

Fûts métalliques empilés et remplis de liquide sollicités de façon cyclique lors de leur transport, tenue en fatigue, modélisation et essais

VLADIMIR GANTCHENKO^a ET M. STASI

ISMEP (Institut Supérieur de mécanique de Paris) – Groupe de Physique des Matériaux, 3 rue Fernand Hainaut, 93407 Saint Ouen Cedex, France

Reçu le 1 avril 2004, accepté le 6 février 2004

Résumé – *Technique expérimentale* : après consultation des normes françaises et étrangères, une machine originale a été conçue et réalisée. Elle permet de communiquer un mouvement cyclique, rectiligne et vertical à des fûts du commerce, plus ou moins remplis, empilés ou non. L'amplitude du mouvement vertical est fixée à $\pm 12,7$ mm, alors que la fréquence peut être réglée en continu de 2 à 6 hertz. Les fûts décollent de la table de la machine lorsque l'accélération de la pesanteur est atteinte pour une fréquence de 4,42 hertz. La machine de taille raisonnable permet d'essayer en fatigue un ou plusieurs fûts superposés de diamètre \varnothing 350 mm, de hauteur 500 mm ou plus, de masse 60 kg lorsqu'ils sont remplis. *Résultats* : Nous nous sommes intéressés à la tenue en fatigue de fûts de section hexagonale, comportant un fond et un couvercle sertis. La zone de section hexagonale située entre les deux viroles cylindriques est obtenue par expansion. Pour deux fûts superposés, les fissures de fatigue apparaissent sur le fût inférieur porteur :

Cas n° 1 : soit au niveau du fond, dans les nervures circulaires ;

Cas n° 2 : soit au niveau du sertissage du couvercle ;

Cas n° 3 : soit dans la zone de transition entre la zone expansée hexagonale et la virole cylindrique inférieure.

Calculs : Le calcul du fût par éléments finis, en tenant compte du cas de l'interaction avec le fluide (supposé non visqueux) a permis de localiser la zone critique du cas n° 3 où les sollicitations sont les plus importantes. Les zones de sertissage et les nervures du fond n'ont pas été modélisées et ne peuvent donc pas apparaître comme zones critiques dans les résultats des calculs. *Conclusion* : Les contraintes calculées et un critère d'initiation de la fissuration en cisaillement (critère de Mataka) ont permis de calculer l'endommagement des fûts et de le valider expérimentalement.

Mots clés : Fûts métalliques / fatigue / couplage liquide solide / essais dynamiques

Abstract – **Fatigue life study of metallic barrels, heaped or not, filled or not, cyclic loaded during the transport. Calculations and experimental results.** Experimental technique: We have defined and built an original machine in order to test containers as specified by French and foreign standards. This machine allows to transmit a cyclic vertical displacement to commercial barrels, filled or not, heaped or not. The vertical motion amplitude is ± 12.7 mm and frequency can be continuously varied from 2 to 6 hertz. The containers slip out of the machine table when their acceleration is higher than the gravity for a 4.42 hertz – frequency. The table dimensions allow testing one or several heaped barrels of 350 mm-diameter, 500 mm-height and 60 kg-weight. *Experimental results*: We have determined the fatigue life of containers with crimped cylindrical heads; their hexagonal section between two cylindrical heads has been manufactured by expansion from a cylinder. When two barrels have been heaped, fatigue cracks initiate on the lower barrel in three locations:

– location No. 1: on the bottom cylinder between the two ribs;

– location No. 2: on the bottom crump;

– location No. 3: on the transition area between the hexagonal section and the bottom cylindrical head.

Calculations and comparison to experience: Barrels loading has been modelled by finite elements calculation in case of interactions with a non viscous fluid. The calculation results confirm that the maximum strain is located in the transition area (location No. 3). The other cracks locations, the bottom cylinder and the bottom crump, have not been modelled. We have determined beginning of the failure with the calculated stresses and a shear initiation criterion of cracking (Mataka criterion); the experimental fatigue tests confirm the calculated fatigue life.

Key words: Metallic containers / fatigue / liquide-solid interaction / dynamic tests

1 Introduction

L'étude présentée initiée par le LEREM, [1] a été réalisée pour prévoir le comportement de bidons métalliques du commerce, remplis de liquide, empilés et secoués lors de leur transport.

Une simulation théorique, une confirmation expérimentale, ont été entreprises pour suivre leur endommagement.

La validation des calculs a été apportée par la mesure des contraintes aux points critiques d'une part et par le suivi de la tenue en fatigue des bidons d'autre part.

Nous présenterons ici la machine utilisée, le type de bidon essayé. Les résultats des calculs effectués sur le bidon rempli de liquide et la confrontation avec les niveaux de contraintes mesurés par jauges résistives présentés ainsi les résultats obtenus en fatigue. Le détail des calculs se trouve dans la thèse de Dwaikat [2].

2 Présentation de la structure étudiée et du mode de sollicitation

2.1 Présentation de l'étude

Nous allons examiner la dégradation de récipients métalliques remplis de liquide, empilés et sollicités de façon répétée.

2.2 Présentation des récipients étudiés et du mode de sollicitation

Les fûts examinés sont métalliques de capacité trente litres. Il sont fabriqués à partir d'une tôle de « fer blanc » : acier à bas carbone de type A36. Le fût présente un fond et un couvercle cylindriques raccordés par une zone élargie hexagonale (Fig. 1). Cette section hexagonale permet un empilement compact lorsqu'ils sont rangés.

Les fûts sont remplis en laissant un volume d'air, le taux de remplissage pris en compte ici est de 95 %.

Lors du transport, les fréquences d'excitation vont de 1 à 200 hertz, l'accélération pouvant atteindre 1 g, accélération de la pesanteur.

Le cahier des charges de la table de vibration a été établi en tenant compte des normes ou recommandations étrangères existantes et des machines déjà réalisées. Nous avons aussi volontairement gardé une taille raisonnable à notre machine. Nous avons retenu d'exciter un ou plusieurs récipients empilés, remplis, à amplitude de déplacement constante : 25,4 mm crête-à-crête dans une plage de fréquence de 2 à 5 hertz, ce qui permet d'obtenir une accélération supérieure à 1 g pour 5 hertz.

2.3 Description de la table de vibration

La figure 2 présente un schéma de la machine rustique réalisée.

^a Auteur correspondant :

vladimir.gantchenko@ismcm-cesti.fr

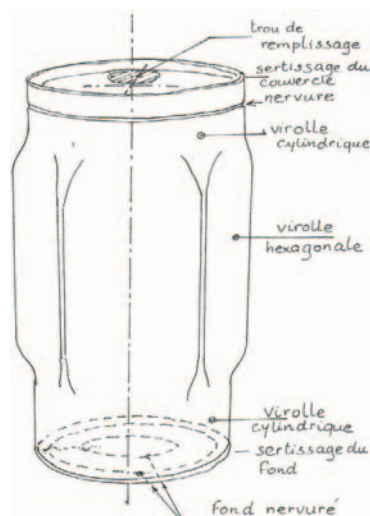


Fig. 1. Fûts étudiés remplis de liquide : appellation des différentes zones.

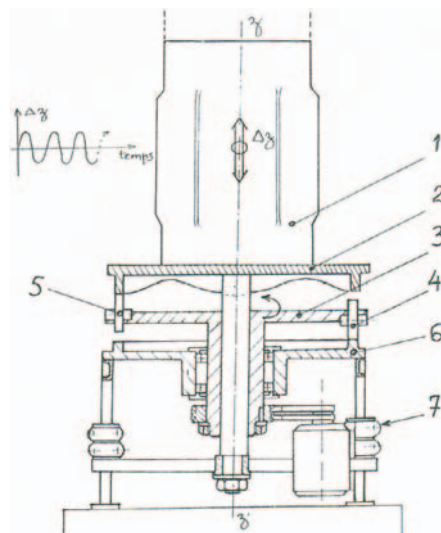


Fig. 2. Schéma de la table de vibration, 1 : bidons à secouer, 2 : platine supérieure, munie d'une came sinusoïdale à sa base, 3 : plateau tournant support de roulettes, 4 : roulettes inférieures, 5 : roulettes supérieures, 6 : bâti fixe plan, 7 : vérins de rappel.

Le plateau tournant (3) roule avec ses roulettes inférieures (4) sur un bâti fixe plan (6). Les roulettes supérieures (5) de ce plateau tournant sont au contact d'une came sinusoïdale située sous le plateau supérieur (2). Elles forcent donc la platine supérieure à monter ou à descendre suivant le profil de la came située dessous.

Donc le plateau supérieur (1) ne tourne pas mais possède uniquement un mouvement vertical en relation avec la came située dessous.

Un ensemble de vérins pneumatiques tels que (7) empêchent le plateau supérieur (2) de décoller, lorsque son accélération atteint 1 g en exerçant une force de traction sur l'arbre central.

L'utilisation de roulettes, roulant sans glissement sur une came sinusoïdale avec une vitesse constante donne un mouvement vertical périodique. Le spectre en fréquence de l'accélération verticale ainsi engendrée comporte pour une vitesse de rotation fixée, un fondamental et des harmoniques. Le bidon posé sur la table vibrante est sollicité pour ces différentes fréquences, avec des accélérations spécifiques. En changeant la vitesse de rotation du plateau tournant, on balaie en fréquence et de façon continue l'étendue du spectre spécifique des accélérations imposé par la machine.

3 Nature des mesures effectuées avec un récipient instrumenté

Plusieurs emplacements révélés plus loin par les calculs numériques ont été équipés de rosettes, comportant des jauges résistives de déformation. Ces emplacements sont :

- A : centre du fond du récipient,
- B : entre deux nervures du fond du récipient,
- C, H : au niveau de la zone de transition inférieure entre la virole hexagonale et la virole cylindrique,
- D, F, G : au centre des faces hexagonales,
- E : au niveau de la cuillère inférieure.

La figure 3 reprend ces emplacements.

Le mouvement vertical de la table de vibrations a été suivi par :

- un capteur de déplacement à transformateur différentiel,
- un accéléromètre piézoélectrique.

Le mouvement vertical du couvercle supérieur du récipient a été suivi avec un accéléromètre piézoélectrique.

Les signaux issus des conditionneurs des différents capteurs ont été enregistrés de façon parallèle avec une fréquence d'échantillonnage de 200 hertz, ce qui permet de suivre des phénomènes jusqu'à 50 hertz, la carte et le logiciel d'acquisition, utilisé dans ce cas permettent d'enregistrer seize voies simultanément, (et jusqu'à une fréquence d'échantillonnage par voie de 12 500 hertz).

4 Étude en éléments finis

4.1 Modélisation du récipient étudiée

Le code d'éléments finis qui a été utilisé, est celui d'ANSYS 5-3, implanté sur micro-ordinateur.

Le fût a été dessiné, maillé dans son ensemble en éléments de plaque et de coque minces plans :

a) Sans l'ouverture dans le couvercle, car celle-ci n'est pas au centre et ne permet pas de traiter le fût en coordonnées cylindropolaires.

b) En ne considérant pas dans cette présentation générale des nervures du fond qui sont géométriquement

difficiles à représenter, à mailler, et où surtout le couplage avec le liquide est délicat à formuler.

c) En ne considérant pas les arrondis dans les angles de la partie hexagonale expansée.

d) En ne représentant pas les sertissages du fond et du couvercle.

Différents maillages plus ou moins fins, tenant compte des variations d'épaisseur ont permis de tester la convergence des calculs [2], lors de l'étude des modes propres et du niveau de contrainte en régime statique et dynamique et les effets de flexion et de membrane ont été considérés, sans faire intervenir le cisaillement dans l'épaisseur de la coque. La figure 4 présente le maillage le plus fin utilisé.

4.2 Prise en compte du liquide contenu dans le fût

Celui-ci contenu dans le récipient, subit les mêmes déplacements normaux à la coque que la paroi métallique. La condition de continuité des pressions a été écrite à l'interface. On n'a pas à l'interface solide-liquide pris en compte les efforts tangentiels dus à la viscosité du fluide.

4.3 Cas d'un récipient unique, sollicitations statiques et dynamiques

4.3.1 Sollicitations statiques dues au remplissage

Les zones les plus sollicitées sont indiquées sur la figure 5 par l'examen de la contrainte équivalente de Von Misès. Ces zones se situent pour un fût rempli à 95 % avec de l'eau :

- 1) Dans la zone de transition basse entre la paroi hexagonale expansée et la virole cylindrique.
- 2) Au niveau des angles de la partie hexagonale expansée.
- 3) Au centre des faces hexagonales.
- 4) Au niveau du sertissage du fond.
- 5) Au niveau du centre du couvercle du fond.

Dans la réalité, les angles de la partie hexagonale comportent des rayons de courbure qui donnent de la souplesse à la partie hexagonale expansée et qui diminuent le niveau de contraintes en 2) et 3).

Pour les mêmes raisons, les nervures situées au niveau du fond, donnent de la souplesse au fond et diminuent le niveau de contrainte en 4) et 5).

4.3.2 Sollicitations dynamiques

Les résultats numériques présentés se rapportent à un récipient rempli à 95 % avec l'eau. Le mouvement est imposé au niveau de la base du récipient : fréquence 4,4 hertz amplitude crête-crête de 25,4 mm. Dans les calculs, ce mouvement est considéré sinusoïdal. L'amplitude des variations de la contrainte équivalente de Von Misès est maximale aux mêmes points déjà remarqués lors de l'analyse statique (Fig. 5).

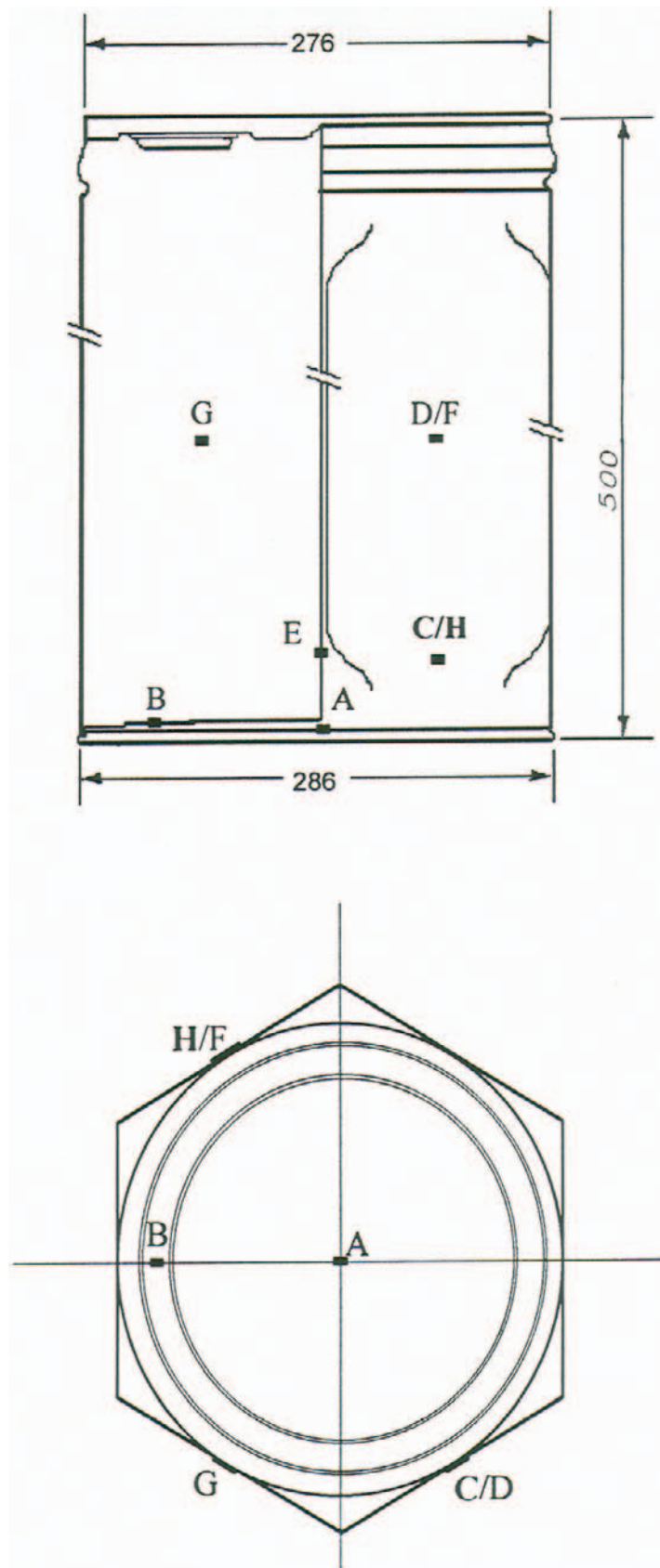


Fig. 3. Emplacement des points de mesure des déformations sur le fût.

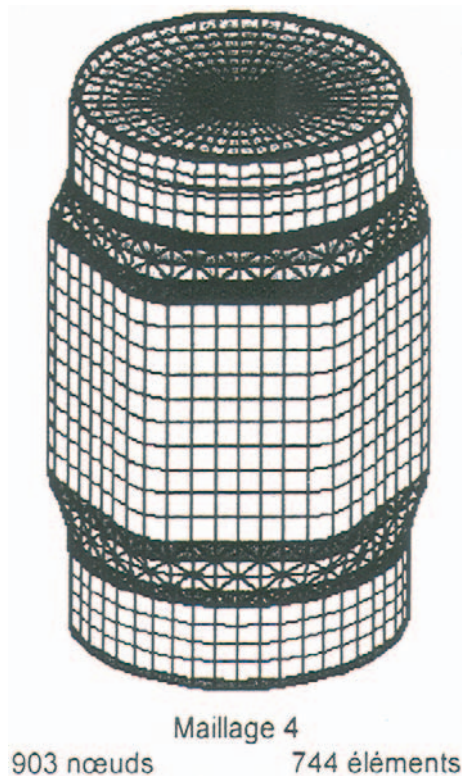


Fig. 4. Maillage le plus fin proposé.

4.4 Cas de deux bidons empilés

Dans cette étude numérique pour simuler l'action du bidon supérieur sur le bidon inférieur, le bidon supérieur a été considéré comme une masse additionnelle posée sur le bidon inférieur, cette masse étant répartie sur le sertissage supérieur du bidon inférieur. On ajoute donc de ce fait une composante statique et dynamique à l'état de contrainte du bidon inférieur.

5 Confrontation des approches calculs et mesures

5.1 Cas d'un seul bidon, sollicitations statique et dynamique

5.1.1 Régime statique

La figure 6 permet de comparer le résultat des calculs et celui des essais.

La confrontation est parfaite aux points :

- B : entre les deux nervures du fond,
- C : dans la zone de transition virole hexagonale, virole cylindrique du bas (flanc du bidon),
- E : bas de la cuillère (flanc du bidon).

Au point A situé du centre du couvercle du fond, le calcul donne toujours des contraintes plus importantes que les mesures. Cet état peut être expliqué : les nervures

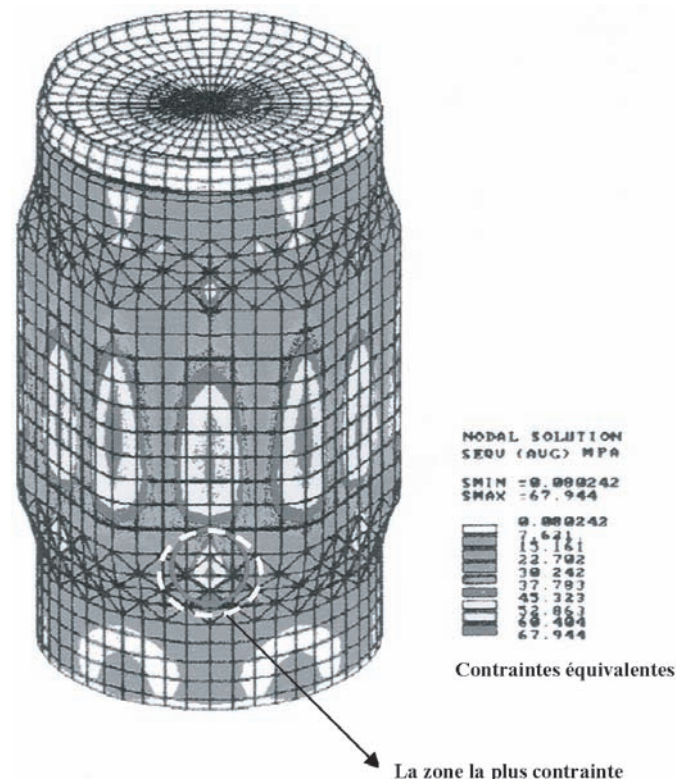


Fig. 5. Détermination des zones les plus contraintes en statique. Le récipient est rempli d'eau à 95 %. En dynamique, ces zones sont aussi les plus contraintes.

présentes au niveau du fond n'ont pas été considérées dans le calcul. Elles donnent de la souplesse au fond et diminuent le niveau de contraintes.

Au point D situé au milieu d'une facette de la virole hexagonale, le niveau des contraintes calculées est toujours plus important que le niveau mesuré. Les jauges de cette rosette sont collées au centre d'une face plane, dont les variations de courbure lors des sollicitations ne sont pas prises en compte par le logiciel d'éléments finis d'une part, et d'autre part le raccordement entre les faces planes ne comporte pas le rayon important existant dans la réalité. L'état local de contraintes est de ce fait abaissé dans cette zone.

5.1.2 Régime dynamique

La figure 7 permet de comparer les résultats des calculs et celui des mesures. Les remarques écrites en 5.1.1 restent valables pour le taux de remplissage de 95 % présenté, jusqu'à 4,4 hertz. La confrontation essais-mesures est parfaite aux emplacements B, C et E; en A et D les valeurs mesurées de l'amplitude de la contrainte équivalente sont toujours plus faibles que les valeurs calculées pour les mêmes raisons qu'en régime statique.

À 4,4 hertz, l'accélération du liquide est supérieure à 1 g et le liquide doit décoller à l'intérieur du fût. Cet effet n'est pas pris en compte par le logiciel. Les essais montrent qu'à partir de cette accélération, les contraintes

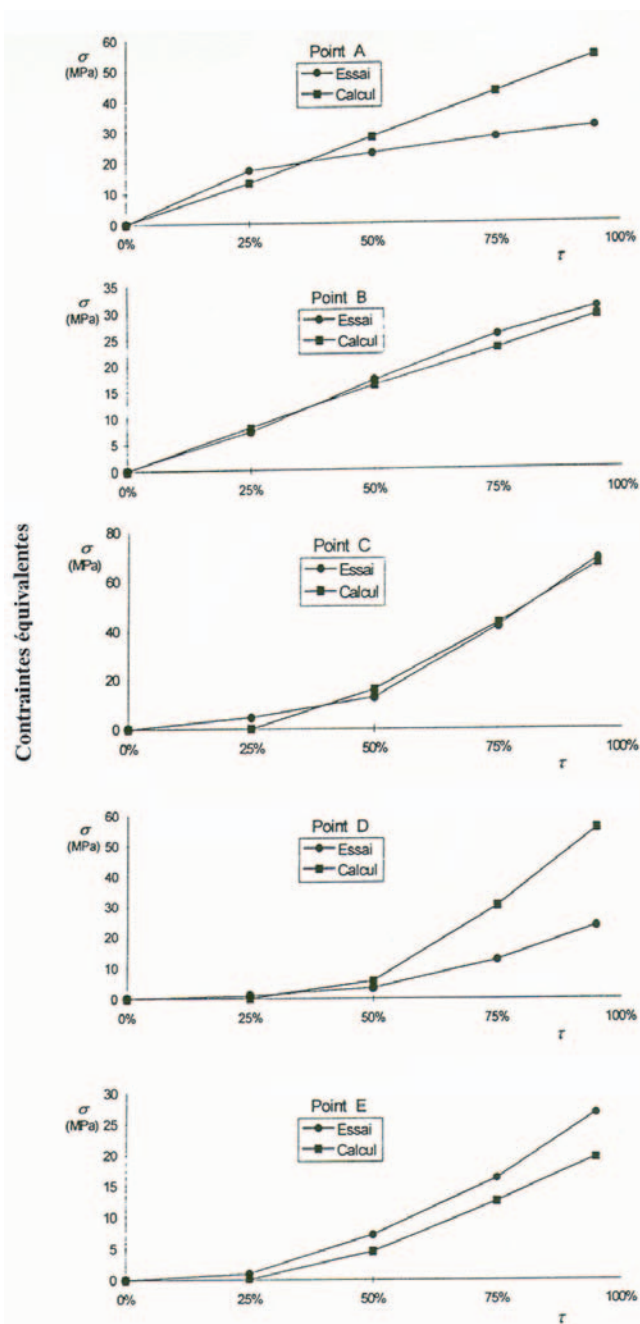


Fig. 6. Confrontation essais-calculs pour différents taux de remplissage du récipient (étude statique). Les contraintes mesurées en A et D sont inférieures aux contraintes calculées, car la schématisation du fût ne prend pas en compte les nervures du fond, les arrondis des angles et la mise en tonneau du récipient.

mesurées sont plus faibles que les valeurs calculées. Ce résultat est en accord avec notre hypothèse de liquide accéléré et décollant du fût.

Remarque : Nous n'avons jamais constaté de flambement lors de sollicitations dynamiques.

Le taux de remplissage (95 %), lorsque le fluide décolle ne doit pas permettre à de grands volumes d'être en dépression.

5.2 Cas de deux bidons posés l'un sur l'autre

Le bidon porté, a été considéré dans les calculs, comme une masse répartie sur le sertissage supérieur du bidon porteur.

La figure 8 montre calculée et mesurée à 5 hertz la contrainte circonférentielle σ_θ , la plus grande composante du tenseur qui existe au point de transition critique entre la virole hexagonale et la virole cylindrique basse. La contrainte mesurée comporte des harmoniques dues à la table de vibration. Les niveaux obtenus dans les deux cas sont comparables.

5.3 Prise en compte des contraintes résiduelles

Nous avons mesuré l'état de contrainte résiduel présent dans la zone de transition virole hexagonale, virole cylindrique basse. Une rosette a été collée sur un bidon en ce point, après découpe autour de la rosette, on a libéré l'état de contrainte suivant :

$$\sigma_\theta = -52 \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = 7 \text{ MPa}$$

Ces contraintes s'ajoutent tensoriellement à celles existant lors du transport. L'étude de l'endommagement en fatigue en tiendra compte.

6 Essais de fatigue sur les récipients

Pour obtenir expérimentalement des ruptures par fatigue sur les fûts, il faut secouer deux récipients empilés. Les fissures apparaissent en différentes zones critiques :

- soit au niveau du fond du récipient porté, près du serti ou entre les nervures du fond,
- soit au niveau du serti du haut du récipient porteur,
- soit dans la zone transition basse, virole hexagonale, virole cylindrique du récipient porteur.

Les sertis proche de la zone de contact entre le bidon porteur et le bidon porté (ils sont emboîtés) sont des zones singulières, qui doivent être étudiées de façon spécifique, comme les nervures du fond du récipient porté. Ces études particulières ne sont pas présentées ici dans cette étude générale. Les essais de fatigue ont montré que ses emplacements sont aussi des points faibles de la structure.

Différents chargements ont été appliqués à chaque fût essayé en changeant :

- la fréquence de la table de vibration,
- la position du bidon étudié (porteur ou porté).

7 Étude en fatigue

7.1 Orientation des fissures observées

Les fissures apparaissent dans les bidons lorsqu'on les secoue sur la table de vibration, au bout d'une centaine de

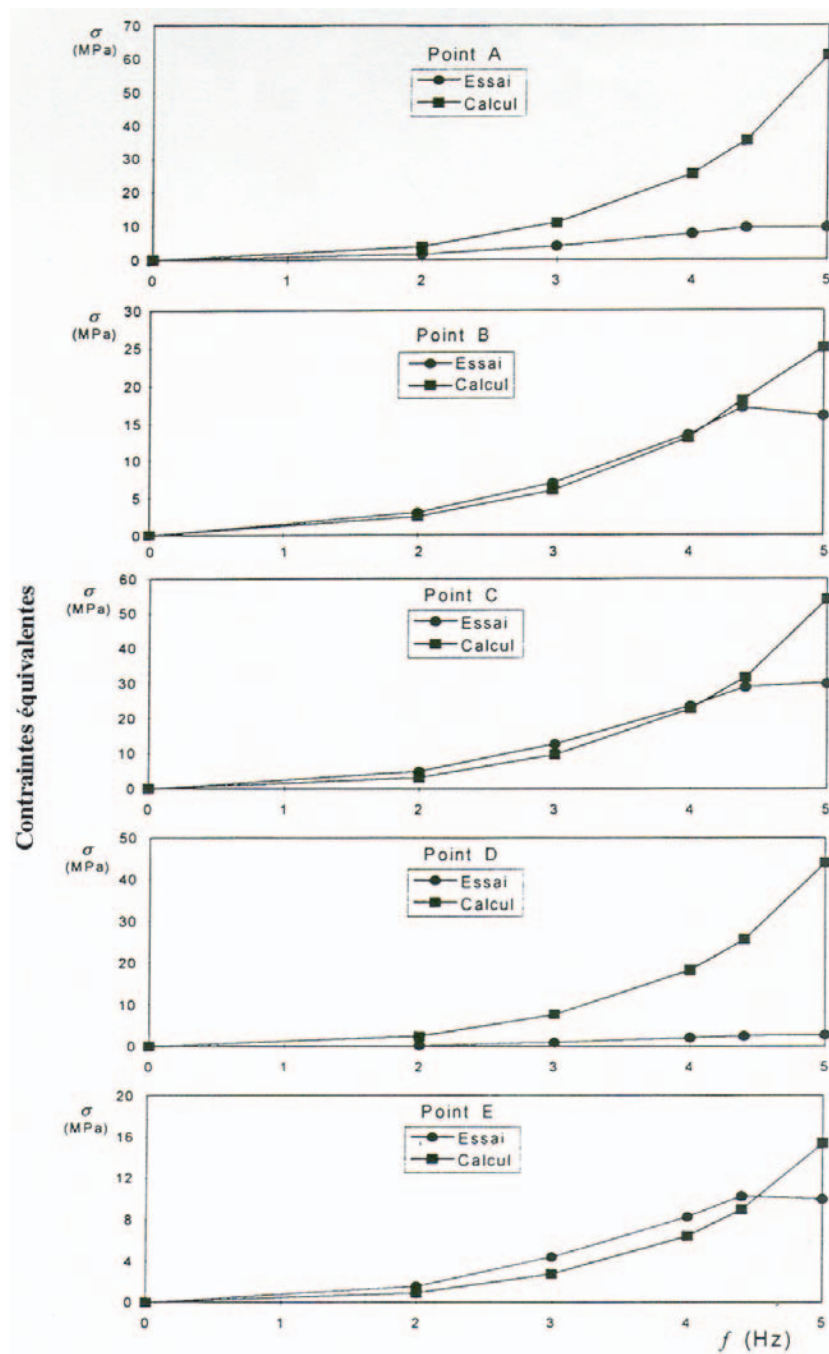


Fig. 7. Confrontation essais-calculs pour un seul récipient secoué. À 4,4 hertz le liquide décolle lors des essais et les calculs ne sont plus valables. Les différences constatées en A et D, proviennent de la schématisation de la géométrie du récipient.

milliers de cycles. La résistance à la fatigue dans les conditions de l'essai est donc limitée. L'amorçage des fissures dans le fond du récipient et dans la zone de transition de la virole suit l'orientation des plans de cisaillement maximum de l'état de contraintes.

Par contre la fissuration du serti suit une discontinuité géométrique induisant une concentration de contrainte.

Nous nous intéressons au premier cas pour y examiner un critère d'initiation de fissures de fatigue en relation avec les contraintes de cisaillement. En effet lorsque

les sollicitations de torsion prédominent dans le cas de matériaux ductiles, et sous de fortes charges, la fissuration s'effectue suivant les plans de cisaillement maximum [3].

Nous utiliserons un critère de fatigue qui tient compte du cisaillement d'une part, et d'autre part d'une composante de l'état de contrainte qui tend à ouvrir la fissure initiée en cisaillement : le critère de Mataka [4].

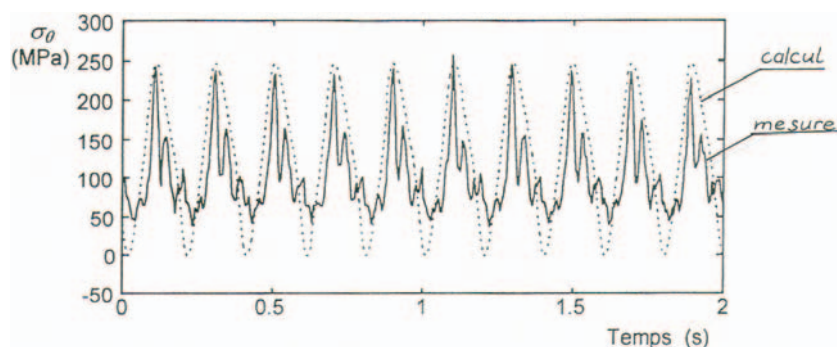


Fig. 8. Confrontation entre les valeurs calculées et mesurées de la contrainte circonférentielle σ_θ au point C, point de transition entre la partie élargie hexagonale et la virole cylindrique basse. Sur la table de vibration le fût est soumis à une excitation périodique comportant des harmoniques (fréquence du fondamental 5 hertz).

7.2 Lois d'endommagement utilisée

Les différents chargements appliqués à chaque bidon ont été cumulés en utilisant la loi d'endommagement linéaire de Miner.

Dans chaque chargement, les différentes composantes ont été examinées, pour calculer leur contribution à l'endommagement.

Les courbes de Wöhler utilisées sont celles obtenues en traction et en torsion pour un acier A37 analogue à l'acier des bidons.

La prise en compte de l'état de contrainte moyen, des contraintes résiduelles a été effectuée au travers du diagramme de Goodman simplifié.

7.3 Caractéristiques des différents chargements appliqués

Chargement I : le récipient étudié est porté, la fréquence principale d'excitation est de 4 hertz, le nombre de cycles est de 10^5 cycles, la composante statique du chargement I est due au liquide à l'effet des sandows d'arrimage et aux contraintes résiduelles.

Chargement II : ce chargement diffère du premier par une fréquence d'excitation de 5 hertz et un nombre de cycles de $1,08 \times 10^5$ cycles.

Chargement III : le récipient étudié est porteur, la fréquence principale d'excitation est de 5 hertz, le nombre de cycles est de $1,77 \times 10^5$ cycles, la composante statique comprend en plus de l'effet du liquide, l'effet des sandows d'arrimage, l'effet des contraintes résiduelles et la contribution du récipient porté.

7.4 Critère de fatigue choisi et confrontation avec les essais

Le critère retenu a été celui de Mataka [4], critère basé sur la contrainte de cisaillement maximale ; ce critère tient compte aussi de la composante de la contrainte de traction normale à la fissure. Cette contrainte aide la fissure à s'ouvrir. Pour un nombre de cycles N , il n'y a pas amorçage

de la fissure en cisaillement, si l'amplitude de la contrainte de cisaillement maximale vérifie l'inégalité :

$$\tau(N) < t(N) - \alpha(N)\sigma$$

$\tau(N)$: amplitude de la contrainte de cisaillement appliquée,

$t(N)$: amplitude de la contrainte de cisaillement, amenant en torsion la rupture en N cycles,

σ : contrainte normale maximale s'exerçant sur la face où le cisaillement est maximal,

$\alpha(N)$: constante intrinsèque du matériau déterminée par exemple en flexion, et donnant la contribution de la contrainte de traction à l'ouverture de la fissure.

La constante d'influence $\alpha(N)$, dans le cas d'un acier doux, varie peu avec le nombre N de cycles à rupture. Si l'on prend les valeurs présentées dans la thèse de Dwaikat [2], on trouve pour $10^5 \leq N \leq 10^6$ cycles : $\alpha = 0,1023$.

La limite de fatigue $t(N)$ trouvée en torsion est donc à minorer en moyenne d'un facteur $\alpha\sigma$.

L'ensemble des chargements, des limites de fatigue et des seuils et reporté dans le tableau 1. Dans ce tableau : les trois premières contraintes sont des caractéristiques du chargement, les deux dernières valeurs sont des constantes intrinsèques du matériau.

En comparant l'amplitude de cisaillement τ au seuil critique de Mataka, on peut voir que seuls les chargements II et III peuvent amener une fissuration au vu du critère de Mataka.

Le calcul donne compte tenu du nombre de cycles effectués, pour ces deux chargements des dommages cumulés D suivant Miner de :

$$D_{II} = 0,360$$

$$D_{III} = 0,710$$

La somme des deux chargements II et III amène un endommagement supérieur à 1. Cette présentation simpliste qui ne tient pas compte de l'aspect statistique de la fatigue est cependant réaliste, car le chargement II suivi du chargement III ont provoqué la fissuration en cisaillement du bidon sollicité.

Tableau 1. Critère de Matake. Comparaison de l'amplitude de cisaillement τ et du groupement $t_{10}^6 - \alpha\sigma$.

Chargement	$\bar{\tau}$ MPa	τ MPa	σ MPa	t_{10}^6 MPa	$t_{10}^6 - \alpha\sigma$ MPa
I	57	48,5	112,5	62,5	51
II	57	55	119,5	62,5	50,3
III	62,5	57,5	130	59,1	45,8

$\bar{\tau}$: contrainte de cisaillement moyenne,

τ : amplitude de la contrainte de cisaillement,

σ : contrainte normale maximale, perpendiculaire au cisaillement,

t_{10}^6 : limite de fatigue en torsion à 10^6 cycles,

$t_{10}^6 - \alpha\sigma$: seuil critique de l'amplitude de cisaillement suivant le critère de Matake.

Pour les chargements II et III : $\tau > t_{10}^6 - \alpha\sigma$ et la fissuration peut apparaître.

8 Conclusion

Les fûts remplis de liquide sont soumis lors de leur transport à des sollicitations de fatigue dues aux vibrations. Lorsqu'ils sont empilés, ils peuvent si l'accélération dépasse 1 g, être endommagés et fissurés en un nombre de cycles limité.

Le calcul par éléments finis présenté permet d'appréhender les points critiques. L'acier doux considéré, sollicité sous forte charge, présente si l'amplitude du cisaillement aux points critiques dépasse un seuil, une fissuration.

Le critère de fatigue pris en compte dans les calculs, est confirmé par les expériences. Ce critère ajoute à la contrainte de cisaillement dans les facettes où il est maximum, une contribution de la contrainte normale à ces facettes.

L'utilisation de la table de vibration conçue et réalisée pour les fûts examinés, a permis de qualifier l'étude théorique, et d'étudier la fissuration des bidons.

Références

- [1] LEREM, Laboratoire de l'Emballage et des Récipients Métalliques, 100 rue Louis Blanc, 60160 Montataire, France
- [2] M. Dwaikat, Interaction fluide-structure. Application aux problèmes de transport. Modélisation et essais, Thèse ECP Paris, 1998
- [3] R. Cazaud, La fatigue des métaux, Dunod, Paris, 1959
- [4] T. Matake, An Explanation on fatigue limit under combined stress. Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers, vol. 20 (141), 1977