

# Compte-rendu du BE Butée offshore

MULLER Marc

BUQUET Joseph

8 décembre 2016

FIGURE 1 – Traction uniaxiale

FIGURE 2 – Traction plane

## 1 Abstract

## 2 Introduction

## 3 Approche du problème

Unités	Dimensions
Longueur	cm
Pression	k Pa
Force	N
Raideur	Ncm

### 3.1 Butée offshore

La butée offshore étudiée est une butée cylindrique de rayon  $R_0 = 70cm$  et de hauteur  $H_0 = 100cm$  en Chloroprène X10. Dans le cadre de cette étude, la butée va être soumise à une compression afin d'évaluer sa raideur à une flèche de  $\Delta H = 30cm$ .

Pour ce faire, une modélisation numérique de celle-ci va être faite sous ABAQUS. Dans ce contexte, les hypothèses suivantes seront avancées :

- Matériau isotrope
- Symétrie axiale La géométrie axiale de la pièce est cylindrique. Le matériau est de plus isotrope. Enfin la contrainte de compression est homogène sur la surface supérieure de la pièce et agit parallèlement à l'axe de symétrie de la pièce.
- Modélisation du matériau Il est demandé de travailler avec une loi hyperélastique de type Mooney-Rivlin, les détails de cette approximation seront approfondis par la suite.

### 3.2 Choix des paramètres de Mooney-Rivlin

Il a été demandé pour ce travail d'utiliser une loi hyperélastique de type Mooney-Rivlin. Pour la mettre en place, deux résultats de test expérimentaux sont utilisés (cf. figure 2 :

- un test de traction uniaxiale Ce test est réalisé sur une éprouvette de longueur nominale  $25mm$  et de section nominale  $8mm^2$  selon une plage de déplacement de 0 à  $104mm$ .
- un test de traction plane Ce test est réalisé sur une éprouvette de hauteur nominale  $35mm$  et de section nominale  $392mm^2$  selon une plage de déplacement de 0 à  $57.5mm$ .

Ces deux essais ont permis d'obtenir deux courbes de réponses en effort-déplacement (cf. figure 3). A partir de ces courbes, une approximation des coefficients de Mooney-Rivlin est lancée sur ABAQUS. Les tables de points résultant des essais sont pour cela entrés dans ABAQUS et une évaluation automatique des coefficients est lancée. Il en résulte les coefficients lus dans le tableau 3.2. Ceux-ci sont bien évidemment à mettre en face de ceux données lors du début de ce projet comme référence pour mettre en exergue la forte influence de l'approximation faite dans ce cadre.

FIGURE 3 – Approximation du comportement du Chloroprène X10 par Mooney-Rivlin

	C10	C01	D1
Valeurs évaluées	0.2499	0.0942	0.0584
Valeurs données	0.043	0.495	0.000658

Pour rester en cohérence avec les résultats obtenus à l'aide d'ABAQUS, il sera choisit de conserver les valeurs dites évaluées comme coefficients de Mooney-Rivlin pour notre matériau. Nous justifions ce choix par la courbe 3 qui synthétise les données expérimentales et les réponses force-déplacement obtenus avec les coefficients de Mooney-Rivlin.

Afin d'étayer le choix de la méthode de Mooney-Rivlin dans cette étude, il est choisit de rappeler cette méthode.

### 3.3 Explication de la méthode de Mooney-Rivlin

La méthode de Mooney-Rivlin est une méthode permettant de modéliser le potentiel élastique (ou de l'énergie de contrainte) d'un matériau. Pour cela, il est choisit une dépendance du potentiel élastique suivant les déviateurs des invariants  $I_1, I_2$  du tenseur  $B = VxV$  de Cauchy-Green gauche définit tel que  $I_1 = \text{Trace}(B)$ ,  $I_2 = \text{sec}(B)$ ,  $I_3 = \det(\sigma)$ . On remarque que l'invariant  $I_3$  n'est pas compris dans ce modèle. En effet, pour les élastomères, nous travaillons avec un effet Poisson  $\nu = 0.49$ , c'est-à-dire à volume quasi-constant. L'invariant  $I_3$  est donc égal à 1 et n'est donc pas intéressant pour la modélisation de notre matériau puisqu'il n'évolue pas.

La méthode de Mooney-Rivlin résulte de l'amélioration du potentiel élastique de Mooney (1940) par Rivlin (1948) et statut la relation suivante [?] :  $W = C_1 0(I_1 - 3) + C_0 1(I_2 - 3) + C_1 1(I_1 - 3)(I_2 - 3)$ .

De part l'expérience heuristique, il est assumé que cette approximation convient particulièrement bien dans la définition de l'hyperélasticité des elastomères spécialement sur des plages inférieure à 100% de déformation en traction uniaxiale [?].

### 3.4 Contact

Lors de la compression de la butée offshore, l'élastomère se déforme à tel point que ses faces latérales viennent entrer en contact soit avec une lamelle d'acier ou avec lui-même. Dans ce cas, il faut définir une loi de contact pour éviter des problèmes d'interpénétration de la matière et obtenir des résultats convenables.

Dans cette étude, deux types de contact sont définis :

- le contact liant les parties aciers à l'élastomère
- le contact pour les faces latérales de l'élastomère

Le premier contact est un contact de type TIE dans ABAQUS, l'hypothèse est faite que l'interface entre la plaque d'acier et l'élastomère peut être considérée comme un encastrement. De manière classique, le maintien en position d'un élastomère et d'un acier est réalisé par une colle. Il est donc supposé que cette colle située à l'interface de nos deux pièces est rigides et qu'elle ne permet pas le mouvement des pièces ni en traction ni en cisaillement. Dans le cadre de cette étude où le comportement de notre élastomère est caractérisé en compression, il est raisonnable de croire que cette hypothèse n'influera qu'en très faible partie sur nos résultats et nous ne la considérerons plus par la suite.

Pour le deuxième type de contact à définir, c'est-à-dire entre les parties latérales de l'élastomères et soit les lamelles d'aciers soit leur symétrique par rapport aux lamelles, un contact de type PENALTY est mis en place. Celui-ci sera détaillé par la suite.

### 3.5 Calcul de la raideur

La raideur caractérise la résistance à la déformation élastique d'un corps, c'est-à-dire la la valeur d'effort à lui appliquer pour engendrer une déformation donnée. Dans notre cas, le déplacement est imposé, et la simulation ABAQUS nous fournit la force de réaction selon l'axe  $\vec{y}$ . La raideur  $k$  de la butée offshore s'exprime ainsi :

$$k = \frac{F_y}{y}$$

avec  $y$  le déplacement axial imposé en compression et  $F_y$  la force de réaction axiale associée à celui-ci.

Dans l'ensemble de l'étude, la raideur  $k$  sera caractérisée pour un déplacement de 30cm afin de pouvoir comparer celle-ci à la raideur des autres modèles proposés. Comme il n'y a pas de vibrations d'amplitude de déplacement autour d'une valeur quelconque dans ce cas, la raideur correspondra à la pente de la droite reliant l'origine et le point maximal de la courbe de force-déplacement générée par la simulation ABAQUS, c'est-à-dire calculée comme suit :

$$k = \frac{F_{y,max}}{30}$$

$k$  a pour unité XXXXXXXXXXXXX.

### 3.6 Influence du maillage

L'étude de la butée offshore a débuté par une étude de l'influence du maillage pour associer un maillage idéal à la pièce dans la modélisation ABAQUS. Ainsi, plusieurs simulations de compression ont été effectuées avec la butée initiale (voir section suivante, butée simple dans éléments raidisseurs additionnels) pour différents paramètres de maille décroissants du plus grossier au plus fin : 4, 3, 2 et 1cm de largeur. Une comparaison a consisté à comparer les courbes force-déplacement associés à chacun des maillages pour discerner leurs différences et ainsi leur influence sur les résultats de la simulation en compression. La figure 4 présente les réponses force-déplacement associées à plusieurs taille d'éléments S4R (de forme quadratique avec intégration réduite).

FIGURE 4 – Réponse force-déplacement de la butée pour différentes tailles de maille.

On constate à première vue aucune différence entre les différentes courbes et par conséquent entre les différents maillages. Quand on zoom pour regarder précisément la valeur maximale de la force de réaction pour une flèche de 30cm, comme sur la figure 5, on constate une légère différence de 150XXX, c'est-à-dire de 0.8%, entre un maillage de 4 et 2cm. Un pour un paramètre de maille plus fin, la valeur maximale de la force de réaction converge vers une même valeur.

FIGURE 5 – Réponse force-déplacement de la butée pour différentes tailles de maille - Zoom.

La finesse du maillage n'a donc que très peu d'influence dans notre étude de la raideur de la butée. Un maillage de base d'éléments de 2cm de largeur a été cependant choisi pour limiter le temps de calcul, bien qu'un maillage plus fin soit nécessaire dans beaucoup des modèles proposés où le contact avec les pièces additionnelles est crucial.

## 4 Butée initiale

L'objectif de cette première partie de l'étude est de décrire le comportement en compression d'une butée offshore en élastomère libre de tout autre élément ou contrainte, afin de rendre compte de la raideur axiale de la pièce et ainsi pouvoir la comparer avec la raideur des autres modèles présentés dans la suite de l'étude.

La forme et le matériau de la butée ainsi que le déplacement imposé à ce dernier ont été décrits dans l'approche du problème. Les éléments du maillage sont en S4R et ont pour paramètre 2mm. L'apparence du maillage initial de la pièce est présentée dans la figure 6.

FIGURE 6 – Visuel du maillage appliqué à la butée initiale.

La figure 7 permet de se rendre compte de l'écrasement subi par la butée. La déformation latérale maximale est de 23%.

FIGURE 7 – Visuel de la butée initiale suite à la compression (déformations  $U_x$  affichées).

La réponse force-déplacement de la butée initiale est affichée dans la figure 8

FIGURE 8 – Réponse force-déplacement de la butée initiale.

On obtient donc une raideur de 631N/cm. Cette valeur servira de référence pour la suite de l'étude.

## 5 Butée raidie par des lamelles

Une première modification apportée à la butée initiale en vue de quadrupler sa raideur va consister à insérer des lamelles horizontales réparties régulièrement sur la hauteur de la pièce avec deux diamètres différents : des lamelles circulaires du même diamètre que la butée en élastomère avant sa compression, que l'on nommera "lamelles imbriquées" et des lamelles avec un diamètre plus élevé que l'on nommera "lamelles étendues". On étudiera ce modèle renforcé d'une, deux et trois lamelles et on regardera l'influence du diamètre de ces dernières sur la raideur finale de la butée. Enfin, nous verrons que l'épaisseur de ces lamelles horizontales a peu d'influence sur les résultats.

### 5.1 Lamelles imbriquées

Un premier modèle d'insertion de lamelles horizontales circulaires de même rayon que l'élastomère à l'état initial (70cm) a été construit sur ABAQUS. Il a consisté à diviser la *part* "Butée" en 3

différentes *part*, c'est-à-dire en insérant un élément au milieu des deux autres éléments constituant la butée en élastomère.

L'épaisseur de la lamelle a été fixée arbitrairement<sup>1</sup> à 0.5cm pour commencer les simulations. Cette valeur n'étant pas incohérente vis-à-vis des résultats dans la suite, elle a été conservée. Dans la partie XXXX, il sera montré que l'épaisseur a peu d'influence sur le résultat, et sachant que cette butée à une application industrielle, un plus faible dimensionnement pour une plus faible masse sera favorisé. Les figures 9 et 10 présentent l'aspect de la butée avant la simulation de compression, respectivement avec les propriétés de matériau et avec un maillage de taille 2cm appliqué.

FIGURE 9 – Visuel des propriétés appliquées à la butée avec une lamelle imbriquée.

FIGURE 10 – Visuel du maillage appliqué à la butée avec une lamelle imbriquée.

La lamelle ayant été insérée par une partition de la *part* "Butée", elle est par définition entièrement liée sur sa surface supérieure et inférieure aux deux parties d'élastomères. Ainsi, aucune propriété de contact surfacique supplémentaire n'a été attribuée au contact entre la lamelle et l'élastomère. Seule une propriété d'auto-contact (*self-contact* dans ABAQUS) définie par un contact normal dur (*hard*) et un contact tangentiel *rough* a été ajouté à la surface extérieure de la partie en élastomère.

La figure 11 présente l'aspect de la butée raidie avec une lamelle suite à la compression.

FIGURE 11 – Visuel de la butée avec une lamelle imbriquée suite à la compression (déformations  $U_x$  affichées).

La courbe de la figure 12 correspond à la réponse force-déplacement de la butée raidie avec une lamelle. On constate que la raideur est passée de 631N à 1053N avec l'ajout d'une lamelle, c'est-à-dire une augmentation de 67%. Cette solution est donc encore loin des 300% nécessaires pour valider la condition d'augmentation de la raideur.

FIGURE 12 – Réponse force-déplacement de la butée avec une lamelle imbriquée.

L'étude de cette solution s'est poursuivie avec l'insertion d'une seconde lamelle dans la butée. Des paramètres de contact identiques à ceux présentés précédemment ont été définis. La figure 13 présente l'aspect maillé de la butée avant la simulation de compression, et la figure 14 en donne l'aspect après.

FIGURE 13 – Visuel du maillage appliqué à la butée avec deux lamelles imbriquées.

FIGURE 14 – Visuel de la butée avec deux lamelles imbriquées suite à la compression (déformations  $U_x$  affichées).

---

1. Enfin, -"arbitrairement"-, avec la prise en considération d'un certain ordre de grandeur relatif au matériau, tout de même.

La courbe de la figure 15 indique la valeur de la raideur de cette butée : 1690N. Ceci correspond à une augmentation de 168% de la raideur par rapport à celle de la butée initiale. Cependant, cette raideur n'est pas encore suffisante et ainsi cette solution n'est pas validée.

FIGURE 15 – Réponse force-déplacement de la butée avec deux lamelles imbriquées.

Il s'agit ainsi d'ajouter encore une troisième lamelle dans le modèle pour espérer atteindre la valeur de raideur prescrite, c'est-à-dire quatre fois plus grande que celle du modèle initial de 631N, soit environ 2500N. La figure 16 présente l'aspect maillé de la butée avec trois lamelles avant la simulation de compression, et on constatera que la taille d'élément a due être affinée à 1cm pour le calcul, et la figure 17 en donne l'aspect après la simulation.

FIGURE 16 – Visuel du maillage appliqué à la butée avec trois lamelles imbriquées.

FIGURE 17 – Visuel de la butée avec trois lamelles imbriquées suite à la compression (déformations  $U_x$  affichées).

La figure 18 présente la réponse force-déplacement de la butée offshore avec 3 lamelles imbriquées et indique une valeur de raideur de 2320N. Ceci correspond à une augmentation de 268% de la raideur par rapport à celle de la butée initiale. Malheureusement, cette solution n'atteint toujours pas l'objectif de 300%.

FIGURE 18 – Réponse force-déplacement de la butée avec trois lamelles imbriquées.

## 5.2 Lamelles étendues

Il a été montré dans la partie précédente que même avec l'insertion de 3 lamelles fines (équitablement réparties sur la hauteur) à la butée, le critère de quadruplement de la raideur de la butée initiale n'est pas tout à fait validé. La figure 19 présente une vue rapprochée de l'auto-contact qui s'effectue au niveau des lamelles.

FIGURE 19 – Visuel du contact qui s'effectue au niveau des lamelles.

Sur cette figure on constate que l'élastomère se déforme au-delà de l'horizontale formé par la face supérieure (ou inférieure) de la lamelle. C'est ensuite le contact avec l'autre partie d'élastomère qui l'empêche de se déformer au-delà du plan médian de la lamelle. Dans notre cas, la lamelle est relativement fine, ce qui implique que l'élastomère ne peut se déformer verticalement que sur 0.25cm. Pourtant, ce détail semble avoir son importance.

Ainsi, un second modèle de butée raidie par insertion de lamelles horizontales est introduit. Il se distingue du premier par le diamètre des lamelles ; ici, les lamelles auront un rayon de 80cm, soit 10cm de plus que le rayon de l'élastomère à l'instant initial. Théoriquement, la raideur devrait être légèrement augmentée par l'absence de delta de déformation verticale.

Les pièces ont donc été dimensionnées séparément sur ABAQUS, puis ajoutées ensemble. La figure ?? en donne un aspect visuel pour une lamelle étendue insérée. Le contact entre les lamelles et l'élastomère ainsi que l'auto-contact ont été définis par un contact normal *hard* et un contact tangentiel *penalty*.

FIGURE 20 – Visuel de la butée avec une lamelle étendue avant la compression.

La figure ?? présente l'aspect de la butée raidie avec une lamelle suite à la compression.

FIGURE 21 – Visuel de la butée avec une lamelle étendue suite à la compression (déformations  $U_x$  affichées).

On constate d'après les courbes de la figure ?? que la raideur n'est passée que de 1053N à 1060N avec l'ajout d'une lamelle étendue, c'est-à-dire une augmentation de moins d'1%. Si cette faible influence du diamètre de la lamelle se confirme, il est à craindre que cette solution ne suffise toujours pas à valider le critère.

FIGURE 22 – Réponse force-déplacement de la butée avec une lamelle étendue.

Les figures ?? et ?? donnent un aspect visuel de la déformation suite à la compression des butées avec deux et trois lamelles étendues respectivement.

Les courbes des figures ?? et ?? représentent les réponses force-déplacement associées aux butées avec deux et trois lamelles.

On constate en effet que pour 2 lamelles étendues, la raideur grimpe à 1708N (1.1% de plus que pour les lamelles imbriquées) et pour trois lamelles, elle monte à 2375N, ce qui est toujours en deça des 2500N espérés. Ainsi, la solution d'étendre les lamelles au-delà du diamètre de l'élastomère n'était pas idéal, en plus de présenter une augmentation de masse conséquente.

### 5.3 Influence de l'épaisseur des lamelles

## 6 Butée raidie par des anneaux

## 7 Conclusion

### Table des figures

### Références

- [1] Nonlinear finite elements analysis of elastomers
- [2] <https://en.wikipedia.org/wiki/Mooney>



FIGURE 23 – Visuel de la déformation subie par la butée avec deux lamelles étendues.

FIGURE 24 – Visuel de la déformation subie par la butée avec trois lamelles étendues.

FIGURE 25 – Réponse force-déplacement de la butée avec deux lamelles étendues.

FIGURE 26 – Réponse force-déplacement de la butée avec trois lamelles étendues.