



HAL
open science

Analyse et optimisation du comportement en fatigue des réservoirs d'hydrogène gazeux de type III = Analysis and optimisation of the fatigue lifetime of hydrogen high pressure tanks

Olivier Comond, Dominique Perreux, Frédéric Thiébaud, Patrick Delobelle, M. Weber, Herve Barthelemy

► To cite this version:

Olivier Comond, Dominique Perreux, Frédéric Thiébaud, Patrick Delobelle, M. Weber, et al.. Analyse et optimisation du comportement en fatigue des réservoirs d'hydrogène gazeux de type III = Analysis and optimisation of the fatigue lifetime of hydrogen high pressure tanks. JNC 16, Jun 2009, Toulouse, France. 9 p. hal-00390969

HAL Id: hal-00390969

<https://hal.science/hal-00390969>

Submitted on 11 Jun 2009

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Analyse et optimisation du comportement en fatigue des réservoirs d'hydrogène gazeux de type III

Analysis and optimisation of the fatigue lifetime of hydrogen high pressure tanks

Comond O.⁽¹⁾, Perreux D.^(2,1), Thiébaud F.^(2,1), Delobelle P.⁽¹⁾, Weber M.⁽³⁾, Barthelemy H.⁽⁴⁾

(1) University of Franche-Comté, FEMTO-ST/LMARC, Besançon, France
olivier.comond@univ-fcomte.fr; dominique.perreux@univ-fcomte.fr; frederic.thiebaud@univ-fcomte.fr

(2) MAHYTEC, Dole, France
dominique.perreux@mahytec.com; frederic.thiebaud@mahytec.com

(3) AIR LIQUIDE - Centre de Recherche Claude Delorme (CRCD), Jouy en Josas, France

(4) AIR LIQUIDE – Corporate office 75 Quai d'Orsay, Paris, France

Résumé

La présente étude explicite une méthode de dimensionnement d'un réservoir d'hydrogène haute pression soit 700 bar. Ce type de réservoir est composé d'un liner métallique et d'un renfort en composite. Un bon dimensionnement est nécessaire pour l'utilisation de ce type de réservoir en toute sécurité dans la mesure où des problèmes de fatigue apparaissent lorsque la structure est soumise à des hautes pressions de façon répétée.

Abstract

The present paper presents a method to design a 700 bar vessel which is a combination of a steel liner and a composite reinforcement. A well-proportioning method of the composite part is shown so as to overcome the fatigue problem of the tank under a cyclic high pressure.

Mots Clés : Hydrogène, réservoir haute pression de type III, fatigue, renfort en composite, enroulement filamentaire.

Keywords : Hydrogen, high pressure vessel, fatigue, composite reinforcement, filament winding

1. Introduction

La recherche en énergie de substitution aux combustibles fossiles est, de nos jours, un challenge à la fois sur le domaine économique et environnemental. L'hydrogène, par le biais de son pouvoir calorifique et son absence de pollution, semble une source intéressante. Le domaine d'étude relatif à l'hydrogène est assez vaste. En effet, de nombreux travaux sont déjà réalisés sur la production, le stockage et la conversion par pile à combustible. Il apparaît clairement que le principal verrou technologique pour le développement de cette nouvelle source d'énergie est le stockage. Trois modes de stockage existent : stockage gazeux, stockage liquide et stockage solide. Le présent papier se concentre sur le stockage d'hydrogène gazeux qui est, à l'heure actuelle, le plus prometteur.

Il existe quatre grandes classes de réservoirs de stockage de gaz comprimé :

- Le type I correspond au liner métallique seul,
- Le type II est un liner métallique dont la partie cylindrique est renforcée par un composite (fibre+résine) enroulé circonférentiellement par bobinage. Pour ce type de réservoir, le liner supporte une grande partie de la charge due à la mise sous pression,
- Le type III est un liner entièrement bobiné par de la fibre noyée dans de la résine. Le liner est métallique, il ne supporte pas la charge (ou très peu) et n'est là que pour empêcher la perméation de l'hydrogène. Ce type de liner permet d'accéder à des hautes pressions statiques (700 bars). Des problèmes de fatigue apparaissent pour ce type de réservoir,

- Le type IV est un liner entièrement bobiné par de la fibre noyée dans de la résine. Le liner est en polymère, il ne supporte pas la charge et n'est là que pour empêcher la perméation de l'hydrogène. On notera que la perméation est encore un frein à l'utilisation à grande échelle de ce réservoir de même que la difficulté de production. Ce type de liner permet d'accéder à des hautes pressions statiques (700 bars).

Le renfort composite est généralement de la fibre de carbone noyée dans de la résine époxy.

Cette étude se focalise sur le stockage d'hydrogène sous haute pression (700 bar) avec des réservoirs de type III. Les problèmes de fatigue soulevés précédemment peuvent être résolus par le biais d'un dimensionnement adéquat des parties liner et composite.



Fig. 1: Coupe d'un réservoir de type III

1.1 Cas unidimensionnel

Afin de bien comprendre le problème, une courte présentation est développée dans un cas unidimensionnel. Toutes les remarques énoncées dans ce cas sont valables pour un raisonnement en 3D.

1.1.1 Le renfort en composite

La courbe contrainte-déformation donne des indications sur l'élément de volume. La contrainte à rupture de la fibre de carbone est de l'ordre de 4500MPa avec une déformation quasi-élastique jusqu'à la fin d'environ 2%. D'après la loi des mélanges, la contrainte à rupture avoisine $\sigma_{Rup} = 2500\text{MPa} \approx 4500 \frac{\text{Volume}_{\text{fibre}}}{\text{Volume}_{\text{total}}}$

En fatigue, dans le sens des fibres, ce composite résiste très bien, et s'endommage peu. De ce fait, la courbe SN (ou courbe de Wöhler) a une faible pente. Ces matériaux composites supportent globalement des déformations cycliques de 2% dans le sens des fibres avec une durée de vie quasi-infinie.

1.1.2 Le liner métallique

Le comportement du matériau sous chargement statique est élastoplastique-endommageable, avec une contrainte à rupture σ_{Rup} de l'ordre 900/950 MPa. En fatigue, la courbe SN de l'acier présente une pente bien plus grande que celle du composite précédent. Dès lors, la déformation cyclique supportable diminuera sensiblement avec le nombre de cycle. On peut souligner le fait que ce phénomène dépend notamment du métal (composition chimique, traitement thermique, mise en forme) et de la gamme de température d'utilisation.

1.1.3 Assemblage

On considère un assemblage des matériaux constitutifs du liner et du renfort. Ces deux parties sont supposées solidaires. Il n'y a pas de défauts d'interface entre les deux éléments. Si on exerce globalement un effort de traction sur l'ensemble, la force appliquée se répartit sur les deux matériaux, par contre la déformation est identique.

Lors du dimensionnement statique, les déformations supportables par l'un et l'autre des matériaux peuvent donc être du même ordre (voire supérieures pour le métal). Donc en statique, la résistance est limitée par la résistance du composite. En effet, ce dernier finira par supporter l'essentiel de la charge compte tenu du comportement plastique sous forte déformation du métal, ou dès le départ si l'épaisseur du métal est faible.

En fatigue, la déformation admissible en fatigue par le liner diminue plus vite que celle du composite, si bien que la rupture en fatigue est cette fois pilotée par la déformation du métal.
On change donc de matériau pilote en termes de rupture.

Ainsi, l'assemblage peut tenir une charge statique forte et avoir une décroissance rapide de sa résistance avec la fatigue et donc rompre prématurément.

Si l'on veut durer en fatigue, il faut donc diminuer la déformation durant le cyclage, et donc :

- Soit reporter la charge sur le composite qui reste raide en fatigue et réduira donc les déformations d'ensemble.
- Soit choisir un métal moins « sensible » à la fatigue et dont la déformation à rupture ne diminue pas trop vite en fatigue.

Si les deux points précédents ne sont pas réalisables, le type III n'est pas utilisable pour un tel stockage à haute pression.

1.2 Généralisation : cas tridimensionnel

Dans le cas unidimensionnel précédent, tout était quasi explicite dans la mesure où le chargement en contrainte est connu. Pour des structures complexes telles que les réservoirs, l'état de contrainte est complexe. En effet, lors du chargement en pression, on peut observer des changements de direction des contraintes. Ces derniers sont fonction du comportement élastoplastique du liner. De ce fait, il n'est pas possible de prédire explicitement les reports de contraintes en fatigue dans le cas du réservoir.

Pour parer à ce problème, l'objet de l'étude consiste à déterminer un critère en déformation du liner qui garantisse une durée de vie « infinie » ou au moins supérieure à 15000 cycles. Connaissant ce critère, on détermine et optimise les caractéristiques du composite qui permet de limiter les déformations du liner dans un domaine de déformation admissible.

A partir de là, deux cas sont possibles : soit le traitement proposé permet d'obtenir un dimensionnement statique acceptable, soit au contraire il faut trop renforcer le composite et économiquement cette solution n'est pas recevable.

2. Méthode de résolution de problème de fatigue

L'étude se construit par la méthode définie figure 2. En premier lieu, il faut s'attacher à connaître le comportement du matériau du liner. Pour cela un protocole expérimental doit être défini en fonction de données expérimentales déjà mises en valeur pour cet acier. Une fois le comportement du matériau mis en avant par l'expérience, on doit le modéliser par le biais de paramètres définissant l'état d'avancement de l'écrouissage au cours de la durée de vie du liner. Ces paramètres étant calculés et fixés, on les utilise dans une analyse par éléments finis sur la structure complexe, c'est à dire le réservoir. Ceci permet d'aboutir à un critère en déformation via l'introduction d'un critère de rupture/d'endommagement.

Le but de l'étude est d'analyser le comportement d'un réservoir dans le cas d'une sollicitation cyclique sous haute pression et d'optimiser le renfort en composite. Les bases de l'optimisation sont de réduire les déformations du liner métallique dans un domaine où la rupture est « impossible » ou du moins intervient après 15000 cycles. De ce fait, la bonne santé du réservoir passe nécessairement par un bon dimensionnement de la partie renfort composite.

La deuxième étape consiste à calculer analytiquement la meilleure séquence d'enroulement en composite qui permet de restreindre les déformations du liner dans le critère de déformation construit précédemment. Ce calcul est basé sur la méthode proposée par Chapelle et Perreux [2]. On considère un tube composé d'une première couche en acier et entourée de plusieurs couches de composite ayant chacune une direction privilégiée. Le composite utilisé pour la modélisation est de la fibre de carbone (T700) enrobé par de la résine époxy (M10). L'endommagement du composite est négligé dans la mesure où le taux de déformation auquel est soumis le réservoir à 700 bar est très faible. On suppose également que l'interface entre le liner et le renfort composite est parfaite et que les deux parties sont solidaires. Les données mécaniques utilisées pour le métal sont celles de l'expérience (première partie de l'étude). Concernant le composite, on utilise les références données par le fabricant.

Enfin, des réservoirs de type III sont fabriqués en prenant en compte l'étude faite sur le liner et le composite. Un cyclage en pression à 1050 bar est alors réalisé. Le but de l'étude est de parvenir à résister à 15000

cycles. En comparant les résultats des essais expérimentaux avec les simulations par éléments finis, on peut dès lors optimiser le réservoir. On peut signaler qu'actuellement la durée de vie des réservoirs de type III soumis à des pressions cycliques de 1050 bar dépasse difficilement les centaines de cycles.

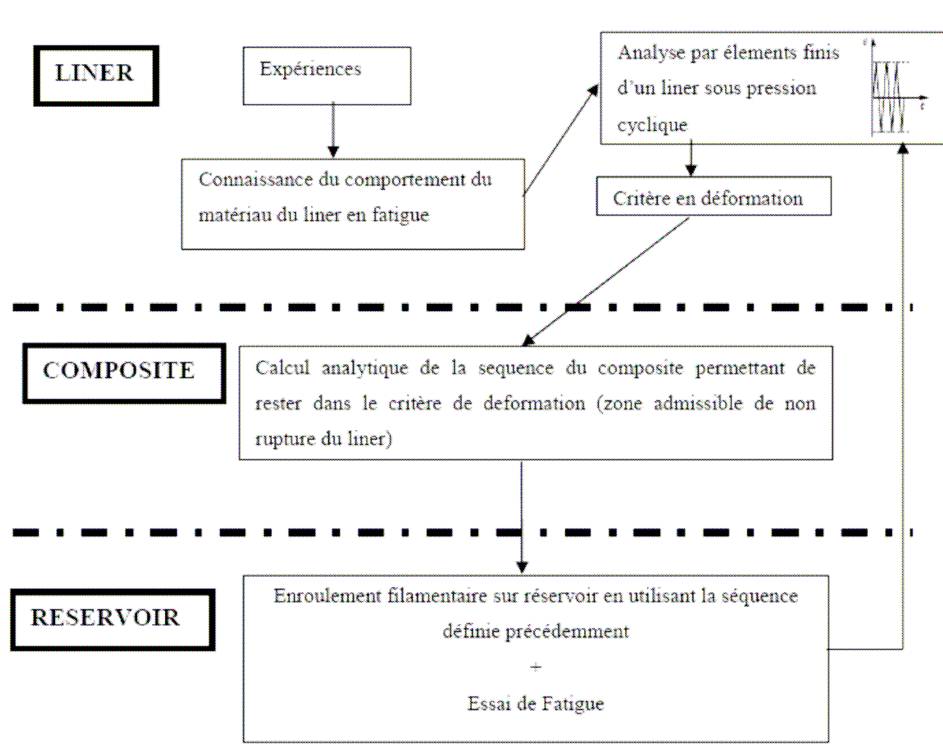


Fig. 2 : Méthode de résolution des problèmes de fatigue des réservoirs de type III

3. Connaissance et modélisation du comportement du liner

Le comportement de l'acier utilisé pour les réservoirs à haute pression est très largement diffusé dans l'industrie. De nombreuses études ont déjà mis en avant ces caractéristiques générales. Néanmoins, du fait de sa très grande sensibilité au traitement thermique, une étude expérimentale est nécessaire.

Les données générales concernant le comportement du matériau permettent de mettre en place un protocole expérimental adéquat pour modéliser correctement le comportement du réservoir. Le matériau constitutif du liner est très sensible à l'effet de rochet i.e. il présente une déformation progressive lorsqu'il est soumis à un chargement à contrainte moyenne non nulle. On note également qu'un adoucissement cyclique apparaît sous chargement cyclique symétrique en déformation ou contrainte. Ces différentes remarques conduisent à élaborer le plan d'expérience suivant :

- Des essais statiques de traction sur des éprouvettes permettront de connaître les paramètres élastiques du matériau (module d'Young, coefficient de Poisson, limite élastique) ainsi que la limite à rupture et l'élongation maximale,
- Des essais de traction/compression avec asservissements cycliques symétriques en déformation ($\frac{\epsilon_{\min}}{\epsilon_{\max}} = -1$) sur éprouvettes à différents taux de déformations maximales permettront de comprendre le comportement cyclique du liner [3-4] et de quantifier l'adoucissement cyclique. Ces tests rendent également possible la modélisation du liner via l'introduction de différentes variables d'écrouissage,
- Des essais cycliques en traction/compression à contrainte moyenne non nulle sur éprouvette en faisant varier la valeur de la contrainte maximale appliquée pour évaluer la sensibilité à l'effet rochet,
- Des essais de relaxation à différents niveaux de contraintes pour déterminer les paramètres visqueux du matériau.

Les éprouvettes sont obtenues à partir d'un liner en acier par usinage par électroérosion à fil. La machine – de type CHARMILLES ROBOFIL 2510 TW – permet d'obtenir une bonne reproduction dimensionnelle au

niveau dimensionnel. L'usinage est rapide (jusqu'à 500 mm^2 par minute). L'usinage est présenté sur la figure 3.

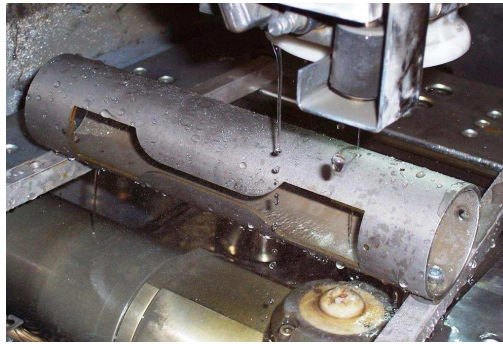
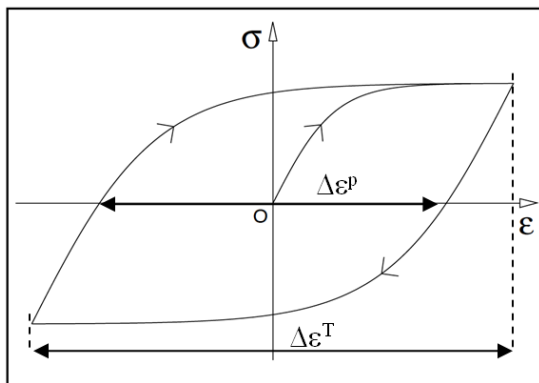


Fig. 3: Usinage des éprouvettes par électroérosion à fil

Les essais sur éprouvettes sont réalisés sur une machine de traction de type INSTRON 8501. Les déformations sont mesurées par l'intermédiaire d'extensomètres collés sur la zone utilisée des éprouvettes. Les essais de traction simple montrent un comportement ductile de l'acier du liner. On parvient à une déformation uniforme de l'ordre de 6% de déformation. Ces tests ont permis d'identifier les paramètres tels que le module d'Young ($E=200000 \text{ MPa}$), le coefficient de Poisson ($\nu=0,32$), la limite élastique à 0,2% ($\sigma_Y=800 \text{ MPa}$) et la limite à rupture ($\sigma_R=1000 \text{ MPa}$).

Rappelons que les essais cycliques permettent de modéliser le comportement du métal. Trois variables d'écrouissage (deux variables d'écrouissage cinématique et une variable d'écrouissage isotrope) sont nécessaires pour rendre compte de l'effet rochet, de l'adoucissement cyclique et de la forme des boucles d'hystérésis (figure 4) [1].



σ : contrainte (mesurée)
 ε : déformation (imposée)
 $\Delta\varepsilon^T$: amplitude des déformations
 $\Delta\varepsilon^p$: amplitude des déformations
 plastiques
 $\Delta\varepsilon^e$: amplitude des déformations
 élastiques
 $(\Delta\varepsilon^e = \Delta\varepsilon^T - \Delta\varepsilon^p)$

Fig. 4: Une boucle d'hystérésis pour un asservissement cyclique en déformation [1]

L'introduction de ces variables d'écrouissage fait intervenir six paramètres auxquels s'ajoutent deux paramètres caractérisant la viscosité du matériau. Au total, huit variables sont donc à identifier. Un programme développé au laboratoire permet facilement de connaître leur différente valeur. Le calcul utilise un algorithme de Levenberg-Marquardt qui permet de converger rapidement vers une solution optimale. Un exemple de comparaison entre essai et simulation est représenté sur la figure 5 [1].

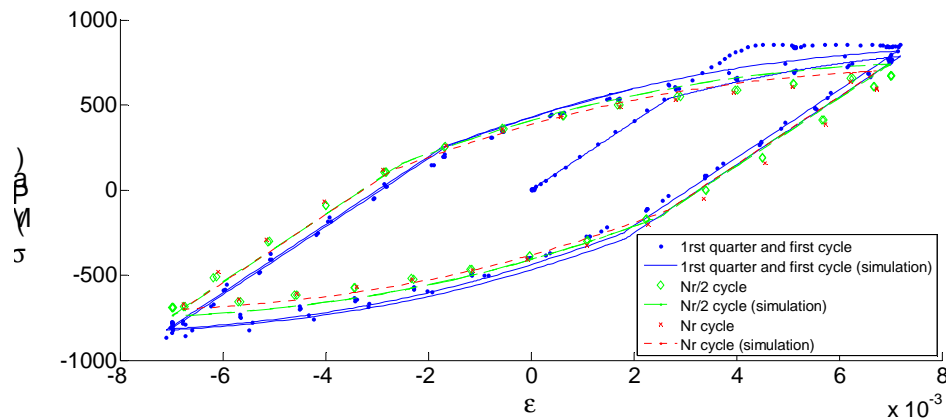


Fig. 5: Exemple de modélisation du comportement avec asservissement en déformations [1]

L'étape suivante consiste en une analyse par éléments finis qui permet de définir un critère en déformation. Le logiciel utilisé est Comsol Multiphysics[®] dans la mesure où il permet d'introduire facilement des lois d'érouissage spécifiques et qu'il permet d'envisager d'ajouter au modèle des effets thermiques qui interviennent lors des chargements/déchargements en pression. Dans la présente étude, cet aspect thermique n'est pas considéré.

L'analyse par élément finis se focalise sur la partie cylindrique du réservoir d'hydrogène, partie la plus sujette à la rupture lors d'un essai de rupture sur ce dernier, soumis à une pression et à un effet de fond. L'utilisation d'un critère de rupture/d'endommagement construit à partir des essais sur le métal rend possible l'élaboration d'un critère en déformation en asservissant cycliquement la section cylindrique. L'introduction d'un renfort en composite dans cette analyse est également très intéressante dans la mesure où elle rend compte du transfert des contraintes lors des remplissages et vidanges successives.

4. Détermination de la séquence idéale du renfort

Une fois le critère en déformation identifié, la séquence du renfort en composite doit être calculée afin de confiner le liner dans un domaine de déformation admissible. Un calcul analytique est réalisé selon la méthode développée par Chapelle et Perreux [2]. L'endommagement du composite est négligé comme il a été précisé précédemment. La figure 6 précise la méthode employée pour le calcul analytique. Les variables d'entrées sont celles résumées dans le tableau 1 ainsi que la séquence d'enroulement filamenteire. Les variables de sorties sont les déplacements, les déformations et les contraintes de chaque couche du liner métallique et du composite. Afin de rendre compte de la propagation progressive de la plastification du liner, on subdivise le liner en plusieurs sous couche. La plasticité apparaît ainsi progressivement dans l'épaisseur du métal.

La méthode de calcul des variables de sorties n'est pas explicitée ici. Pour des plus amples informations, on se reportera aux travaux de Chapelle et Perreux [2] ainsi qu'à [5-8]. On doit signaler que Chapelle and Perreux modélise la courbe de traction simple du matériau du liner par une loi d'Hollomon. Ce choix se justifie par le fait qu'il s'agit d'aluminium. Dans la présente étude, on introduit une loi de Ludwick, de la forme

$\sigma = \sigma_y + K \varepsilon^\alpha$ où σ_y est la limite élastique. K et α rendent compte de la plasticité du matériau, car la limite élastique n'est pas négligeable par rapport à l'amplitude de la contrainte d'érouissage. La rupture de la structure « liner + renfort » est prédit de part l'introduction de deux critères : la rupture intervient si la contrainte de Von Mises est supérieure à la limite à rupture de l'acier ou si le critère de Tsai Wu pour le composite n'est plus vérifié [9].

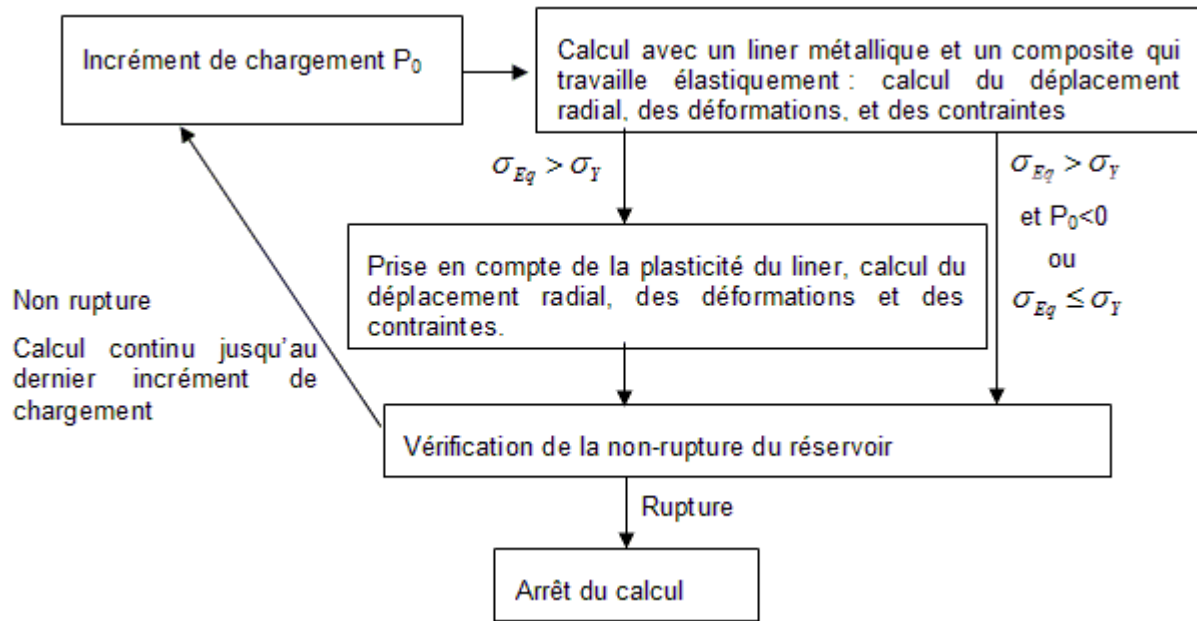


Fig. 6: Principe du calcul analytique

ACIER	
Module d'Young E	200 GPa
Coefficient de Poisson ν	0,32
Limite élastique σ_Y	800 MPa
Limite à rupture σ_R	1000 MPa
K	1266 MPa
α	0,09
Epaisseur	3 mm

COMPOSITE	
Module d'Young longitudinal E_L	150 GPa
Module d'Young transverse E_T	11 GPa
Module de cisaillement G	4 GPa
Coefficient de Poisson ν_{LT}	0.3
Limite à rupture en traction (direction fibre)	1500 MPa
Limite à rupture en compression (direction fibre)	1500 MPa
Limite à rupture en traction (direction transverse)	50 MPa
Limite à rupture en compression (direction transverse)	250 MPa
Limite à rupture en cisaillement	70 MPa
Epaisseur de chaque couche	0.27 mm

Tab. 1 : Propriétés des matériaux utilisés pour la simulation

Les résultats d'une simulation pour une séquence d'enroulement $[(+15^\circ; -15^\circ)_5, (90)_{20}]$ sont donnés sur la figure 7. La pression dans le multicouche cylindrique augmente progressivement de 0 à 1050 bar durant les 500 premières secondes puis décroît à la même vitesse de 1050 bar à 0 bar pendant 500 autres secondes. Le rayon intérieur du liner est fixé à 44 mm. On peut signaler qu'après un cycle en pression avec retour à la pression atmosphérique à l'intérieur du réservoir, le liner est en compression dans la mesure où il y a un retour élastique du composite alors que le liner a déjà plastifié. On comprend dès lors, qu'il y a une perte de linéarité dans l'évolution des contraintes et des déformations au cours du temps (figure 7). Le résultat de cette simulation est précieux pour le concepteur de réservoir car elle permet d'évaluer rapidement pour une séquence d'enroulement donnée la répartition et l'évolution des contraintes dans le liner et de le comparer au critère de déformation établi précédemment.

Ainsi, connaissant le critère en déformation, on peut facilement calculer la séquence composite adéquate. On peut envisager d'optimiser cette séquence par l'intermédiaire de méthode employant des algorithmes génétique ; le critère à optimiser est le poids du composite. Les conséquences de cette optimisation seront

une masse du réservoir réduit – ce qui est très intéressant en vue d'une utilisation à bord d'un véhicule, un temps de fabrication réduit et une économie de matériau brut.

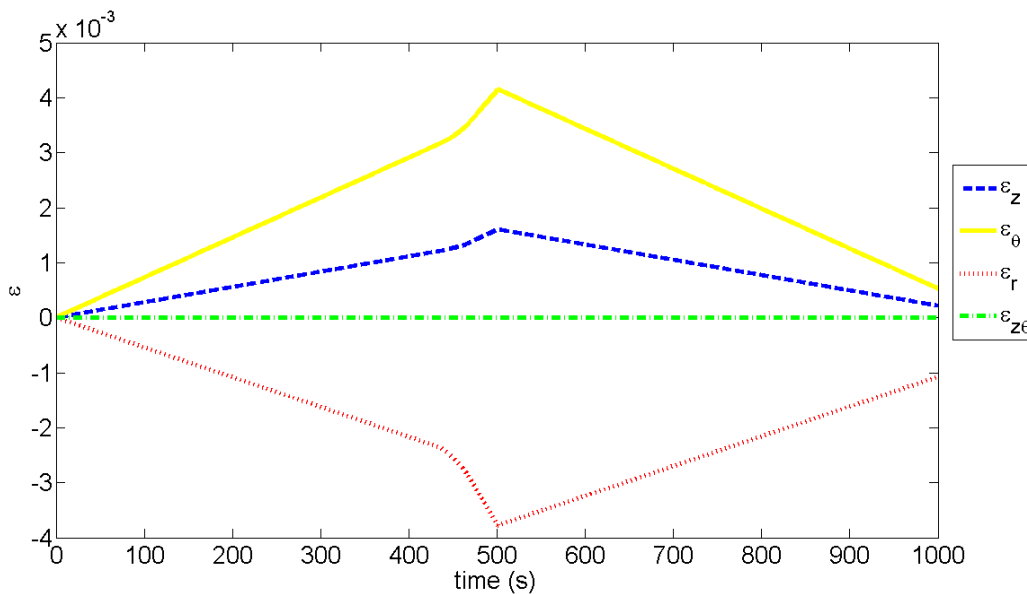


Fig. 7 : Un exemple de simulation : évolution des déformations du liner lors d'un chargement puis déchargement en pression

5. Essai de fatigue sur réservoir

Des essais de fatigue sur réservoir de contenance de 2,2 litres sont réalisés. Le bobinage est réalisé par l'entreprise MaHytec. Les séquences d'enroulement sont identiques à celles de la simulation précédente. Ainsi, le composite comporte 30 couches. L'asservissement en pression est réalisé par de l'huile à une vitesse de $233 \text{ bar}\cdot\text{s}^{-1}$. Le réservoir est soumis à des pressions cycliques entre 2 et 1050 bars (figure 8). Alors que dans la plupart des cas les réservoirs rompent dès les premières dizaines voire centaines de cycles, le réservoir testé tient plus de 4100 cycles. D'autres essais ont été réalisés sur des réservoirs renforcés par 30 couches de fibres de carbones noyées dans de la résine époxy en faisant varier la proportion des couches à 90° (renfort circonférentiel). On obtient dans tous les cas une durée de vie de plus de 3100 cycles. Cette expérience prouve que la durée de vie des réservoirs peut-être améliorée significativement et peuvent être résolus utilisant la méthode développée ici.



Fig. 8 : Essai de fatigue sur un réservoir de type III à 1050 bar

6. Perspectives et conclusions

Cette étude souligne le fait que pour obtenir une durée de vie plus longue d'un réservoir de type III, le renfort en composite doit être parfaitement dimensionné. Les premières expériences sur l'acier du liner permettent de modéliser le comportement de ce dernier en fatigue par l'intermédiaire de l'introduction de variables

d'écroûssage isotrope et cinématique. De plus, grâce à l'étude de l'effet rochet, des formes des boucles d'hystérésis lors des asservissements en déformations, et de la déconsolidation cyclique, on parvient à construire un critère en déformation. On notera que cela suppose une analyse par éléments finis.

Un outil de calcul a été développé pour calculer les contraintes et déformations dans un tube en acier renforcé par un multicouche en composite. Cette estimation permet, à partir du critère de déformation du liner, de trouver la séquence de composite adéquate pour une durée de vie de 15000 cycles, c'est-à-dire la séquence qui confine le liner dans son domaine de sureté. Un travail d'optimisation de la séquence d'enroulement est envisagé pour que le stockage sous haute pression d'hydrogène embarqué soit une solution envisageable rapidement et soit compétitif économiquement.

Les résultats d'essais sur réservoirs bobinés laissent espérer une résolution rapide des problèmes de fatigue des réservoirs de type III.

7. Remerciements

Les auteurs remercie l'ADEME (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) avec en particulier Monsieur L. Gagnepain ; ainsi que Messieurs C. Garcin et F. Richard du LMARC/FEMTO-ST pour leur collaboration dans ce projet.

Références

- [1] Comond O., Perreux D., Thiebaud F. and Weber M., Methodology to improve the lifetime of type III HP tank with a steel liner, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, doi 10.1016/j.ijhydene.2009.01.080.
- [2] Chapelle D. and Perreux D., "Optimal design of a Type 3 hydrogen vessel: Part I—Analytic modelling of the cylindrical section", *International Journal of Hydrogen Energy*, Volume 31, Issue 5, April 2006, Pages 627-638.
- [3] Duval A., "Improving of the fatigue lifetime prediction of screw for a large range of mean stresses". Thesis of the university of Franche-Comté, 2003.
- [4] Kow S.K., "Fatigue damage evaluation of a high pressure tube steel using cyclic strain energy density", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Volume 79, Issue 12, December 2002, Pages 791-798.
- [5] Kruijer M. P., Warnet L.L. and Akkerman R., "Analysis of the mechanical properties of a reinforced thermoplastic pipe (RTP)", *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, Volume 36, Issue 2, February 2005, Pages 291-300.
- [6] Tutuncu N. and Winckler S.-J., "Stresses and deformations in thick-walled cylinders subjected to combined loading and a temperature gradient", 1993.
- [7] Xia M., Kemmochi K. and Takayanagi H., "Analysis of filament-wound fiber-reinforced sandwich pipe under combined internal pressure and thermomechanical loading", *Composite Structures*, Volume 51, Issue 3, March 2001, Pages 273-283.
- [8] Xia M., Kemmochi K. and Takayanagi H., "Analysis of multi-layered filament-wound composite pipes under internal pressure", *Composite Structures*, Volume 53, Issue 4, September 2001, Pages 483-49.
- [9] Gargiulo C., Marchetti M. and Rizzo A., "Prediction of failure envelopes of composite tubes subjected to biaxial loadings", *Acta Astronautica*, Volume 39, Issue 5, September 1996, Pages 355-368.