

## Design of Supporting Devices for Thin Pipes of Large Diameter (Conception et dimensionnement de dispositifs de supportage pour tuyauteries minces de gros diamètres)

J.J. Marsault, R. Dornez

*Stein Industrie, Département Nucléaire,  
B.P. No. 74, F-78140 Vélizy-Villacoublay, France*

### Summary :

- When an analysis is made in accordance with ASME Code Class 1 for piping by the stress indices method (NB 3650), the stresses induced locally in the piping by the supports are not taken into account.

For piping whose thickness is small in relation to its diameter, which is subject to sudden temperature changes, to seismic shocks and which also operates at high temperature, it is no longer possible to ignore these effects.

- This is the case with piping of the sodium circuits of fast breeder reactors for which, after performance of mechanical analyses by the Zick method and thermo-mechanical analyses on the support collars of the classic type, with all the uncertainties involved in reckoning the real forces of contact, a design was finally decided upon which corresponds to the double imperative of permitting free radial expansion of the piping while withstanding considerable loads with a minimum of local deformations in the piping.
- The device adopted consists of a rigid collar connected to the piping by blades which are flexible radially in relation to the pipe and rigid tangentially. These blades are attached to very short ring lugs welded on to the piping.

In this way, the outside forces acting on the piping are reduced almost exclusively to circumferential forces which, combined with the circumferential shearing flux due to the adjacent sections, constitute a distribution of forces which is particularly favourable for limiting the circumferential bending moments in the pipe. The resulting deformation of the circular section is thus sufficiently small as not to affect the longitudinal bending strength and particularly the buckling strength.

The most significant stresses prove to be those due to the moment on the lug ; these are known by Bijlaard's theory and are limited due to the small height of the lug.

The thermal stresses due to the presence of the lug were calculated by the finite elements method. The thermal and mechanical disturbance created by the lug has the effect of multiplying by a factor of about 2 the maximum total stresses occurring during thermal transients in the standard part ; they thus remain limited and less than those developed in other discontinuities affecting the piping, for instance the changes in thickness between straight parts and bends.

To back up these calculations, a series of tests was performed to check that the technological requirements of manufacture did not question the load distribution hypotheses taken into account in the calculations.

## 1.- INTRODUCTION

- Lorsqu'on procède à une analyse selon le Code ASME Classe 1 pour une tuyauterie par la méthode des "Stress" Indices (NB 3650) on n'examine pas les contraintes induites localement dans la tuyauterie par les supports.  
Pour des tuyauteries dont l'épaisseur est faible par rapport à leur diamètre, soumises à des variations brutales de température, à des secousses sismiques et qui de plus travaillent à température élevée, il n'est plus possible d'ignorer ces effets.
- C'est notamment le cas de tuyauteries véhiculant du sodium liquide pour lesquelles, après avoir constaté que les solutions classiques permettaient mal de résoudre les problèmes thermomécaniques, on a finalement opté pour une conception répondant au double impératif de permettre la libre dilatation radiale de la tuyauterie et de reprendre des efforts importants avec un minimum de déformations locales dans la tuyauterie.

## 2.- MISE EN EVIDENCE DES PROBLEMES

Ils sont spécifiques aux tuyauteries de grand diamètre véhiculant du sodium liquide de par :

- leur minceur relative ( $\frac{\text{Diamètre}}{\text{Epaisseur}} > 60$ ) qui les rend sensibles aux actions mécaniques locales de supportage,
- la sévérité des transitoires thermiques qui les affectent, associés à un fonctionnement à haute température.

### 2.1.- Contraintes dues aux transitoires thermiques

Toute liaison rigide collier-tuyauterie créera un problème de bridage faisant apparaître des contraintes dont les plus significatives sont celles qui proviennent de la dilatation relative.

Dans le cas d'un bridage complet les contraintes induites dans la tuyauterie par la différence de température  $\Delta T$  créée par les transitoires thermiques entre le collier et la tuyauterie sont :

- des contraintes circonférentielles de membrane de nature en grande partie primaire

$$[P]_{\Delta T} = E \alpha \Delta T \quad \text{eq. (1)}$$

E étant le module d'YOUNG et  $\alpha$  le coefficient de dilatation (elles correspondent au terme en  $C_3$  de NB 3650 de la Réf. [1])

- des contraintes secondaires longitudinales de flexion

$$[Q]_{\Delta T} = 1,8 E \alpha \Delta T \quad \text{eq. (2)}$$

(elles correspondent au terme en  $C_3$  de NB 3650 de la Réf. [1])

Ces contraintes s'ajoutent aux contraintes existant déjà dans la tuyauterie et dues :

- à la pression,
- aux moments primaires (poids, inertie)
- aux moments secondaires d'expansion thermique,
- au gradient radial de température à travers l'épaisseur du tuyau,
- aux contraintes mécaniques locales dues aux efforts agissant sur le collier.

A titre d'exemple, pour un transitoire de température côté sodium tel que celui de l'arrêt d'urgence, compte tenu des inerties thermiques respectives du tuyau et d'un collier rigide, la différence des températures moyennes sera environ :  $\Delta T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$

L'ordre de grandeur des contraintes d'origine thermique ajoutées par le collier rigide sera :

$$[P]_{\Delta T} = 285 \text{ MPa}$$

$$[Q]_{\Delta T} = 518 \text{ MPa}$$

Ces valeurs qui se superposent aux autres contraintes déjà évoquées rendent évidemment inacceptable toute solution tendant à brider la tuyauterie.

### 2.2.- Contraintes dues aux actions mécaniques

On a vu que le collier ne peut être conçu comme un bridage.

On assimilera ici les interactions collier rigide - tuyau à celles mises en jeu dans un réservoir mince posé sur des berceaux supports.

Le réservoir est supposé infiniment long pour que ses fonds n'agissent pas comme des raidisseurs pour la section transversale ; on est ainsi ramené au cas du tuyau. Ce problème est très complexe quant à la prise en compte rigoureuse du contact qui est influencé par les frottements et la flexibilité du collier. Cependant, cette étude n'étant pas notre objet, nous nous en tiendrons à l'analyse de L.P. ZICK en référence 2 qui est généralement admise pour les applications pratiques.

Le résultat prépondérant en est que, du fait des déformations de la section transversale au droit du support, les contraintes longitudinales de flexion sont amplifiées par le facteur

$$K = \frac{\pi \left( \frac{\sin \Delta}{\Delta} - \cos \Delta \right)}{\Delta + \sin \Delta \cos \Delta - 2 \frac{\sin^2 \Delta}{\Delta}} \quad \text{éq. (3)}$$

$$\text{avec : } \Delta = \frac{5 \theta}{12} + 30 \quad \text{éq. (4)}$$

$\theta$  étant l'angle de contact exprimé en degrés.

Pour un angle de contact de  $120^\circ$ , on voit que les contraintes longitudinales de flexion dans la tuyauterie sont multipliées par 9. Un tel affaiblissement local n'est pas viable tant pour le respect des limites de contraintes que pour les amorces de flambage en flexion qu'il constitue.

Les contraintes circonférentielles liées aux déformations de la section transversale sont également très importantes.

### 3.- DESCRIPTION DU DISPOSITIF

- Pour résoudre le problème créé par les dilatations différentielles il fallait que la tuyauterie puisse "respirer" librement sous l'effet de ses variations rapides de température.
- Pour résoudre le problème mécanique il fallait limiter les déformations de la section transversale de tuyau au droit du support; cela était possible en transmettant les efforts tangentiuellement et non pas radialement.
- Ces deux choix ont conduit à adopter un dispositif constitué d'un collier rigide relié à la tuyauterie par des lames flexibles radialement par rapport au tuyau et rigides tangentiuellement. Ces lames sont attachées à des taquets annulaires très courts soudés sur la tuyauterie.

Le collier est entièrement noyé dans le calorifuge ce qui lui assure une température très voisine de celle de la tuyauterie pendant le régime permanent.

Le dispositif est représenté sur la figure 3 pour le cas d'un support et sur les figures 1 et 2 pour le cas de la fixation de dispositifs auto-bloquants (DAB) sur la tuyauterie (agissant lors du déisme notamment). Cette distinction a été nécessitée par les différences qui existent dans les problèmes posés respectivement par les supports et par les DAB et résumés ci-après :

	Cas des supports	Cas des DAB
Efforts	. permanents . relativement faibles . de direction connue . de sens constant	. très occasionnels . importants . de direction inconnue . alternés
$\Delta T$ (tuyau/collier)	. Identiques pour les deux cas : - quasi-nuls en régime permanent - maximaux pendant les transitoires	

Pour les DAB les lames doivent être soudées à leurs 2 extrémités pour travailler dans les 2 sens (sans risquer l'instabilité). De plus, il en faut 6 ce qui permet d'en avoir au moins 4 agissantes quelle que soit la direction de l'effort.

Pour les supports on a opté pour des lames soudées à une seule extrémité et travaillant toujours en traction ce qui est rendu possible par la connaissance du sens de la force.

D'autre part la connaissance de la direction de la ligne d'action permet de ne disposer que 4 lames orientées convenablement par rapport à cette direction.

Par ailleurs, la forme des lames a été optimisée pour qu'elles soient flexibles tout en admettant une charge axiale importante.

Une attention particulière est apportée à la soudure du taquet sur la tuyauterie ; elle est entièrement pénétrée et meulée pour réduire au minimum les intensifications de contrainte

#### 4.- VALIDATION DE LA CONCEPTION

##### 4.1.- Analyse du comportement mécanique

- . Par leur conception les lames ne peuvent transmettre aux taquets que des efforts radiaux très limités.

Pour des supports de tuyauterie  $\varnothing 711 \times 11$  devant reprendre 100 KN la force de traction dans chaque lame sera  $\frac{100}{4 \cos 30} = 29$  KN alors que la réaction radiale de la même lame est limitée à environ 2 KN pour 1 mm de déformation radiale (thermique par exemple). Les actions extérieures sur la tuyauterie se ramènent donc presque exclusivement à des efforts circonférentiels qui, associés au flux circonférentiel de cisaillement dû aux tronçons adjacents constituent une distribution d'efforts particulièrement favorable pour limiter les moments fléchissants circonférentiels dans le tuyau.

Les déformations de la section circulaire qui en résultent sont ainsi suffisamment faibles pour ne pas affecter la résistance à la flexion longitudinale et notamment au flambement.

Les effets de cette distribution d'efforts sur les déformations de la section transversale ont été vérifiés par des calculs aux éléments finis de coque mince. L'ovalisation a été trouvée égale à 0,14 % et la contrainte de flexion circonférentielle maximale égale à 17 MPa.

Les contraintes les plus significatives se trouvent être celles dues au moment sur le taquet ; elles sont bien connues par la méthode de BIJLAARD (Référence [3]) et limitées grâce à la faible hauteur du taquet.

Pour le support déjà évoqué la contrainte primaire de membrane locale dans le tuyau près du taquet est trouvée égale à 10 MPa et la contrainte secondaire de flexion locale est trouvée égale à 72 MPa.

#### 4.2.- Analyse du comportement thermomécanique

On doit distinguer le comportement thermomécanique global tuyau + collier du comportement local à la jonction taquet/tuyau.

##### 4.2.1.- Comportement global

Lors des régimes permanents la différence de température moyenne entre tuyau et collier est faible du fait que le collier est entièrement noyé dans le calorifuge.

Lors des transitoires thermiques tels que celui de l'arrêt d'urgence, elle est trouvée égale au maximum à 112 °C ce qui correspond à un déplacement relatif radial du tuyau par rapport au collier de 1 mm. Le seul effet qui en résulte est une flexion des lames radialement par rapport au tuyau. Il est pessimiste de considérer que toute la dilatation différentielle radiale est reprise par les lames comme sollicitation secondaire et que la réaction due à la raideur des lames est alors primaire pour la tuyauterie. Cela constitue une prise en compte implicite des risques d'effet ressort ("Elastic follow up").

Sachant que la raideur radiale des lames de colliers pour support est d'environ  $2000 \text{ Nmm}^{-1}$  l'effort en résultant sur le tuyau est de 2000 N. La contrainte primaire locale dans le tuyau due à cet effort est de 3,2 MPa et la contrainte secondaire de flexion locale est de 13,8 MPa

##### 4.2.2.- Comportement local

Le taquet soudé sur le tuyau crée une discontinuité géométrique d'où résulte une perturbation locale du champ thermique et du champ des contraintes lors des transitoires thermiques.

L'analyse de ce comportement a fait l'objet d'un calcul thermique aux éléments finis plans suivi d'un calcul aux éléments finis axisymétriques, du type taquet sur sphère ; le rayon de la sphère a été choisi égal à celui du tuyau. Le choix du calcul à deux dimensions est justifié par la grandeur du rapport du diamètre du tuyau au diamètre du taquet (environ 8).

L'évolution des températures à court terme aboutit pour l'instant le plus pénalisant, aux isothermes représentées par la figure 4.

Une représentation de l'état de contrainte à cet instant est donnée à la figure 5, où l'on montre la variation de la contrainte équivalente de TRESCA sur le contour du tuyau.

On constate que la perturbation thermique et mécanique créée par le taquet a pour effet de multiplier par un facteur environ égal à 2 les contraintes totales maximales ayant lieu lors des transitoires thermiques en partie courante ; elles restent donc limitées et inférieures à celles développées à d'autres discontinuités affectant la tuyauterie comme notamment les changements d'épaisseur entre parties droites et coudes.

#### 4.3.- Essais

L'objet des essais effectués était de vérifier la compatibilité des impératifs technologiques et notamment des jeux constructifs entre lames et taquets avec la distribution idéale des efforts prise en compte dans les calculs.

Il était, en outre, intéressant d'étudier l'influence des effets parasites tels qu'une légère inclinaison de la réaction par rapport au plan du collier.

Les essais ont porté sur un tuyau en acier noir de diamètre 762 mm, d'épaisseur 9 mm et de longueur 5 m appuyé à ses extrémités et équipé en son centre d'un collier tel que décrit plus haut, sur lequel une force ascendante, ou descendante, pouvait être appliquée à l'aide d'un vérin.

La longueur du tuyau était choisie, d'une part pour s'affranchir en son milieu des effets de bord et, d'autre part, pour proportionner le moment fléchissant à l'effort appliqué comme dans une tuyauterie réelle. L'ensemble du banc d'essai est représenté à la figure 6.

Dans la solution collier à six lames pour DAB en effort ascendant et descendant et dans la solution collier à quatre lames pour support en effort ascendant, on a mesuré de 0 à 150 KN :

- les déformations de la section circulaire du tuyau au niveau du collier,
- les efforts (par jauges de contraintes) passant dans les différentes lames.

Sur la figure 7 on a reporté les ovalisations mesurées dans le cas du collier à 4 lames et l'ovalisation calculée (paragraphe 4.1) ramenée aux conditions de l'essai en admettant que pour une force donnée appliquée identiquement l'ovalisation varie comme :

$$\frac{1}{R} \frac{R^3}{Et^2 \sqrt{Rt}} = \frac{R^{1,5}}{Et^{2,5}} \quad \text{éq. (5)}$$

avec :

- E : module d'YOUNG
- R : rayon du tuyau
- t : épaisseur du tuyau

Le rapport de similitude est ainsi : 1,43

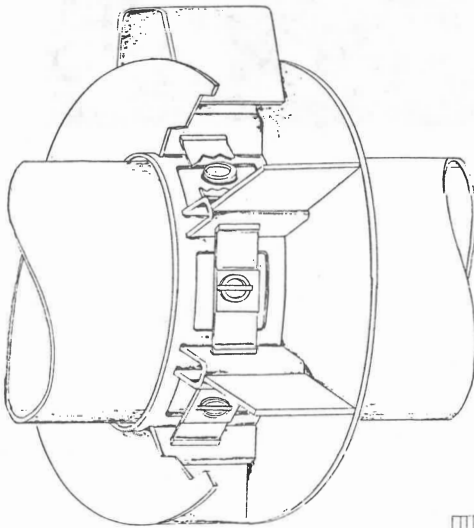
La corrélation entre calcul et essais est satisfaisante et l'on constate que l'ovalisation reste très limitée.

L'essai a ensuite été conduit sur la configuration collier à 4 lames pour support jusqu'à 550 KN, limite du banc.

A partir de 500 KN, essentiellement par allongement des lames, le tuyau était en contact direct avec le collier sans que la ruine ait été atteinte. La figure 8 établie pour ce dernier essai met en évidence une équirépartition satisfaisante des efforts entre les 4 lames, validant l'hypothèse de calcul.

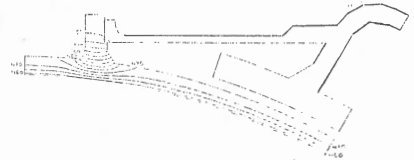
REFERENCES

- 1 ASME Boiler and Pressure Vessel Code  
Section III division 1 - 1980 Edition -  
Nuclear power plant components - Subsection NB Class 1 components
- 2 ZICK, L.P. , "Stresses in Large Horizontal Cylindrical Pressure Vessels on Two  
Saddle Supports"  
Welding Research Supplement (September, 1951)
- 3 WICHMAN, K.R., Hopper, A.G., Mershon, J.L.,  
"Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings",  
Welding Research Council Bulletin 107 (1968).



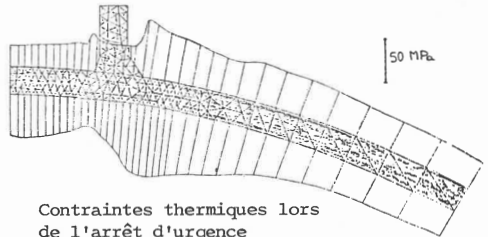
Dispositif pour DAB - Ensemble

Figure 1



Isothermes lors de l'arrêt d'urgence

Figure 4



Contraintes thermiques lors  
de l'arrêt d'urgence

Figure 5

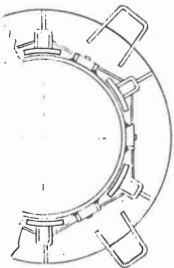


Figure 2

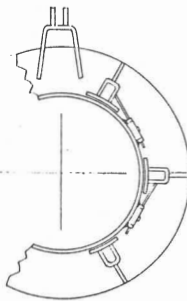
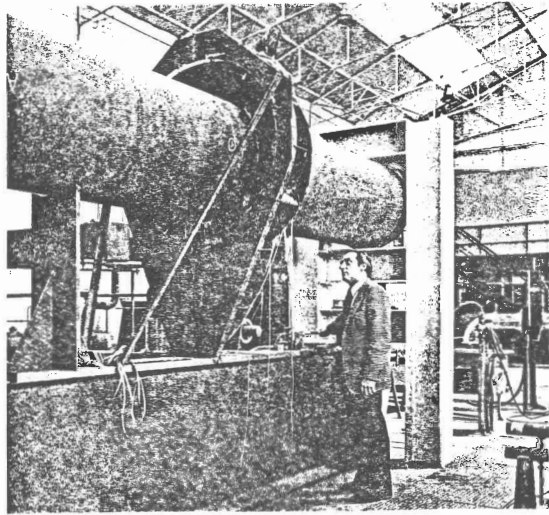


Figure 3

Figure 2 : Dispositif pour DAB : principe

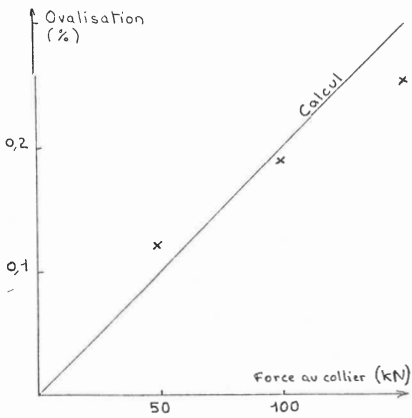
Figure 3 : Dispositif pour support : principe



Ensemble du banc d'essai

Figure 6

Figure 7



Ovalisation du tuyau  
 Comparaison essai/calcul

Figure 8

