R3) ;

R4=r0*phin*mm);
I0r0 = BESSELI(0,R4) ;
K0r0 = BESSELI(0,R4) ;

R5=r0*phin*mm);
I0r0 = BESSELI(0,R5) ;
K0r0 = BESSELI(0,R5) ;

R6=r0*phin*mm);
I1r0 = BESSELI(1,R6) ;
K1r0 = BESSELI(1,R6) ;

R13=r1*phin*mm);
I0r1 = BESSELI(0,R13) ;
K0r1 = BESSELI(0,R13) ;

R14=r1*phin*mm);
I1r1 = BESSELI(1,R14) ;
K1r1 = BESSELI(1,R14) ;

```

```

phiren=phin(mm)*Iire*phin(mm)*Kiro-ho*Koro)-
Kire*phin(mm)*Iiro-ho*Ioro);

phirn=Io*phin(mm)*Kiro-ho*Koro -Ki*phin(mm)*Iiro-ho*Ioro);

inphirn=(r/phin(mm)*Ii-re*phin(mm)*Iire)*phin(mm)*Kiro-
ho*Koro)-(r/phin(mm)*Ki-
re/phin(mm))*Kire)*phin(mm)*Iiro-ho*Ioro);

inphiron=(ro/phin(mm)*Iiro-re*phin(mm)*Iire)*phin(mm)*Kiro-
ho*Koro-ro/phin(mm)*Kiro-
re*phin(mm)*Kire)*phin(mm)*Iiro-ho*Ioro);

phiren=Iore*phin(mm)*Kiro-ho*Koro +Kore*phin(mm)*Iiro-ho*Ioro);
phi=phirenp,phiren;

res1=(phin(mm)*cos(phin(mm)*te/2 -ho*sin(phin(mm)*te/2))/phin(mm)*
ho*cos(phin(mm)*te -ho-phin(mm)*sin(phin(mm)*te) -*phirn)/
phin(mm)*(2-ho^2)*te+2*ho*phiren);

res2=(phin(mm)*cos(phin(mm)*te/2 -ho*sin(phin(mm)*te/2))/phin(mm)*
ho*cos(phin(mm)*te -ho-phin(mm)*sin(phin(mm)*te) -*inphirn)/
phin(mm)*(2-ho^2)*te+2*ho*phiren);

res3=(phin(mm)*cos(phin(mm)*te/2 -ho*sin(phin(mm)*te/2))/phin(mm)*
ho*cos(phin(mm)*te -ho-phin(mm)*sin(phin(mm)*te) -*inphiron)/
phin(mm)*(2-ho^2)*te+2*ho*phiren);

sommel0=sommel0-res1;
som1=som1-res2;
som2=som2-res3;

tfrin=(1/2)*te*(ro^2-ri^2 -1)*Te-to*som1;
tfrino=(1/2)*te*(ro^2-ri^2 -1)*Te-to*som2;

intl=(1/2)*ri^2*(Te+Tfi-Te*(log(re/ri)/(1+log(re/ri)-(1/2))))-
(1/2)*ri^2*(Te+Tfi-Te*(log(re/ri)/(1+log(re/ri)-(1/2)))));

intl=(1/2)*re^2*(Te+Tfi-Te*(log(re/ri)/(1+
log(re/ri)-(1/2))))-(1/2)*ri^2*(Te+Tfi-Te*(log(re/ri)/(1+
log(re/ri)-(1/2)))));

if r<=re

tfrb=Te+Tfi-Te*(log(re/r)+log(re/ri));
ufrb=a*r^(1-nuf)*intl-(1-nuf)*r^2*(ro^2-ri^2)/(ro^2-
ri^2)*intl-tfrino);

else

tfrb=ro-2*Te-to*sommel0;
ufrb=a*r^(1-nuf)*intl-tfrin-(1-
nuf)*(ro^2-(1-nuf)*ri^2)/(ro^2-ri^2)*intl-tfrino));

end
fprintf('\n\nr          tfrb          ufrb          \n')

end

```



```

fprintf('%5.5d      %5.3f      %5.3f \n', r, tfrb, ufrb)
end

hfb=1/(2/hos+0.06);

Rab=1/(hcb*pi/4*(phind^2-phib^2))
Rbb=1/(hfb*pi*phib*tf)
Rcb=1/(hos*pi*phib*(di/2+1))
Rdb=1/(hos*pi*(phind*ln+1.4*phind^2))

Tb=((1/Rab+1/Rbb)*tfrb+1/Rcb+1/Rdb)*to/(1/Rab+1/Rbb+1/Rcb+1/Rdb)

```

Programme A_Newton

```
function [racine]=A_newton(x1,te,no,toll,m)

y1=tan(x1*te)-2*x1*ho/(x1^2-ho^2);
g1=(1-tan(x1*te)^2)*te-2*ho/(x1^2-ho^2)+4*x1^2*ho/(x1^2-ho^2)^2;
x1p1=x1-y1/g1;
y1p1=tan(x1p1*te)-2*x1p1*ho/(x1p1^2-ho^2);

while abs(x1p1-x1) >=le-d*abs(x1p1)
    i=i+1;
    x1=x1p1;

    y1=tan(x1*te)-2*x1*ho/(x1^2-ho^2);
    g1=(1-tan(x1*te)^2)*te-2*ho/(x1^2-ho^2)+4*x1^2*ho/(x1^2-ho^2)^2;
    x1p1=x1-y1/g1;
    y1p1=tan(x1p1*te)-2*x1p1*ho/(x1p1^2-ho^2);

end
racine=x1;
```

Programme A_Newton1

```
function [racine]=A_newton1(x1,te,ho,toll,m)

y1=2*tan(te*x1)^2-1-x1*ho-ho/x1;
g1=-2/tan(te*x1)^2*(1-tan(te*x1)^2)*te-1*ho-ho/x1^2;
x1p1=x1-y1/g1;
y1p1=2*tan(te*x1p1)^2-1-x1p1*ho-ho/x1p1;

while abs(x1p1-x1) >=le-d*abs(x1p1)
    i=i+1;
    x1=x1p1;

    y1=2*tan(te*x1)^2-1-x1*ho-ho/x1;
    g1=-2/tan(te*x1)^2*(1-tan(te*x1)^2)*te-1*ho-ho/x1^2;
    x1p1=x1-y1/g1;
    y1p1=2*tan(te*x1p1)^2-1-x1p1*ho-ho/x1p1;

end
racine=x1;
```

BIBLIOGRAPHIE

Ansys, 2001, Ansys inc *Standard Manual*, Version 5.7.

Andresso, S. (1984). Calculation of the Initial Load of a Closure Tightening taking into account the Deformation of the Parts submitted to Pressure. *Proceedings of the 5th international Conference on Pressure Vessel Technology*, San Francisco.

Andresso, S, Flesch, B., Bouche, D. (1985). Parameters Governing Mechanical and Thermal Behavior of the Bolted Flange Simplified Method. *Proceedings of the ASME PVP conference*, New Orleans, Louisiana, 129-135

Bailey, R.W. (1937). Flanged Pipe Joints for High Pressures and Temperatures. *Engineering*. 144, 364-365, 419-421, 490-492, 538-539, 615-617, 674-676

Bakker, A., Spaas, H.A.C.M. (1977). A Computational Procedure for the Stress and Deformation Analysis of High-Pressure Vessel Flanges. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 5, 122

Bazergui, A. (1984a). Short term Creep and Relaxation Behavior of Gaskets. *Welding Research Council Bulletin*, 294, 9-22

Bazergui, A., Marchand, L., Raut, H.D. (1984b). Development of a Production Test Procedure for Gaskets. *Welding Research Council Bulletin*, 309, 1-39

Bernard, H.J. (1963). *Flange Theory and the revised Standard*

BSI: 1962. Flanges and Bolting for Pipes, Valves and Fittings. *Proceedings of Institute of Mechanical Engineers*, London, 178, 107-131

Bickford, J.HM Hsu, K.H., Winter R.J. (1989). A Progress Report of the US PVRC Joint task group on Elevated Temperature Behavior of Bolted Flanges. *Pressure Vessel Technology*, Permagon Press, 1, 249-266.

Bickford, J H, Hayashi, K, Chang, A T, Winter, J R. (1989a). Preliminary Evaluation of the Elevated Temperature Behavior of a Bolted Flanged Connection. *Weld Research Council Bulletin*, 341

Bickford, J.HM Hsu, K.H., Winter R.J. (1989b). A Progress Report of the US PVRC Joint task Group on Elevated Temperature Behavior of Bolted Flanges. *Pressure Vessel Technology*, Permagon Press, 1, 249-266

Blach, A.E, Bazergui, A. (1981). Method of Analysis of Bolted Flanged Connections a review. *Welding Research Council Bulletin*, 271

Boley, B.A., Weiner, J.H (1960). *Theory of Thermal Stresses*, John Wiley & Sons.

Bouزيد A., Chaaban, A., Bazergui, A. (1994b). Effect of Gasket Creep Relaxation on the Leakage Tightness of Bolted Flanged Joints. *Proceedings of the 1994 Pressure Vessels and Piping Conference*, Minneapolis, MN, USA, 286, 155-163.

Bouزيد A., Chaaban, A. (1996). A Proposed Method for Evaluating Relaxation in Bolted Flanged Connections. *Proceedings of the 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, Montreal, Canada, 2, 123-132.

Bouزيد A., Chaaban, A. (1997). Accurate Method of Evaluating Relaxation in Bolted Flanged Connections. *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 119, n.1, 10-17

Bouزيد A., Derenne M, Marchand L. and Payne J.R., (2001). Service Temperature Characterization of Polytetrafluoroethylene based Gaskets, *ASTM Journal of Testing and Evaluation*, JTEVA, Vol.29, n 5, sept.2001, pp.442-452.

Bouزيد A., Chaaban A. (1994a). The Influence of Flange Rotation on the Leakage Performance of Bolted Flanged Joints. *Proceedings of CAME Forum*, 1, Montréal, Canada, 184-194

Bouزيد A., Chaaban A. (1996). Proposed Method for Evaluating Relaxation in Bolted Flanged Connections. *Proceedings of the 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, 2, Montreal, Canada, 123-132

Bouزيد A., Chaaban A. (1997). Accurate Method of Evaluating Relaxation in Bolted Flanged Connections. *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 119, n.1, 10-17

Bouزيد A., Chaaban A., Bazergui A. (1994b). Effect of Gasket Creep Relaxation on the Leakage Tightness of Bolted Flanged Joints. *Proceedings of the 1994 Pressure Vessels and Piping Conference*, 286, Minneapolis, MN, USA, 155-163

Bouزيد A.H. (1994c). *Analysis of Bolted Flanged Gasketed Joints*. PhD thesis, Ecole Polytechnique de Montréal, Canada.

Brown W. (1993). Design and Behavior of Bolted Joints. *Proceedings of the 3rd international symposium on fluid sealing of static gasketed joints*, Biarritz, France, 111-121

Brown W., Derenne M. AND Bouزيد A. (2000). Determination of the Steady State Operating Temperature of Pressure Vessel Flange Components :Part 1 –Analytical Methods, *Proceedings of the ASME/PVP Conference, Seattle, PVP-Vol.405, Analysis of Bolted Joints*, pp.95-104.

Brown W., Derenne M. AND Bouzid A. (2000). Determination of the Steady State Operating Temperature of Pressure Vessel Flange Components :Part 2 –Simplified Methods, *Proceedings of the ASME/PVP Conference*. Seattle,PVP-Vol.405,Analysis of Bolted Joints,pp.105-113.

Brown W (2001) *Ph.D Thesis*

BSI. (1969). A review of Present Methods for Design of Bolted Flanges for Pressure Vessels. *British Standards Institute Publication*. n. PD6438

Carlson I.H., Black W.S. (1951). Joints for High Pressure, High Temperature Piping. *Transactions of ASME*, 73. n.3. 237-246

Carslaw H.S., Jaeger J.C. (1959). *Conduction of Heat in Solids*, 2nd edition,Oxford at the Clarendon Press, U.K.

Cartraud P., Wielgosz C. (1994). Numerical Modelling of the Elastoplastic Behavior of a Gasket Material. *Proceedings of the 1994 4th International Workshop on Computational Modelling of the Mechanical Behaviour of Materials*, 5. n.13, Elsevier Science B.V. Amsterdam Netherlands. 75-81

Chao R.C. (1998). Behaviour of Bolted Flanges at Elevated Temperature program overview. *Proceedings of the 1985 pressure vessels and piping conference*, 98.2, 117-123

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.

Donald M.B., Salomon J.M. (1959a). Behavior of Compressed Asbestos Fibre gaskets in Narrow Faced, Bolted Joints. *Proceedings of Institute of Mechanical Engineers*. London .173, n.17. 459-468

Donald M.B., Salomon S.M., Salomon J.M. (1959b). The Behaviour of Narrow Faced, Bolted Flanged Joints Under the Influence of Internal Pressure. *Proceedings of I Institute of Mechanical Engineers*. London , 173, n.17. 459-464

Dudley W.M. (1961). Deflection of Heat Exchanger Flanged Joints as affected by Barreling and Warping. *Transactions of ASME*, Series B, 83, n.4, 460-466.

Farnam R.G. (1951). Studies of Relaxation Characteristics of Nonmetallic Gasket Material. *India Rubber World*, 123, n.6, 679-682

Fessler H., Swannell J.H. (1974). Prediction of the Creep Behaviour of a Flanged Joint. *Proceedings of the conference on creep behaviour of piping,ImechE*, 39-49

- Fukuka T , Xu.Q (2002) Finite Element Simulation of Tightening Process of Bolted Joint with a Bolt Heater
- Goldberg J.E. (1953). Axisymmetric Flexural Temperature Stresses of Circular Plates. *Journal of Applied Mechanics*, 257-260
- Gough H.J. (1936). First Report of the Pipe Flanges Research Committee. *Proceedings of IMechE*, 132. *Institute of Mechanical Engineers*, London, 201-340.
- Hollinger G.L., Hechner J.L. (1996). The PVRC Project on Three Dimensional Stress Criteria Considerations for Linearization of Stresses. *Proceedings of the 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, 2, Montreal, Canada, 263-270
- Hsu K.H., Payne J.R., Winter J.R., (1994) PVRC Bolted Flanged Connection Research Program and 5-Year Plan. *Proc. ASME/PVP Conference*, Minneapolis, PVP-Vol. 274, Advanced Computer Applications, pp. 53-62.
- Hwang D.Y., Stallings J.M. (1994). Finite Element Analysis of Bolted Flange Connections. *Computers and Structures*, 51, n.5. Pergamon Press Inc Tarrytown NY USA, 521-533
- Johnson A.E., Bailey R.W. (1954). Third Report of Pipe Flanges Research Committee. *Proceedings of IMechE*, *Institute of Mechanical Engineers*, London, 168, n.15, 423-455
- Kerkhof W.P. (1951). New Stress Calculations and Temperature Curves for Integral Flanges. *Proceedings of the 3rd World Petroleum Congress*, 8, 146-168
- Kern D.Q., Kraus A. D. (1972). *Extended surface heat transfer*. McGraw Hill
- Kim T., Kim Y., Lee B. (1998). Finite Element Analysis of Bolted Joint Assembly of Nuclear Power Plants. *Proceedings of the 1998 ASME/JSME Joint Pressure Vessels and Piping Conference*, 368. San Diego, CA, USA. 185-189
- Kraus H., Rosenkrans W. (1984). Creep of Bolted Flange Connections. *Welding Research Council Bulletin*, n.294, 2-8
- Lin B., Nicholson D.W. (1997). Incremental Finite Element Method for Thermomechanical Contact: Parts I & II. *Proceedings of the 1997 ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, 356. Orlando, FL, USA
- Maddren J. Marschall E. (1995). Finite Element Modelling of Heat Transfer across Bolted Joints. *International Journal of Microelectronic Packaging Materials & Technologies*, 1, n.1, 51-61.

Marchand L., Bazergui A. Hahn R. Kockelmann H. (1993). The Influence of the Stiffness of Flanges and Bolts on the Creep Relaxation Behavior of Gaskets. *Proceedings of the 3rd international symposium on fluid sealing of static gasketed joints*, Biarritz, France, 31-42

Marchand L., Derenne M. (1996). Long term Performance of Elastomeric Sheet Gasket Materials Subjected to Temperature Exposure. *Proceedings of the 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, 1. Montreal, Canada, 107-123

Marine J. (1938). Stress and Deformation in Pipe Flanges Subjected to Creep at High Temperatures. *Franklin Institute Journal*, 226, n.5. 645-657

Martens D., Porter M. A. (1994). Investigation and Repair of Heat Exchanger Flange Leak. *Proceedings of the 1994 Pressure Vessels and Piping Conference*. Part 9 (of 19), 278, Minneapolis, MN, USA, 133-143

Murray N.W., Stuart D.G. (1961). Behaviour of Large Taper Hub Flanges. *Proceedings of Symposium on Pressure Vessel Research towards Better Design Institute of Mechanical Engineers*, London, 133-147

Nagy, A. (1997). Time Dependent Characteristics of Gaskets at Flange Joints, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 72, n.3, Elsevier Science Ltd Oxford Engl., 219-229.

Nagy A. (1996). Determination of the Gasket Load Drop at Large Size Welding Neck Flange Joints in the case of Non-Linear Gasket Model. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 67, n.3, Elsevier Science Ltd Oxford Engl., 243-248

Nau B.S. (1985a). Computer Modelling of the Sealing Behaviour of Gaskets in Flanged Joints. *Proceedings of the 2nd workshop on containment integrity, US nuclear regulatory commission, NUREG/CP0056*, 433-450

Nau B.S., Watson S. (1985b). Computer Modelling of Thermal Lag Effects in Bolted Joints. *Proceedings of the ASME PVP conference 1985*, New Orleans, Louis., 125-128

Nerli G., Bertoni G. (1974). Calculation and Experimental Determination of the Deformation of the Supporting Surface of the Gasket in a Series of High Pressure Flanges. *Meccanica*, 130-142

Nishioka K., Morita Y., Kawashima T. (1979). Strength of Integral Pipe Flanges (no.1 & no.2). *Bulletin of JSME*, 22, n.174, 1705-1718

Ozisik M.N (1985) *Heat Transfer. A Basic Approach*. Mc-Graw-Hill Book Company

Parkus H. (1976). *Thermoelasticity. 2nd edition*. SpringerVerlag

Payne J.R. ,(1985). PVRC Flanged Joint User's Survey. Bulletin n.306, *Welding Research Council*.

Price J.W.H., Chanana A. (1996). Leakage of Bolted Flanged Joints in High Temperature Pressure Systems. *Proceedings of the 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, 2, Montreal, Canada. ASME New York NY USA, 133-139

Qu J., Wang P., Dou Y., Quan H., Shen X., Xie S., Qiao W. (1989). Test and Analysis of Sealing Characteristics under Thermal Transient on a Nuclear Pressure Vessel Model. *Pressure Vessel Technology*, 1, Pergamon Press, 239-248

Raju P.R. (1980). Simplified Analysis of Closure Flanges under Mechanical and Thermal Loads. *ASME Paper*.n.80C2/NE16

Rose R.T. (1970). *Flanges. The Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessel Components*, Pergamon Press, 1970

Rossheim D.B., Gebhart H., Oliver H.G. (1938). Tests of Heat Exchanger Flanges. *Transactions of ASME*, 60, n.4, 305-314

Rossheim D.B., Markl A.R.C. (1943). Gasket Loading Constants. *Mechanical Engineering*, 65, n.9, 647-648

Sawa T., Hirose T., Nakagomi Y. (1996a). Behavior of a Tapered Hub Flange with a Bolted Flat Cover in Transient Temperature field, *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 118, n.1, 115-120.

Sawa, T., Kotani, K. (1996b). Thermal Stress Analysis of Pipe Flange Connections with Raised Face Gasket subjected to Heat Conduction, *Proceedings of the 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, 326, Montréal, Canada, 103-108.

Sawa T., Asahina M., Ishihara T. (1998). Thermal Stress Analysis and the New Gasket Factors of Pipe Flange Connections with Spiral Wound Gaskets under Elevated Temperature. *Proceedings of the 1998 ASME/JSME Joint Pressure Vessels and Piping Conference*, 367, San Diego, CA, USA. ASME Fairfield NJ USA, 11-16

Sawa T., Hirose T., Kumano H. (1993b). Behaviour of Pipe Flange Connection in Transient Temperature Field. *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 115, n.2, 142-146

Sciffet L. (1993). Comportement thermomecanique des jonctions boulonnees. *Proceedings of the 3rd international symposium on fluid sealing of static gasketed joints*, Biarritz, France, 43-60

- Smith A.C., Briggs G. (1996). Finite Element Analysis of Bolted Flange Assemblies. *Proceedings of the 4th International Symposium on Fluid Sealing*, Mandelieu La Napoule, France, 181-192
- Smoley E.M., Kessler F.J., Kottmeyer R.E. and Tweed R.G. (1963). The Creep Relaxation Properties of a Flat Faced Gasketed Joint Assembly. *SAE PaperS361*
- Spaas H.A.C.M., Latzko D.G.H., Bakker A. (1977). High-Pressure Vessel Flange Behaviour under Transient Thermal Loadings. *Proceedings of the 3rd international conference on pressure vessel technology*, 1, 293-309
- Stallings J.M., Hwang D.Y. (1992). *Modelling Pretensions in Bolted Connections. Computers and Structures*, 45, n.4, Pergamon Press Inc Tarrytown NY USA, 801-803
- Tapsell H.J. (1939). Second Report of Pipe Flanges Research Committee. *Proceedings of IMechE*, 141, Institute of Mechanical Engineers, London, n.5, 433-471
- Thorn F.C. (1949). Creep and Relaxation in Compressed Asbestos Gaskets. *ASTM Bulletin* n.160, 58-61
- Van Campen D.H., Deen P.J., Latzko D.G.H. (1960). Deformation of Large Diameter High Pressure Vessel Flanges. *Proceedings of the 1st International Conference on Pressure Vessel Technology*, Delft
- Waters E.O. (1938). Analysis of Bolted Joints at High Temperatures. *Transactions of ASME*, 60, 83-86
- Waters E.O., Rossheim D.B., Wesstrom D.B., Williams F.S.G. (1949) *Development of General Formulas for Bolted Flanges*, Taylor Forge & Pipe Works, USA
- Waters E.O., Taylor J.H. (1927). *The Strength of Pipe Flanges*. Mechanical Engineering, 49, n.5a, 531-542
- Waters E.O., Wesstrom D.B., Rossheim D.B., Williams F.S.G. (1937) Formulas for Stresses in Bolted Flanged Connect. *Transactions of ASME*, 59, 161-169
- Winter J.R. (1988). *Use Ultrasonic Extensometer to Determine the Variations in the Assembly Bolt Loads Problem Industrial Flange*, Experimental Techniques, 12, n.11, 6-11.
- Winter J.R. (1990). Gasket Selection Flowchart. *Proceedings of the 2nd International Symposium on Fluid Sealing*, La Baule, France, 267-310.

Winter J. Ronald, Coppari, Lawrence A. (1996). Flange Thermal Parameter Study and Gasket Selection. *Proceedings of the 1996 ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, 2, ASME New York NY USA, 141-174

Zerres H., Perez M., Lemauviel L., Sciffet L. (1998). Comparison Between the Analysis of the Mechanical Behaviour of Bolted Joints by the Finite Elements Method and by the European approach (PREN 1591). *Proceedings of the 1998 ASME/JSME Joint Pressure Vessels and Piping Conference*, 367, San Diego, CA, USA,69-73.