



**HAL**  
open science

# Modélisations numérique et analytique du comportement mécanique et multiphysique d'une phase haute-tension pour fermes offshore

Fouad Ech Cheikh

► **To cite this version:**

Fouad Ech Cheikh. Modélisations numérique et analytique du comportement mécanique et multiphysique d'une phase haute-tension pour fermes offshore. Génie mécanique [physics.class-ph]. École centrale de Nantes, 2022. Français. NNT : 2022ECDN0004 . tel-03721552

**HAL Id: tel-03721552**

**<https://theses.hal.science/tel-03721552>**

Submitted on 12 Jul 2022

**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.

# THESE DE DOCTORAT DE

L'ÉCOLE CENTRALE DE NANTES

ÉCOLE DOCTORALE : *Sciences pour l'Ingénieur*  
SPECIALITÉ : GÉNIE MÉCANIQUE

Par **Fouad ECH CHEIKH**

## **Modélisations numérique et analytique du comportement mécanique et multi-physique d'une phase haute-tension pour fermes offshore.**

Thèse présentée et soutenue à l'Ecole Centrale de Nantes, le 26 janvier 2022

UNITÉ DE RECHERCHE : Département Composants et systèmes (COSYS), Université Gustave Eiffel, Campus de Nantes

### **Rapporteurs avant soutenance :**

Nadia BAHLOULI                      Professeure des universités, Université de Strasbourg  
Jacques RENARD                      Directeur de recherche, Mines ParisTech

### **Composition du Jury :**

Président : Jean-François FELLER                      Professeur des universités, Université Bretagne Sud, Lorient  
Examineurs : Gilney DAMM                      Directeur de recherche, Université Gustave Eiffel, Bouguenais  
                         Laurent GORNET                      Maître de conférences HDR, Ecole Centrale de Nantes  
Directeur de thèse : Monssef DRISSI-HABTI                      Directeur de recherche, Université Gustave Eiffel, Bouguenais



<b>Résumé</b> .....	<b>12</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>14</b>
<b>Contexte général de la thèse</b> .....	<b>16</b>
<b>1 Chapitre 1. Energie éolienne offshore</b> .....	<b>20</b>
<b>1.1 Contexte énergétique : focus sur l'éolien offshore</b> .....	<b>20</b>
<b>1.2 Fermes éoliennes offshore</b> .....	<b>21</b>
<b>1.3 Réseau électrique offshore</b> .....	<b>23</b>
1.3.1 Les câbles sous-marins .....	24
1.3.1.1 Les câbles de transmission.....	24
1.3.1.2 Les câbles ombilicaux.....	25
<b>1.4 Fiabilité des fermes éoliennes</b> .....	<b>26</b>
<b>1.5 Conclusions</b> .....	<b>27</b>
<b>2 Chapitre 2. Les câbles sous-marins</b> .....	<b>29</b>
<b>2.1 Contexte lié aux câbles d'énergie</b> .....	<b>29</b>
<b>2.2 Composition des câbles d'énergie</b> .....	<b>30</b>
2.2.1 Conducteur .....	32
2.2.2 Isolant .....	33
2.2.3 Ecrans semi-conducteurs.....	33
2.2.4 Ecran métallique.....	34
2.2.5 Gaine de protection externe .....	34
2.2.6 L'armure.....	34
<b>2.3 Description de la phase étudiée</b> .....	<b>35</b>
2.3.1 Conducteur en cuivre .....	37
2.3.2 Isolant en XLPE.....	38
2.3.3 Gaine en PE.....	39
<b>3 Chapitre 3. Bibliographie des modèles analytiques existants</b> .....	<b>41</b>
<b>3.1 Introduction</b> .....	<b>41</b>
<b>3.2 Description de la géométrie du câble utilisée</b> .....	<b>42</b>
<b>3.3 Etude analytique d'un câble métallique</b> .....	<b>43</b>

<b>4</b>	<b>Chapitre 4. Modélisation numérique du comportement mécanique de la phase en relation avec les mécanismes d'endommagement .....</b>	<b>46</b>
4.1	Introduction .....	46
4.2	Modélisation par éléments finis d'une phase du câble à haute tension (HT). .....	47
4.2.1	Modélisation par éléments finis (MEF) .....	47
4.2.2	Modèles éléments finis (EF) des câbles.....	50
4.2.3	Modèle EF 3D.....	51
4.2.3.1	ABAQUS .....	51
4.2.3.2	Les étapes de création du modèle EF .....	52
4.2.3.3	Conception de la phase sur Abaqus.....	52
4.2.3.4	Caractérisation matérielle de la phase .....	53
4.2.3.5	Chargements et conditions aux limites.....	57
4.2.3.6	Maillage .....	58
4.2.3.7	Pression de contact.....	59
4.2.3.8	Propriétés d'interaction .....	61
4.2.3.9	Etapas du calcul « Steps ».....	61
4.2.3.10	Conclusions & bilan.....	62
4.3	Résultats numériques obtenus.....	62
4.3.1	Effet du coefficient de frottement .....	63
4.3.1.1	Le comportement mécanique d'une phase en fonction du coefficient de frottement. 63	
4.3.1.2	L'effet du frottement dans le cas d'un conducteur sain et dans le cas d'un conducteur endommagé. 68	
4.3.1.3	Conclusions .....	70
4.3.2	Effet du pas .....	70
4.3.3	Effet de l'écroutissage et de la plasticité locale.....	76
4.4	Conclusions .....	77
<b>5</b>	<b>Chapitre 5. Introduction à la modélisation du comportement multi-physique de la phase HT.....</b>	<b>80</b>
5.1	Introduction .....	80
5.2	Notions préalables : design du câble .....	82
5.3	Modèle mécanique par EF .....	83
5.3.1	Résultats numériques .....	85
5.4	Modèle électrique par EF .....	87
5.4.1	Construction du modèle .....	87

5.4.2	Résultats numériques .....	88
5.4.2.1	Vérification des résultats du modèle .....	88
5.4.2.2	Conducteur 1+6 .....	89
5.4.2.3	Conducteur 1+6 +12 .....	92
5.4.3	Influences des différents paramètres sur la résistance électrique du conducteur	93
5.4.3.1	Effet du frottement.....	93
5.4.3.2	Effet du pas .....	93
5.4.3.3	Effet des ruptures successives des fils .....	94
<b>5.5</b>	<b>Modèle thermique par EF .....</b>	<b>95</b>
5.5.1	Construction du modèle .....	96
5.5.2	Résultats numériques .....	97
5.5.3	Effet de plasticité des fils sur la température du câble .....	99
5.5.4	Effet de ruptures des fils sur la température du câble.....	99
<b>5.6</b>	<b>Conclusions .....</b>	<b>101</b>
<b>6</b>	<b>Chapitre 6. Conception du banc de fatigue &amp; Résultats expérimentaux...103</b>	
<b>6.1</b>	<b>Introduction .....</b>	<b>103</b>
<b>6.2</b>	<b>Montage expérimental .....</b>	<b>103</b>
6.2.1	Banc d'essai .....	103
6.2.1.1	Contexte du projet.....	103
6.2.1.2	Enoncé fonctionnel du besoin .....	105
6.2.1.3	Fonctionnement normal du produit et identification de son environnement .....	106
6.2.1.4	Enoncé des fonctions de service et des contraintes .....	106
6.2.1.5	Cahier des charges .....	107
6.2.1.6	Schéma proposé .....	108
6.2.1.7	Vérin.....	109
6.2.1.8	Bâti.....	110
6.2.2	Essais Envisagés .....	117
6.2.3	Procédure d'essais.....	117
6.2.4	Moyens de mesures.....	118
6.2.5	Détails de l'installation .....	118
6.2.6	Chaussette métallique .....	124
6.2.7	Enceinte thermique .....	125
6.2.8	Banc d'essai .....	127

6.2.9 Montage de flexion.....	127
<b>6.3 Résultats expérimentaux .....</b>	<b>128</b>
6.3.1 Mise en place du banc d'essai .....	129
6.3.2 Caractérisation de la phase en fatigue .....	129
6.3.2.1 Généralités sur la caractérisation en fatigue .....	130
6.3.2.2 Effets de l'écroutissage progressif .....	132
6.3.2.3 Essais de fatigue en sauts de contrainte.....	137
6.3.2.4 Effets des ruptures successives des fils.....	139
6.3.2.5 Discussion des résultats .....	140
<b>Conclusions et perspectives .....</b>	<b>142</b>
<b>Références bibliographiques .....</b>	<b>145</b>
<b>Annexe 1 : Liste des fermes éoliennes offshore en Europe.....</b>	<b>150</b>
<b>Liste des fermes éoliennes offshore en France .....</b>	<b>151</b>
<b>Annexe 2 : Les données du vérin choisi .....</b>	<b>152</b>
<b>Annexe 3 : Poutrelles .....</b>	<b>153</b>
<b>Annexe 4 : Calcul de la flèche pour une poutre.....</b>	<b>154</b>
<b>Annexe 5 : Bâti du banc.....</b>	<b>157</b>
<b>Annexe 6 : Notice du tire-câble .....</b>	<b>158</b>
<b>Annexe 7 : Dimensions des éprouvettes pour essais de traction selon les normes.....</b>	<b>161</b>

## Liste des figures

Figure 01: Zones des deux appels d'offres et zones potentielles en 2014 (Source enerzine) ..	17
Figure 1.1: Mix Energétique de l'UE en 2014 (Source EWEA) .....	20
Figure 1.2: Installation de production d'énergie éolienne offshore [FUTU-12] .....	21
Figure 1.3: Composants d'une éolienne offshore [FUTU-12] .....	22
Figure 1.4: Courbe de production d'une éolienne et distribution du vent.....	23
Figure 1.5: Câble sous-marin de transmission triphasé [DTC-14].....	25
Figure 1.6: Principales dispositions d'un câble ombilical dynamique.....	26
Figure 1.7: Vue en coupe d'un câble ombilical (source : Nexans) .....	26
Figure 2.1: Famille des câbles d'énergie : (a) sous-marins, (b) lignes aériennes, (c) câbles enterrés.....	29
Figure 2.2: Composition d'un câble tripolaire à HT – Source : Nexans.....	31
Figure 2.3: Technologies des câbles sous-marins DC à HT : (à gauche) câble à isolation polymérique, (à droite) câble de type Paper-insulated mass-impregnated – source ABB.....	31
Figure 2.4: Différentes sections de conducteurs utilisés pour les câbles d'énergie.....	32
Figure 2.5: Courants induits dans l'écran métallique (source Nexans).....	34
Figure 2.6: (a) Câble sous-marin de très haute tension triphasé de type AC, protégé par des couches d'isolants, gaine et armure en acier. (b) Un conducteur (une seule phase) en cuivre de type '1+6+12'', entouré par une couche d'isolant de type XLPE.....	35
Figure 2.7: (a) Phase étudiée. (b) composantes de la phase étudiée (Source Nexans).....	37
Figure 2.8: (a) Fil central avec un profil circulaire lisse. (b) Fil extérieur avec des irrégularités.....	38
Figure 3.1: Structure multicouche constituée d'un grand nombre de constituants élémentaires.....	42
Figure 3.2: Construction du câble 1+6 (une âme et 6 fils) et vue en coupe A-A de sa section.....	43
Figure 4.1: Discrétisation de la géométrie 3D. (Source Abaqus).....	49
Figure 4.2: Géométrie du câble sur Abaqus.....	52
Figure 4.3: Lois de durcissement. (a) plasticité parfaite, (b) durcissement linéaire, (c) durcissement non-linéaire. (Source Abaqus) .....	54
Figure 4.4: Allures d'un essai cyclique à l'hypothèse. (a) d'écrouissage isotrope, (b) d'écrouissage cinématique. (Source Abaqus) .....	55
Figure 4.5: Conducteur modélisé avec les mors.....	57
Figure 4.6: Points de référence.....	58
Figure 4.7: Chargement cyclique.....	58
Figure 4.8: Eléments du type C3D8R avec un point d'intégration. (Source Abaqus) .....	58
Figure 4.9: Eléments du type C3D20R avec les points d'intégration. (Source Abaqus) .....	59
Figure 4.10: Structure maillée.....	59
Figure 4.11: Différents modes de contact dans un conducteur : a) linéique, b) tangentiel. (Source Abaqus).....	60
Figure 4.12: Règles de pénétration des nœuds esclaves/maîtres. (Source Abaqus).....	61
Figure 4.13: Variation de la force axiale avec la déformation.....	64
Figure 4.14: Variation de la contrainte en fonction de la déformation pour les différentes valeurs du coefficient de frottement.....	65
Figure 4.15: Variation du moment de torsion en fonction de la rotation.....	65
Figure 4.16: Représentation de la ligne de contact sur (a) l'âme, (b) 6 fils hélicoïdaux.....	66
Figure 4.17 : Variation de la contrainte sur la largeur de contact.....	67



Figure 4.18 : Variation de l'énergie dissipée par frottement en fonction de la déformation pour les différentes valeurs du coefficient de frottement. ....	68
Figure 4.19 : Comparaison de l'énergie dissipée par frottement d'un conducteur sain, avec l'âme cassée ou avec un fil hélicoïdal cassé. ....	69
Figure 4.20 : Energie dissipée par frottement du conducteur de l'âme cassée pour deux coefficients de frottement. ....	69
Figure 4.21 : Différentes situations étudiées (conducteur sain, avec l'âme cassée et avec un fil hélicoïdal cassé). ....	70
Figure 4.22 : Modèles de conducteur avec les différents pas. ....	71
Figure 4.23 : Comportement mécanique du conducteur pour différents de pas. ....	72
Figure 4.24 : Variation de la partie d'élasticité du conducteur en fonction du pas (résultats numériques). ....	73
Figure 4.25 : Variation de l'élasticité du conducteur en fonction du pas (résultats analytiques). ....	74
Figure 4.26 : Variation de la dissipation d'énergie par frottement avec le pas). ....	75
Figure 4.27 : Variation de la dissipation d'énergie par frottement en fonction du pas et du coefficient de frottement. ....	75
Figure 4.28 : Schéma d'installation d'une plasticité locale. ....	76
Figure 4.29 : Effet de l'écroutissage sur le comportement global du conducteur d'un défaut local de 5% sur l'âme. ....	77
Figure 4.30 : Effet de l'écroutissage sur le comportement global du conducteur d'un défaut local de 10% sur l'âme. ....	77
Figure 5.1 : Illustration du comportement élasto-plastique d'un matériau. ....	80
Figure 5.2 : Procédure de couplage électromécanique. ....	81
Figure 5.3: Structure de la phase du câble. ....	82
Figure 5.4: Conducteur monocouche 1+6. ....	83
Figure 5.5: Conducteur bicouche 1+6+12. ....	83
Figure 5.6: Maillage du modèle numérique monocouche 1+6. ....	84
Figure 5.7: Déplacement total du câble en mm. ....	85
Figure 5.8: Répartition de la contrainte de Von Mises dans le câble en MPa dans le domaine élastique. ....	86
Figure 5.9: Répartition de la contrainte de Von Mises dans le câble en MPa dans le domaine plastique. ....	86
Figure 5.10: Déformation axial en fonction du chargement. ....	86
Figure 5.11: Différence de potentiel appliquée sur le conducteur. ....	87
Figure 5.12: Évolution de la conductivité électrique en fonction des contraintes mécaniques. ....	88
Figure 5.13: Schéma illustrant la déformation d'un cylindre. ....	88
Figure 5.14: Evolution de la variation de la résistance électrique d'un cylindre en cuivre. ....	89
Figure 5.15: Répartition de la contrainte de Von Mises dans le conducteur en MPa dans le domaine plastique. ....	89
Figure 5.16: Répartition de la conductivité électrique dans le conducteur en (S/m) due à l'écroutissage du matériau. ....	90
Figure 5.17: Densité de pertes volumiques par effet Joule ( $W/m^3$ ) (à droite sans contrainte mécanique, à gauche avec contraintes mécaniques). ....	90
Figure 5.18: Evolution de la résistance électrique en ( $\mu\Omega$ ) du conducteur en fonction du chargement. ....	91

Figure 5.19: Evolution de la variation de résistance en fonction de la moyenne de la contrainte de Von Mises pour différentes portions du pas. ....	91
Figure 5.20: Répartition des contraintes de Von mises (droite) et sa correspondance en conductivité électrique (gauche). ....	92
Figure 5.21: Influence de la plasticité sur la résistance électrique du conducteur (1+6+12)...	92
Figure 5.22: Effet du frottement sur la résistance électrique du conducteur.....	93
Figure 5.23: Effet de pas sur l'évolution de la variation de résistance électrique.....	94
Figure 5.24: Effet de la rupture des fils sur la résistance électrique du conducteur.....	95
Figure 5.25: Effet de la rupture des fils sur la variation de résistance électrique du conducteur. ....	95
Figure 5.26: Illustration de la géométrie de l'environnement du câble et des conditions aux limites imposées .....	97
Figure 5.27: Distribution du champ de température en (°C) (gauche) et champ de vitesse en (m/s) (droite) en équilibre. Les flèches représentent le champ de vitesse.....	98
Figure 5.28: Température dans le câble selon une coupe radiale.....	98
Figure 5.29: Température moyenne dans le câble en fonction du niveau de plasticité.....	99
Figure 5.30: Distribution de température dans le câble avec un fil coupé (droite) et deux fils coupés (gauche). ....	99
Figure 5.31: Distribution de température dans le câble avec trois fils coupés.....	100
Figure 5.32 Impact de la rupture des fils sur la température du câble en transitoire. ....	100
Figure 6.1: Bête à corne du banc d'essai.....	105
Figure 6.2: Diagramme « pieuvre » du banc d'essai.....	107
Figure 6.3: Schéma du banc. ....	109
Figure 6.4: Schéma du bâti.....	110
Figure 6.5: poutrelle du type HE et son profil.....	111
Figure 6.6: Poutre symétrique. ....	111
Figure 6.7: Poutre chargée. ....	112
Figure 6.8: Bâti avec le profil de poutres choisi. ....	115
Figure 6.9: Non-linéarité observée en début d'essai. ....	118
Figure 6.10: (a) Capteur de déplacement, (b) Capteur de force. ....	118
Figure 6.11: Mâchoires auto-serrantes. ....	119
Figure 6.12: Mors hydrauliques. ....	120
Figure 6.13: Dispositif d'alimentation des mors hydrauliques. ....	120
Figure 6.14: Contrôleur FelxTest 40. ....	121
Figure 6.15: Asservissement en boucle fermée du contrôleur MTS. ....	122
Figure 6.16: Vue arrière du contrôleur MTS.....	122
Figure 6.17: Logiciel MTS FlexTest Station Manager. ....	123
Figure 6.18: Logiciel MTS TestSuite.....	123
Figure 6.19: Glissement du polymère pendant l'essai quasi-statique. ....	124
Figure 6.20: Chaussette métallique utilisée pour la prise des éprouvettes. ....	124
Figure 6.21: (a) : Manchon, (b) : Montage du manchon dans les mors du banc.....	125
Figure 6.22: Enceinte thermique. ....	125
Figure 6.23: (a) : coffret électrique, (b) : sonde pour mesurer la température du conducteur. ....	126
Figure 6.24: Banc d'essai avec l'enceinte thermique et une éprouvette amarrée. ....	127
Figure 6.25: Vues du montage en flexion du banc de fatigue.....	128
Figure 6.26: Courbe de traction de la phase.....	129
Figure 6.27: Paramètres de sollicitation en fatigue [HENA-05]. ....	131

Figure 6.28: Différents types de sollicitations [HENA-05].	131
Figure 6.29: Courbe de Wöhler (courbe S-N) [HENA-05].	132
Figure 6.30: Localisation des valeurs de contrainte choisies comme contrainte maximales pour les essais de fatigue sur la gaine HT	133
Figure 6.31: Courbes de fatigue (Contrainte en fonction de la déformation) pour une charge maximale de cyclage de $80\% \times \sigma_e$ .	133
Figure 6.32: Courbes de fatigue (Contrainte en fonction de la déformation) pour une charge maximale de cyclage de $140\% \times \sigma_e$ .	134
Figure 6.33: Evolution de la rigidité (raideur) de la phase pour $\sigma_{max}=80\% \sigma_e$ .	135
Figure 6.34: Evolution de la rigidité (raideur) de la phase pour $\sigma_{max}=100\% \sigma_e$ .	136
Figure 6.35: Evolution de la rigidité (raideur) de la phase pour $\sigma_{max}=140\% \sigma_e$ .	137
Figure 6.36: Courbe de fatigue sauts de contrainte.	138
Figure 6.37: Cycles d'hystérésis.	138
Figure 6.38: Evolution de la raideur de la phase avec un chargement sauts de contrainte.	139
Figure 6.39: Evolution de la raideur de la phase avec des fils coupés.	140
Figure 6.40: Evolution de la raideur de la phase à différentes températures du conducteur.	140

## Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Evolution de câbles XLPE (Source Nexans).....	30
Tableau 2.2 : Evolution des pertes dans un câble en AC 33 kV isolé en XLPE [CAPE].....	32
Tableau 2.3 : Différentes sections de conducteurs en cuivre (Nexans). ....	36
Tableau 2.4 : Données de conception d'une phase. (Nexans).....	36
Tableau 4.1 : Contrainte en fonction de la plasticité du cuivre.....	56
Tableau 4.2 : Pression de contact pour des différents coefficients de frottement. ....	67
Tableau 4.3 : Paramètres géométriques du conducteur.....	71
Tableau 4.4 : Rigidité axiale (numérique et analytique) du conducteur en fonction du pas. ...	73
Tableau 5.1 : Propriétés géométriques, thermiques et mécaniques des constituants du câble.	82
Tableau 5.2 : Propriétés des fils du câble modélisé. ....	84
Tableau 5.3 : Température moyenne dans le câble. ....	98
Tableau 5.4 : Température moyenne dans le câble. ....	100
Tableau 6.1 : Cahier des charges.....	108
Tableau 6.2 : Classes de résistance de vis (selon ISO898 et NFE25-030).....	116
Tableau 6.3 : Diamètres minimaux obtenus.....	117
Tableau 6.4 : Types des mâchoires disponibles. ....	119
Tableau 6.5 : Informations techniques de l'enceinte thermique. ....	126
Tableau 6.6 : Contraintes maximales des premiers essais. ....	133

## Résumé

L'énergie électrique est au cœur d'enjeux écologiques, stratégiques et économiques à notre époque. Les déclarations politiques à répétition ne cessent de vanter les mérites d'un approvisionnement sûr, propre et durable en énergie, guidant le développement de nouvelles ressources alternatives à celles conventionnellement utilisées pour la production d'électricité.

L'énergie éolienne fait partie des ressources alternatives qui connaissent la croissance la plus rapide. Une partie de sa production se situe en territoires marins. Cette production s'organise au sein de sites appelés fermes éoliennes offshore. Les coûts d'investissement et de maintenance des fermes éoliennes en mer sont par contre très élevés. Une défaillance peut entraîner des pertes colossales dues à l'arrêt de la production. L'accès et l'intervention en milieu marin pour des opérations de maintenance nécessitent l'usage d'équipements spécifiques (bateaux, hélicoptères), d'ouvriers hautement qualifiés, ainsi que des conditions météorologiques favorables. La combinaison de ces facteurs résulte en un temps de réparation et de restitution de service assez long. Cela joue en défaveur de la rentabilité économique de la ressource énergétique de l'éolien en mer.

Les câbles sous-marins de transport d'énergie électrique obtenue par les fermes éoliennes offshore sont parmi les composants dont la maintenance est un défi majeur. Ces câbles constituent le réseau électrique de distribution et de transmission. Ce réseau permet de collecter et d'acheminer l'énergie produite par les éoliennes jusqu'aux rivages. Pendant cet acheminement, Les câbles d'énergie sous-marins sont soumis à des environnements agressifs (contraintes mécaniques et/ou chimiques, etc.) pouvant détériorer leur état, diminuer et/ou annuler leurs performances. Il est donc important de pouvoir en suivre l'évolution et détecter des indices de dégradation (ponctuels et/ou globaux).

Des méthodes de diagnostics des câbles électriques fondées sur la réflectométrie existent et permettent la détection et la localisation de défauts, mais l'analyse des signaux mesurés doit être améliorée, notamment par l'utilisation de modèles. Le lien entre la dégradation physique du câble et les valeurs des paramètres électriques n'a, à notre connaissance, jamais encore été

réalisé. En conséquence, nous ne sommes pas en mesure de connaître l'état réel du câble dans son environnement naturel d'évolution, encore moins sa durée de vie résiduelle.

Les travaux menés dans cette thèse visent à étudier le comportement mécanique sous environnements quasi-statiques et en fatigue cyclique afin de corréler les niveaux de déformation atteinte aux mécanismes d'endommagement opérants et qui reflètent la prolifération des défauts microstructuraux au sein des composants de la phase (Conducteur et isolants). Pour ce faire, nous proposons une modélisation numérique à l'aide d'Abaqus. Ensuite, toujours à l'aide de modélisations numériques, cette fois-ci utilisant Comsol, nous avons essayé de montrer l'impact des endommagements mécaniques sur les propriétés physiques (électrique et thermique) de la phase.

Il est très important de préciser que dans toute l'étude proposée, nous nous sommes concentrés sur le conducteur cuivre. Ce choix est justifié par le caractère crucial du conducteur dans ce type de câble ... Un endommagement partiel et/ou total de cet élément conduirait inévitablement à de graves conséquences (court-circuit ou *shut-down* !) avec interruption totale de conduction d'électricité et donc des pertes financières énormes. Il est bien entendu que l'isolant ou les isolants revêtent une influence critique également. Néanmoins, gardons en mémoire que la thèse proposée ne peut pas s'attaquer exhaustivement à l'ensemble des variables et un choix de priorisation devait être fait, à savoir de travailler sur le conducteur.

Mots clefs : Simulation numérique, dégradation mécanique, diagnostic filaire, câbles d'énergie sous-marins, énergie éolienne offshore, simulation analytique.

## Abstract

Electric energy is currently at the heart of ecological, strategic and economic issues. Repeated political declarations constantly extol the merits of a safe, clean and sustainable supply of energy, guiding the development of new alternative resources to those conventionally used for electricity generation.

Wind energy is among the fastest growing alternative resources. Part of its production is expected to be in marine areas. This production is organized within sites called offshore wind farms. However, one should keep in mind that, the investment and maintenance costs of offshore wind farms, is very high. A failure can lead to huge losses due to the cessation of production. Access and intervention in the marine environment for maintenance operations require the use of specific equipment (boats, helicopters), highly skilled workers, as well as favorable weather conditions. The combination of these factors results in a relatively long repair and service restitution time. This works against the economic profitability of the offshore wind energy resource.

Underwater power cables from offshore wind farms are among the components whose maintenance is a major challenge. These cables constitute the electrical distribution and transmission network. This network collects and transports the energy produced by wind turbines all the way to the shoreline. During this route, submarine power cables are subjected to aggressive environments (mechanical and / or chemical constraints, etc.) that can deteriorate their state, reduce and / or cancel their performance. It is therefore important to be able to follow the evolution and detect signs of degradation (punctual and / or global).

OTDR-based electrical cable diagnostic methods exist that allow the detection and localization of faults, but the analysis of the measured signals needs to be improved, particularly through the use of models. The link between the physical degradation of the cable and the values of the electrical parameters has, to our knowledge, never yet been realized. As a result, we are not able to know the actual condition of the cable in its natural evolution environment, let alone its residual life.

The work carried out in this thesis aims at studying the mechanical behavior in both quasi-

14/

static and cyclic fatigue loadings in order to correlate the deformation levels reached to the operating mechanisms of damage and which reflect the proliferation of microstructural defects within the components of the phase (Conductor and insulators). To do this, we propose a numerical modeling using Abaqus. Then, again using numerical modeling, this time using Comsol, we tried to show the impact of mechanical damage on the physical properties (electrical and thermal) of the phase, emphasizing the role of copper. Insulators are playing a key role as well. However, the contour of the thesis had to be well defined in accordance with the time allocated and it seemed to us that a lot of information can be got out of the study of the conductor.

Key words: Numerical simulation, mechanical degradation, wired diagnosis, underwater power cables, offshore wind energy, analytical simulation.



## Contexte général de la thèse



Plusieurs pays possèdent un objectif en matière d'énergies renouvelables. Cet objectif consiste à réduire la part des énergies fossiles polluantes et à inclure les énergies renouvelables comme ressource durable dans l'apport global. L'Union Européenne a fixé à 21 % la part de sa consommation d'électricité d'origine renouvelable en 2010 contre 6 % en 2000 et 8,5 % en 2005. Quant à l'énergie renouvelable, la France s'est donnée comme objectif de passer de 9.6% en 2005 à 23% en 2020. (Directive CE du 23/01/2008, [MEED-09]).

Parmi les énergies renouvelables prometteuses, celle éolienne est des plus intéressantes. Historiquement, les premières éoliennes furent placées sur la terre ferme et ont été dénommées éoliennes on-shore. Par manque de territoires propices à leur implantation et à cause de l'impact visuel et sonore produit par ces structures, on a installé celles-ci en mer à titre expérimentale depuis 1990, et à échelles industrielles à partir des années 2000. Elles portent le nom d'éoliennes offshore. L'emplacement loin de la terre ferme a été motivé également par la force et l'omniprésence du vent marin, ce qui permet de générer plus de puissance. Typiquement une éolienne offshore est 6 à 7 fois plus performantes que celle on-shore.

La France compte installer d'ici 2020 une puissance de 6000 mégawatts (MW). Le consortium Eolien Maritime France porté par EDF a remporté trois champs en 2012 : les 480 MW de Saint-Nazaire (Loire-Atlantique), les 450 MW de Courseulles-sur-Mer (Calvados) et les 498 MW du Fécamp (Seine-Maritime). Lors du premier appel d'offres, un quatrième champ de 500 MW, celui de Saint-Brieuc (Côtes-d'Armor) a été accordé.

En mai 2014, deux champs éoliens supplémentaires ont été présentés dans le 2ème appel d'offre du Gouvernement. Le premier, de 496 MW, est prévu au large du Tréport (Seine-Maritime), alors que le second, de 496 MW, se dressera en Atlantique, entre l'île d'Yeu et Noirmoutier.

A l'horizon de 2020 l'éolien offshore contribuera par 40% de production d'électricité d'origine renouvelable. L'énergie électrique que produisent les fermes éoliennes transite via un réseau électrique, dont une partie est située en mer. Ce réseau électrique est constitué de câbles sous-marins et d'autres installations de transformation et de mise en forme de l'énergie. Parmi les types de câbles utilisés, on y distingue d'une part les câbles ombilicaux responsables de la collecte de l'énergie produite individuellement par les éoliennes. Ces câbles descendent verticalement jusqu'au fond marin pour intégrer la route qui les mène jusqu'à un point de collecte appelé sous-station en mer. Ils sont soumis à des contraintes hydrodynamiques sévères provoquées par les courants marins. D'autre part, les câbles statiques permettent d'acheminer cette énergie jusqu'au rivage.

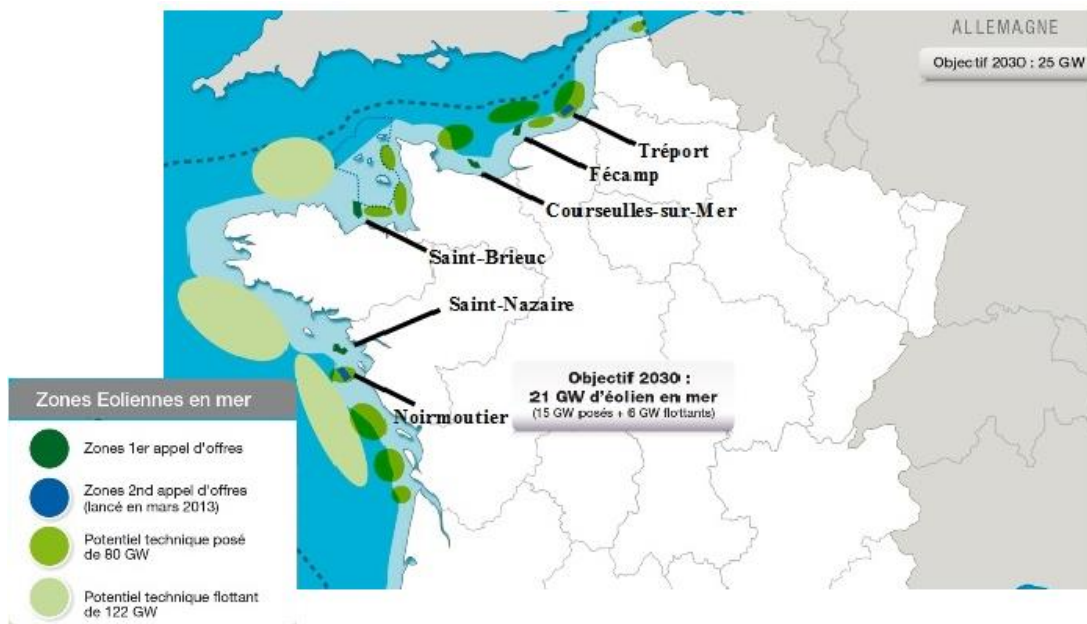


Figure 01: Zones des deux appels d'offres et zones potentielles en 2014 (Source enerzine)

Les travaux menés dans cette thèse visent à étudier le comportement mécanique sous environnements quasi-statiques et en fatigue cyclique afin de corréliser les niveaux de déformation atteinte aux mécanismes d'endommagement opérants et qui reflètent la prolifération des défauts microstructuraux au sein des composants de la phase (Conducteur et isolants). Pour ce faire, nous proposons une modélisation numérique à l'aide d'Abaqus. Par la suite, en s'appuyant sur les modélisations numériques avec comme outil Comsol, nous

avons montré l'impact des endommagements mécaniques sur les propriétés physiques (électrique et thermique) de la phase.

De façon plus précise, nous avons pour objectif d'introduire des ruptures progressives de nombre de fils en cuivre et de corrélérer ce nombre (niveau d'endommagement) à la baisse des propriétés mécaniques et par voie de conséquence (électrique). A travers une abaque représentant les niveaux d'endommagement en fonction de la baisse des propriétés électriques, notre objectif est de pouvoir mettre en place une méthode de tests à la sortie de l'usine, capable de nous dire que le câble produit est suffisamment fiable pour être posé en fond de mer.

Ce rapport est organisé en 2 parties, l'une bibliographique et la seconde portant sur les résultats. Le tout est organisé en six chapitres.

Le premier chapitre est un aperçu général de la production d'énergie éolienne au sein des fermes offshores. Le but étant de présenter cette filière énergétique afin de situer le contexte de cette thèse.

Le second chapitre est un état de l'art de la technologie des câbles sous-marins. Les constituants, les caractéristiques et une étude des phénomènes de dégradation au sein des câbles d'énergie en général y sont abordés. Nous terminons ce chapitre par une description de la phase du câble étudié.

Le troisième chapitre présente un résumé bibliographique des modèles analytiques et/ou numériques décrivant les mêmes problématiques scientifiques que la nôtre.

Dans le quatrième chapitre, nous introduisons nos résultats de modélisations numériques du comportement mécanique de la phase du câble, sous sollicitations quasi-statiques.

Au sein du cinquième chapitre, nous présentons une modélisation numérique sous Comsol afin de faire le lien entre les propriétés mécaniques et physique de la phase (électrique et thermique).

Dans le sixième chapitre, nous présentons les diverses étapes de validations expérimentales de nos modélisations mécaniques en commençant par la conception d'un banc d'essais de fatigue, entièrement imaginé et mis en place par les moyens du Laboratoire d'accueil à l'Université Gustave Eiffel - Campus de Nantes (ex IFSTTAR).

Une conclusion générale et des annexes clôturent ce mémoire.

# Chapitre 1 : Energie éolienne offshore

# 1 Chapitre 1. Energie éolienne offshore

## 1.1 Contexte énergétique : focus sur l'éolien offshore

L'électricité joue un rôle central dans le fonctionnement de nos systèmes actuels. Son usage n'étant plus réduit désormais qu'au simple éclairage comme ce fut le cas au début du 20ème siècle. L'apport d'énergie électrique est assuré via plusieurs ressources de production. En Europe, les principales ressources ainsi que leur contribution à l'apport global sont représentées dans la figure (1.1).

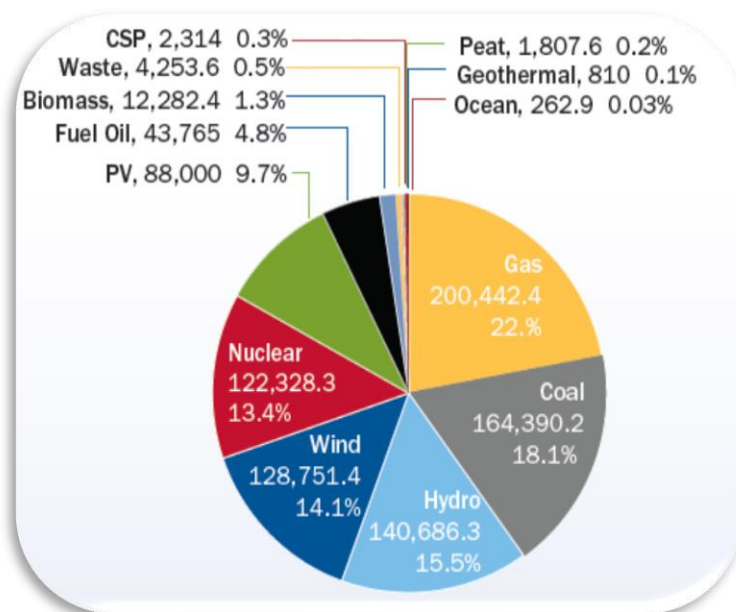


Figure 1.1: Mix Énergétique de l'UE en 2014 (Source EWEA).

En 2014, l'apport de l'éolien dans le mix énergétique Européen s'élevait à plus 14%. Il représentait à peine 2.4% dans les années 2000. L'énergie éolienne a été exploitée depuis au moins 3000 ans. Le vent a été utilisé pour fournir l'effort mécanique nécessaire au fonctionnement des pompes à eau et des moulins dans le domaine agricole. La fluctuation du vent et l'avènement des moteurs à combustibles au début du 20ème siècle, a conduit au remplacement de l'énergie éolienne par les ressources d'énergie fossiles.

En 1891. Poul La Cour a mis au point la première éolienne produisant de l'électricité. Le développement du potentiel de conversion d'énergie éolienne en électricité s'est poursuivi par la suite pendant la première et la deuxième guerre mondiale. Aucun usage à large échelle n'a

par ailleurs été envisagé à cette époque. A l'issue de la crise pétrolière en 1970, l'intérêt porté à l'énergie éolienne est réapparu, motivé par le besoin de ressources d'énergie durables et sûres [ACKE-05].

L'installation des éoliennes a débuté en premier lieu sur les territoires terrestres. Par manque d'espace et à cause des nuisances sonores, l'implantation d'éoliennes a été déportée sur des sites en mer appelés territoires offshore.

Le premier site de production d'énergie éolienne offshore à large échelle a vu le jour en 1991 (HORNS REV, Danemark) avec une capacité de production de 130 MW.

Au terme de l'année 2014, le continent européen totalisait plus de 2448 éoliennes offshore pouvant générer plus de 8 GW d'électricité. Cette filière de production est pressentie pour occuper un rôle important dans la production d'énergie. Le gisement en mer est très important et les couts de production de l'électricité à base de cette ressource sont en net recul d'années en années.

## 1.2 Fermes éoliennes offshore

Le concept de ferme ou parc éolien offshore désigne les sites en mer où sont installés les dispositifs de production d'électricité à base du vent marin. La ferme éolienne inclut l'ensemble des infrastructures permettant d'organiser la production d'énergie. La figure (1.2)

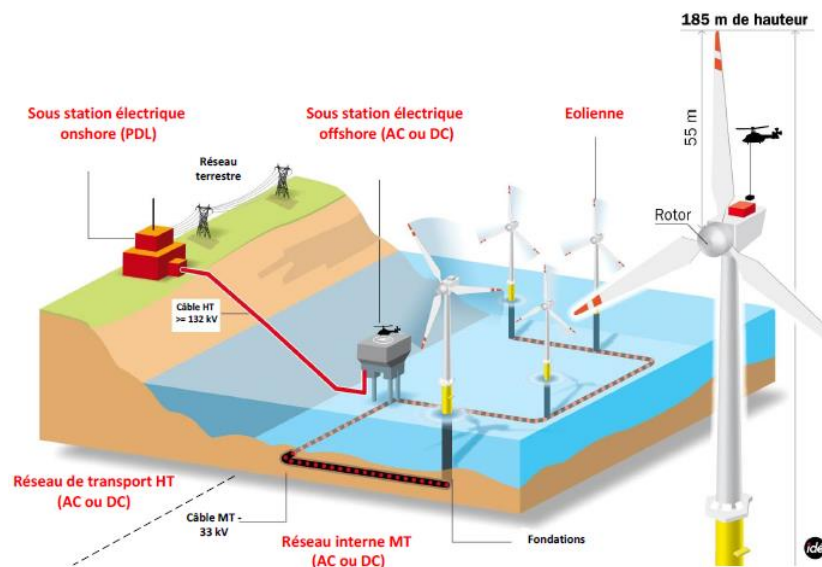


Figure 1.2: Installation de production d'énergie éolienne offshore [FUTU-12].

représente le schéma et les composants d'une ferme éolienne off-shore. Mis à part quelques différences, la plupart des fermes sont composées des éléments suivants [MADA-11] :

- Les turbines à vent (éoliennes).
- Une sous station en mer (optionnelle).
- Réseau électriques de collecte d'énergie et de transmission jusqu'au rivage.

Le cout opérationnel et le cout d'investissement des fermes éoliennes est très important.

Les éoliennes présentes dans les fermes offshore possèdent un axe de rotation horizontal. La figure (1.3) schématise les principaux composants d'une éolienne.

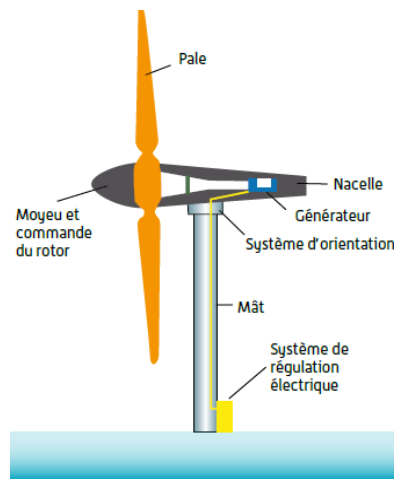


Figure 1.3: Composants d'une éolienne offshore [FUTU-12].

Les éoliennes sont placées au sein d'un périmètre marin présélectionné. Ce périmètre représente en général des caractéristiques naturelles dont la disponibilité de la ressource primaire qui est le vent. La distribution du vent est déterminée par une distribution de Weibull tandis que la production de la turbine à vent est donnée par la relation de l'équation (1.1).

$$P_{\text{éolienne}} = \frac{1}{2} \times \rho_{\text{air}} \times v^3 \times \pi \times R_t^3 \times C_p(\lambda, \beta) \quad (1.1)$$

$\rho_{\text{air}}$	La masse volumique de l'air [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$v$	La vitesse du vent [ $\text{m}/\text{s}$ ]
$R_t$	Le rayon des pales [ $\text{m}$ ]
$C_p$	Coefficient représentant l'énergie récupérable par l'éolienne sur l'énergie disponible
$\lambda$	La vitesse spécifique de la turbine
$\beta$	L'angle de calage ou « pitch » des pales

La figure (1.4) illustre les différents régimes de production d'une éolienne. Un vent trop faible ne permet pas de produire de l'électricité. A l'inverse un vent beaucoup trop fort menace la stabilité. La turbine y est stoppée pour des raisons de sécurité. En régime de fonctionnement nominal, si la vitesse du vent double, la puissance produite est multipliée par un facteur de 8 [MONJ-12].

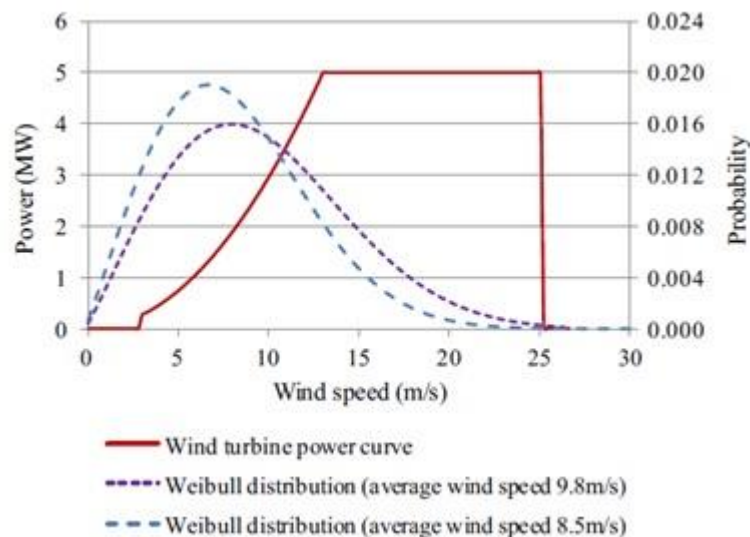


Figure 1.4: Courbe de production d'une éolienne et distribution du vent.

On distingue les générateurs à vitesse fixe et vitesse variable. Les générateurs à vitesse fixe sont réputés pour être fiables. Ils limitent cependant, la puissance produite par l'éolienne. Il existe plusieurs types de générateurs à vitesse variable décrits dans [DUON-14]. L'évolution qu'ont connue les éoliennes offshore concerne principalement la taille, le diamètre des rotors et par conséquent la capacité de production unitaire. En 2010, on disposait d'éoliennes d'un diamètre de 185m, capables de produire jusqu'à 6MW. L'énergie produite individuellement par le groupe d'éoliennes présents dans la ferme est collectée et transmis jusqu'au rivage à l'aide du réseau électrique offshore. Le fonctionnement de ce réseau est détaillé dans le paragraphe suivant.

### 1.3 Réseau électrique offshore

Le réseau électrique offshore permet d'interconnecter les dispositifs de production et de collecte d'énergie au sein de la ferme éolienne offshore. Il permet également d'acheminer l'énergie produite par ces dispositifs jusqu'au rivage et de l'intégrer au réseau terrestre. Le réseau électrique offshore comprend :

- Un système de collecte d'énergie



- Un système de transmission d'énergie

Le réseau électrique est composé de câbles d'énergie sous-marins ainsi que des composants d'électronique de puissance (convertisseurs, transformateurs, ...etc.).

### 1.3.1 Les câbles sous-marins

Il existe principalement deux types de câbles présents au sein du réseau électrique des fermes éoliennes :

- **Les câbles de transmission** : utilisés pour le transport de l'énergie produite par les éoliennes jusqu'au point de collecte on-shore. On distingue les câbles de transport d'énergie en courant alternatif (AC) ou en courant continu (DC)
- **Les câbles ombilicaux** : utilisés pour l'inter connexion entre les éoliennes ou bien entre une éolienne et une sous station électrique.

#### 1.3.1.1 Les câbles de transmission

La transmission de l'énergie produite s'effectue pour des raisons économiques et de fiabilité en haute tension. Le niveau de tension utilisé pour la transmission d'énergie jusqu'au point de collecte on shore dépend de la taille de la ferme éolienne et de sa distance par rapport au rivage. La transmission d'énergie en moyenne tension (33 kV) peut être envisagée pour les fermes de petite taille peu distancé du rivage.

Le modèle de calcul du cout d'un câble de transmission (AC et DC) dépend de la puissance nominale transportée exprimée généralement en Watt ou en Volt Ampères.

Pour un câble AC le cout est représenté par les équations (1.2).

$$Cout_{AC} = A_p + B_p \exp\left(\frac{C_p S_n}{10^8}\right) \quad (1.2)$$

$$S_n = \sqrt{3} \cdot U_{nom} \cdot I_{nom}$$

$Cout_{AC}$	Le cout du câble AC [SEK/km]
$U_{nom}$	Tension nominale [V]
$I_{nom}$	Courant nominal [A]
$A_p, B_p, C_p$	Constantes relatives au cout qui dépendent de $U_{nom}$
$S_n$	Puissance nominale du câble [VA]

Pour un câble DC, le cout s'exprime en fonction de la relation (1.3)

$$Cout_{DC} = A'_p + B'_p S_n \quad (1.3)$$

$$S_n = U_{nom} \cdot I_{nom}$$

$Cout_{DC}$	Le cout du câble DC [SEK/km]
$U_{nom}$	Tension nominale [V]
$I_{nom}$	Courant nominal [A]
$A'_p, B'_p$	Constantes relatives au cout qui dépendent de $U_{nom}$
$S_n$	Puissance nominale du câble [VA]

Il apparaît ainsi que le cout d'un câble AC augmente de manière exponentielle en fonction de la puissance nominale du câble. L'augmentation est linéaire pour un câble DC [LUND-03].

Les câbles sous-marins de transmission AC sont constitués de trois conducteurs (trois phases) entourés par plusieurs couches de protection. Les interstices entre les phases contiennent un matériau de bourrage et si nécessaire une ou plusieurs fibres optiques pour des raisons de communication ou de protection.

La figure (1.5) décrit les composants principaux d'un câble sous-marin de transmission triphasé, le détail de cette structure sera apporté dans le chapitre 2 de ce rapport.[DTC-14]

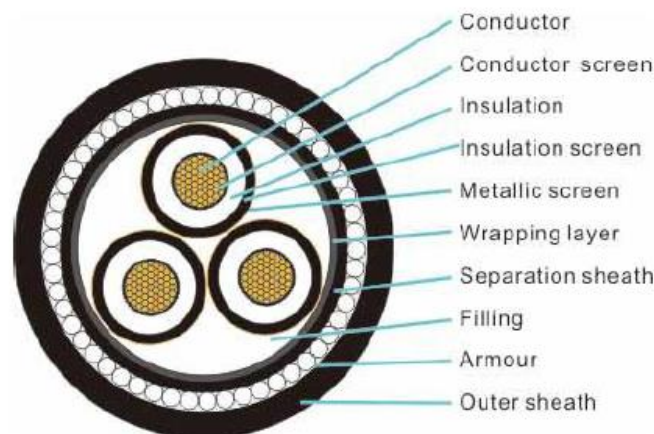


Figure 1.5: Câble sous-marin de transmission triphasé [DTC-14].

### 1.3.1.2 Les câbles ombilicaux

Le savoir-faire des câbles ombilicaux a été essentiellement inspiré de l'industrie d'extraction du pétrole et du gaz offshore.

Dans le contexte des fermes éoliennes on distingue les ombilicaux de type statique et dynamique. Dans le cas où la structure repose sur des fondations (sous station ou éolienne), les ombilicaux sont de type statique. L'ombilicaux est conduit jusqu'au fond marin en longeant la structure elle-même. Le câble statique ombilical est conçu avec des grandes résistances de traction axiale et de compression afin de maximiser l'état de fatigue des conducteurs pendant l'installation et le fonctionnement. Dans le cas où la structure serait flottante, le câble ombilical est de type dynamique. La figure (1.6) schématise les principales dispositions d'un câble ombilical de type dynamique.

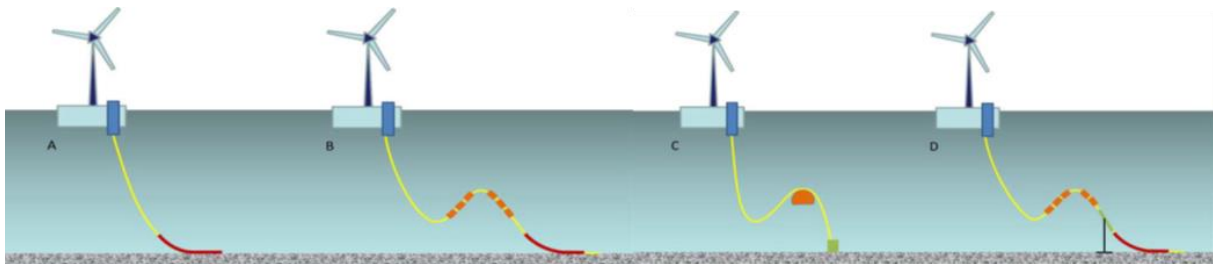


Figure 1.6: Principales dispositions d'un câble ombilical dynamique.

Le câble ombilical dynamique est soumis à une forte contrainte de la part des courants marins, d'où la nécessité de prévoir une protection mécanique adéquate. La figure (1.7) représente la structure d'un ombilical.

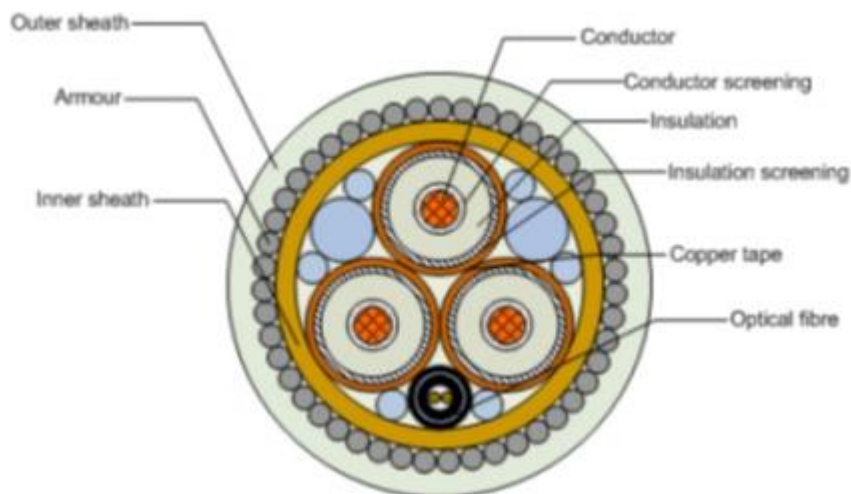


Figure 1.7: Vue en coupe d'un câble ombilical (source : Nexans).

## 1.4 Fiabilité des fermes éoliennes

La fiabilité des fermes éoliennes est un sujet traité dans la littérature via des études individuelles sur les composants de la ferme. Etant donné que la technologie des éoliennes offshore demeure assez nouvelle, les données de fiabilité sont issues des fermes on shore.

Les données de fiabilité issues des fermes on shore suggèrent que les composants électroniques de puissance enregistrent le plus grand nombre de défaillance.

Le temps d'indisponibilité des sites de production offshore à la suite d'une défaillance engendre un cout économique important. Ce temps atteint en moyenne les 60 jours. Cette longue période est due à l'usage de navires spécialisé dans la réparation qui ne sont pas immédiatement disponibles. Les conditions météo peuvent rendre également le milieu marin difficilement accessible.

La redondance du système de câblage permet d'augmenter la fiabilité de l'installation, le cout économique est par contre très élevé.

Le câble sous-marin est par construction robuste, la plupart des défauts sont causés par un élément extérieur qu'une défaillance interne.

Plusieurs auteurs ont conduit des études de fiabilité sur les composantes d'une ferme éolienne.

## 1.5 Conclusions

L'énergie éolienne possède un potentiel de développement des plus importants parmi les autres ressources de production d'énergie renouvelables. La filière de production en mer appelée éolienne offshore apparait comme une filière d'avenir à cause de l'importance du gisement dans les territoires marins.

Les fermes éoliennes offshore sont des installations dont le cout d'investissement est considérablement élevé. Ce cout englobe non seulement le design et l'installation mais aussi celui de la maintenance durant la période de fonctionnement de ces sites. Les pertes en production dues aux longues périodes d'indisponibilité à la suite d'une défaillance engendrent un cout économique important. Les conditions maritimes difficiles, la distance par rapport au rivage rendent couteux et difficile l'accès à ces sites. Tous ses paramètres réunis influencent le prix final du kWh d'électricité généré par cette ressource.

L'analyse de fiabilité, l'estimation des couts, l'optimisation de la maintenance sont des termes présents dans plusieurs études. La maintenance du réseau électrique.

Parmi les composants de ce réseau, les câbles sous-marins qui assurent la collecte et la transmission de l'énergie produite.

## **Chapitre 2 : Présentation technique des câbles sous-marins.**

## 2 Chapitre 2. Les câbles sous-marins

### 2.1 Contexte lié aux câbles d'énergie

Les premières découvertes du domaine des câbles d'énergie datent du milieu du 19<sup>ème</sup> siècle. A l'époque actuelle les câbles garantissent la transmission et la distribution d'énergie au sein du réseau électrique et dans les installations de production.

La figure (2.1) représente la famille des câbles d'énergie. On distingue, les lignes aériennes, les câbles enterrés et les câbles sous-marins.

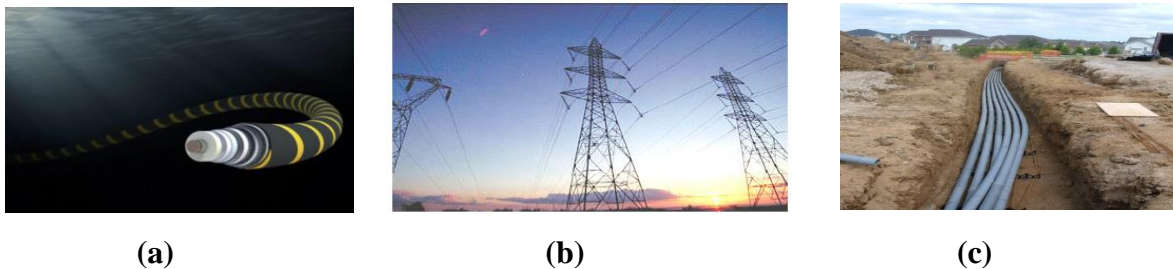


Figure 2.1: Famille des câbles d'énergie : (a) sous-marins, (b) lignes aériennes, (c) câbles enterrés.

A l'inverse des lignes aériennes, les câbles d'énergie enterrés et sous-marins représentent les câbles isolés. Trois technologies de câbles sont développées :

- les câbles isolés au papier imprégné,
- les câbles à isolation synthétique extrudée et
- les câbles à isolation gazeuse.

Depuis le début du 20<sup>ème</sup> siècle et pendant plus de 70 ans les câbles à isolation au papier imprégné d'huile ont principalement constitué l'isolation des câbles d'énergie. C'est dans les années soixante qu'un virage technologique a été amorcé. L'utilisation des matériaux synthétiques tel que le polyéthylène pure (PE) et le caoutchouc d'éthylène propylène (EPR) a permis de donner naissance à une nouvelle génération de câbles. Cette nouvelle génération porte le nom de câbles extrudés, en référence au processus industriel par laquelle ils sont fabriqués. Au début des années 1980, la réticulation du polyéthylène a permis d'améliorer ses propriétés thermomécaniques produisant un nouveau matériau du nom de XLPE (Cross Linked Polyéthylène). Les câbles à isolant gazeux, pour laquelle l'isolation électrique est donnée par l'hexafluorure de soufre (SF<sub>6</sub>) sous pression, aide à l'aboutissement des liaisons à HT de grandes puissances (supérieur à 2GVA) [PAYS-94].

Actuellement, les câbles au papier imbibé d'huile-résine ou d'huile, comme « Self Contained Oil-Filled Power Cable » [WORZ-09], sont rejetés en faveur des câbles à isolation synthétique au vu des nombreux avantages que garantit cette dernière technologie en matière de maintenance, de rendement, capacité de transport, de température maximales tolérée, du coût et de poids.

En ce moment les câbles extrudés couvrent une large gamme de tension jusqu'à 500 kV [VOGE-09], grâce à leur fiabilité, aux faibles pertes de transport de courant et le peu de maintenance qu'ils nécessitent.

Le tableau (2.1) montre l'évolution et le développement de câbles XLPE. Ces chiffres concernent le constructeur de câbles en Nexans [NEX-06] :

Date	Evènement
1974	Livraison du premier câble haute tension a isolant solide
1977	Livraison du premier câble 150kV extrudé
1983	Livraison du premier câble 220kV isolé à l'XLPE
1987	Production du premier câble 275kV isolé à l'XLPE
1989-1991	Production du premier câble 400kV isolé à l'XLPE
2006	Production du premier câble 220 kV isolé à l'XLPE d'une section de 2500mm <sup>2</sup>

Tableau 2.1 : Evolution de câbles XLPE (Source Nexans).

## 2.2 Composition des câbles d'énergie

La figure (2.2) représente les différents composants d'un câble d'énergie. Les câbles isolés modernes sont composés d'une ou de plusieurs âmes conductrices en cuivre ou en aluminium dans lesquelles circulent le courant. Les détails techniques de constitution de ces câbles peuvent être fournis très en détails dans de nombreuses références [NEX-06], [PAYS-94], [DELB-00], [GRAI-98] et [WORZ-09].



Figure 2.2: Composition d'un câble tripolaire à HT – Source : Nexans.



Figure 2.3: Technologies des câbles sous-marins DC à HT : (à gauche) câble à isolation polymérique, (à droite) câble de type Paper-insulated mass-impregnated – source ABB.



33 kV 3 x 150 mm <sup>2</sup>					
Courant nominal [A]	Température [°C]	Pertes Diélectriques [kW/ km]	Pertes dans les Conducteurs [kW/km]	Pertes dans l'écran [kW/km]	Pertes dans l'armure [kW/km]
70	20.5	0.06	1.8	0.1	0.3
140	25.0	0.06	7.5	0.5	1.2
210	32.8	0.06	17.5	1.1	2.7
280	44.5	0.06	32.3	1.8	4.7
350	60.5	0.06	53.3	2.7	7.4
33 kV 3 x 400 mm <sup>2</sup>					
420	43.5	0.08	29.2	5.3	10.8
490	52.8	0.08	40.9	7.1	14.8
560	64.2	0.08	55.3	8.9	19.4
33 kV 3 x 630 mm <sup>2</sup>					
630	59.0	0.10	46.0	11.0	24.3
700	68.9	0.10	58.0	13.2	30.3

Tableau 2.2 : Evolution des pertes dans un câble en AC 33 kV isolé en XLPE [CAPE].

## 2.2.1 Conducteur

Le conducteur d'un câble d'énergie haute-tension est fabriqué à base de cuivre ou d'aluminium. Sa section peut être circulaire, toronnée à l'aide de plusieurs fils ou encore de forme sectorielle. Les sections toronnées permettent d'augmenter la capacité de transport du courant électrique du câble tout en lui conférant une flexibilité mécanique. La figure (2.4) représente les différentes sections utilisées pour les câbles XLPE modernes.

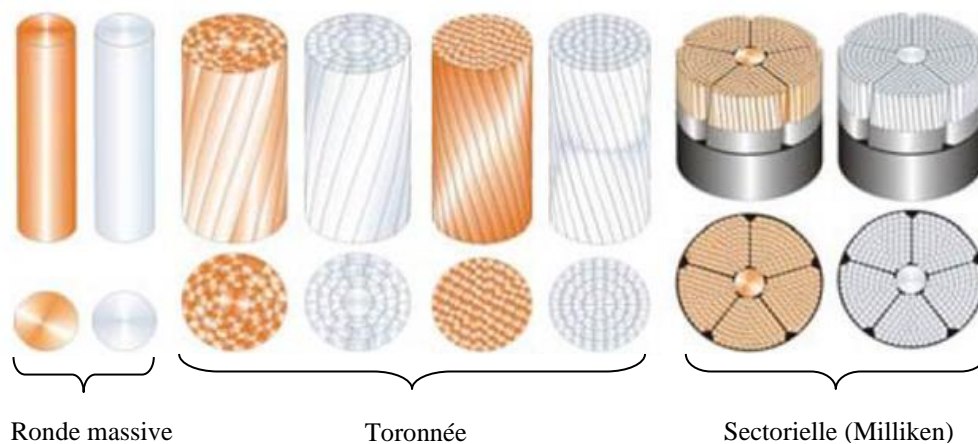


Figure 2.4: Différentes sections de conducteurs utilisés pour les câbles d'énergie.

Pour garantir le bon fonctionnement du câble, le design du conducteur doit tenir compte de certains types de phénomènes physiques. Parmi lesquels : l'effet de peau et l'effet de proximité. L'effet de peau représente la tendance en hautes fréquences du courant alternatif à circuler dans une section périphérique d'un conducteur massif. La largeur de cette section est appelée profondeur de peau. Elle est donnée par l'équation (2.1).

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{\pi f \mu \sigma}} \quad (2.1)$$

- $\delta$  Profondeur de peau (m)
- $f$  Fréquence (Hz)
- $\mu$  Perméabilité du matériau (H/m)
- $\sigma$  Conductivité du matériau (S/m).

A la profondeur de peau la densité de courant décroît d'un facteur de 0,67. Cette décroissance modifie l'impédance du conducteur. Une grande résistance induira plus de pertes et permettra de diminuer la capacité de transport de courant du câble [PAGN-11].

Le conducteur peut également être imprégné d'une poudre hygroscopique. Ce procédé constitue une barrière longitudinale contre la pénétration et la propagation d'humidité.

Dans le cas où le câble d'énergie possède un seul conducteur, il est dit monophasé. Le câble d'énergie avec trois conducteurs est un câble triphasé.

### 2.2.2 Isolant

L'isolant empêche l'écoulement du courant électrique entre deux conducteurs portés à des potentiels différents. La qualité d'un isolant est ainsi mesurée par sa grande résistance au passage de courant. Il doit satisfaire également les conditions suivantes : Non hygroscopique, non inflammable. Il doit posséder une grande résistance mécanique, une grande rigidité diélectrique et si possible produit à faible coût [MANT-12].

L'isolant est fabriqué par extrusion. La qualité de l'extrusion est critique afin de conserver la pureté du matériau isolant et diminuer le taux de cavités et de présence d'humidité. L'épaisseur de l'isolant lors de la phase de design du câble est choisie afin de lui permettre de supporter la grande contrainte électrique (champ électrique) générée par la circulation de courant à travers le conducteur.

### 2.2.3 Ecrans semi-conducteurs

La surface du conducteur central constituée de brins toronnés et celle de l'isolant sont enveloppées d'une fine couche appelé écran. L'écran permet fournir un état de surface

parfaitement lisse au conducteur et à l'isolant. L'homogénéité de l'état de surface diminue le risque d'accroissement local de la contrainte électrique. Une forte amplification de la valeur du champ électrique peut entraîner la dégradation ou le claquage irréversible de l'isolant.

Pour des raisons de compatibilité, l'écran semi-conducteur externe est conçu à partir du même matériau polymère que l'isolant. Du carbone est ajoutée au matériau de l'écran interne afin de rendre la couche au-dessus du conducteur semi-conductrice. Les normes industrielles exigent que la résistivité volumique soit en dessous de 100 ohm-cm pour l'écran interne et en dessous de 50 ohm-cm pour l'écran externe [HAN-06] .

## 2.2.4 Ecran métallique

Le rôle principal de l'écran métallique est de confiner le champ électrique. Il constitue également l'électrode de référence qui constitue un chemin de retour pour le courant. Les matériaux utilisés pour la construction de l'écran d'un câble extrudé sont le cuivre, l'aluminium ou le plomb.

Le champ magnétique généré par la circulation d'un courant alternatif dans le conducteur central induit un courant de Foucault qui circule dans l'écran métallique. La figure (2.5) illustre ce phénomène.

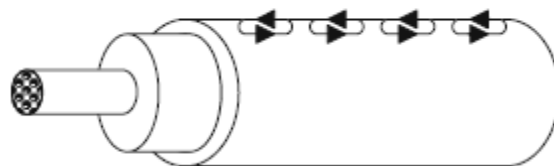


Figure 2.5: Courants induits dans l'écran métallique (source Nexans).

## 2.2.5 Gaine de protection externe

Afin de protéger les composants internes du câble, celui-ci est recouvert d'une couche appelée gaine. La gaine est fabriquée à l'aide matériaux comme le polychlorure de vinyle (PVC), ou le polyéthylène (PE) à faible et moyenne densité [VAHE-06].

## 2.2.6 L'armure

Les câbles sous-marins présentent une différence dans la composition par rapport aux câbles terrestres. En plus de couches classiquement présentes dans un câble d'énergie terrestre, les câbles sous-marins possèdent une couche supplémentaire appelée l'armure.

L'armure est constituée d'une ou deux couches de brins en acier ronds ou plats. Le rôle principal de l'armure est de réduire l'élongation du câble. Afin de protéger les brins d'acier de la corrosion qu'engendre la salinité du milieu marin, ces derniers sont entourés d'une fine couche de zinc d'une épaisseur de 50  $\mu\text{m}$ , les brins sont ensuite rincés avec du bitume sous haute température. L'armure est également enroulée de filins en polyéthylène afin de réduire les effets d'abrasion entre les brins pendant les opérations d'enroulement et de déroulage du câble (Source RTE).

## 2.3 Description de la phase étudiée

Un câble sous-marin de très haute tension est un assemblage de nombreux éléments, en commençant par des conducteurs, des isolateurs, des écrans et en arrivant à une armure en acier. Chaque élément a son propre rôle de maintenir le câble de THT en état seine pendant sa durée de vie et de l'empêcher d'une défaillance prématurée. Un câble sous-marin de THT est généralement constitué de conducteurs multiples (trois conducteurs pour câbles triphasés en courant alternatif), chaque conducteur étant composé de plusieurs fils en cuivre ou en aluminium. Un seul conducteur est construit d'une manière telle qu'un seul fil central est enroulé hélicoïdalement avec une couche de 6 fils suivie d'une couche de 12 fils à un angle hélicoïdal opposé à la couche précédente de 6 fils. Ces conducteurs sont également représentés par un brin "1 + 6 + 12". La figure 2.6 montre un câble d'alimentation sous-marin triphasé de type AC avec une image agrandie d'une seule phase (c'est-à-dire un seul conducteur).



Fig (a)



Fig (b)

Figure 2.6: (a) Câble sous-marin de très haute tension triphasé de type AC, protégé par des couches d'isolants, gaine et armure en acier. (b) Un conducteur (une seule phase) en cuivre de type "1+6+12", entouré par une couche d'isolant de type XLPE.

Tous les conducteurs à brins concentriques sont conçus selon la norme industrielle IEC (*International Electrotechnical Commission*) 60228, Classe 2. Les sections transversales de conducteurs standards selon la norme internationale de la Commission électrotechnique internationale sur les conducteurs de câbles isolés sont présentées dans le tableau 2.3.

Selon les normes industrielles, les fils de conducteur sont mieux décrits par leur section transversale que par leur diamètre. C'est parce que la section transversale est directement liée à leur poids et à leur capacité de charge maximale. Le nombre de brins d'un conducteur particulier n'est pas fixe et il dépend de la taille du conducteur souhaité et de la section transversale souhaitée.

0.5 mm <sup>2</sup>	0.75 mm <sup>2</sup>	1 mm <sup>2</sup>	1.5 mm <sup>2</sup>	2.5 mm <sup>2</sup>	4 mm <sup>2</sup>
6 mm <sup>2</sup>	10 mm <sup>2</sup>	16 mm <sup>2</sup>	25 mm <sup>2</sup>	35 mm <sup>2</sup>	50 mm <sup>2</sup>
70 mm <sup>2</sup>	95 mm <sup>2</sup>	120 mm <sup>2</sup>	150 mm <sup>2</sup>	185 mm <sup>2</sup>	240 mm <sup>2</sup>
300 mm <sup>2</sup>	400 mm <sup>2</sup>	500 mm <sup>2</sup>	630 mm <sup>2</sup>	830 mm <sup>2</sup>	1000 mm <sup>2</sup>

Tableau 2.3 : Différentes sections de conducteurs en cuivre (Nexans).

A voir la complexité d'étudier le câble, nous avons décidé d'étudier qu'une seule phase du câble. Cette étude est complexe car la phase est composée de plusieurs matériaux (Cuivre, XLPE) de comportement très différents (métal, polymère).

La figure (2.7) montre la phase étudiée avec une coupe qui montre les différentes composantes de cette phase. Cette phase est composée par un conducteur, un écran conducteur (1<sup>ère</sup> couche semi-conducteur), un isolant, un écran d'isolation (2<sup>ème</sup> couche semi-conducteur) et une gaine. Le tableau 2.4 donne les données géométriques de cette phase de section 120 mm<sup>2</sup>.

Conducteur	Diamètre du conducteur toronné en cuivre	12.9 ± 0.1 mm
Ecran semi-conducteur	Épaisseur nominale Couche extrudée de polyéthylène réticulé semi-conducteur	1 mm
Isolation	Épaisseur nominale Diamètre extérieur de l'isolant	8 mm 31.3 ± 0.5 mm
Ecran d'isolation	Épaisseur nominale Couche extrudée de polyéthylène réticulé semi-conducteur Diamètre extérieur de couche semi-conducteur	1 mm 33.3 ± 0.6 mm
Gaine en PE	Épaisseur nominale Polyéthylène semi-conducteur	2.4 mm
Diamètre	Diamètre de la phase	38.1 ± 0.8 mm

Tableau 2.4 : Données de conception d'une phase. (Nexans).

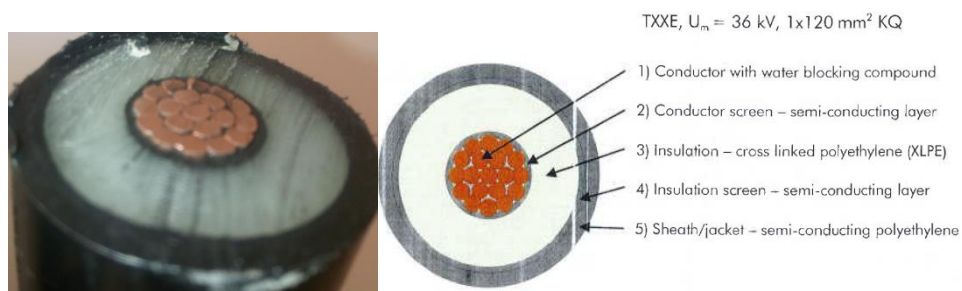


Figure 2.7: (a) Phase étudiée. (b) composantes de la phase étudiée (Source Nexans).

### 2.3.1 Conducteur en cuivre

Le cuivre est un conducteur électrique, sa conductivité est la plus élevée parmi toutes les conductivités de métaux commerciaux disponibles. Elle est de 65 % plus que la conductivité l'aluminium qui est un conducteur préféré dans les câbles d'alimentation. Le cuivre a une conductivité électrique élevée, une résistance mécanique et ductilité avec une bonne résistance à l'oxydation, au fluage, à la fatigue et à la corrosion. Ces caractéristiques rendent le cuivre le métal le plus préféré pour les câbles sous-marin.

Les échantillons utilisés dans les expériences sont constitués de conducteurs en cuivre-ETP de section  $120 \text{ mm}^2$  et de diamètre de  $12.9 \pm 0.1 \text{ mm}$ . Le cuivre-ETP-*Electrolytic Tough Pitch Copper*- est l'alliage de cuivre le plus utilisé (pureté de presque 99,5 %) dans les applications électriques comme les barres omnibus, les enroulements et les composants de moteurs / transformateurs, des câbles d'alimentation.... Il existe plusieurs types de conducteurs en cuivre utilisés dans les câbles d'alimentation, dont quelques-uns ont été expliqués avant. Comme déjà mentionné, les échantillons utilisés dans l'expérience sont de type "1 + 6 + 12". Chaque fil du conducteur "1 + 6 + 12" a un diamètre initial de 2,5 mm, mais lors de sa fabrication, les fils hélicoïdaux sont compactés à un diamètre réduit comme le montre la figure (2.8). Bien que ces petites irrégularités ne jouent pas un rôle important sur la conductivité électrique, mais elles affectent les propriétés mécaniques du conducteur. Les recherches qui ont étudié le comportement en fatigue de différentes couches de conducteurs pour trouver l'effet des irrégularités de surface sur les fils extérieurs. Elles ont signalé une différence des données de fatigue du fil extérieur et du fil central, citant la raison des irrégularités de surface. Il est important de mentionner ici que nous n'avons pas l'intention d'effectuer des expériences sur des fils individuels et que toutes les expériences dans ce projet

impliqueront soit le conducteur "1 + 6 + 12", soit l'assemblage du conducteur et de l'isolant (Figure 2.6(b)). Tous les fils hélicoïdaux du conducteur ont un pas fixe et qui est égale de 225 mm dans cette expérience, il est trouvé par l'utilisation de la règle de pose à droite, l'angle de la couche hélicoïdale intérieur est de  $-4,1^\circ$  et de l'extérieur  $+7,3^\circ$ . Le pas du conducteur est optimisé dans le but d'obtenir les meilleures propriétés électriques et mécaniques.

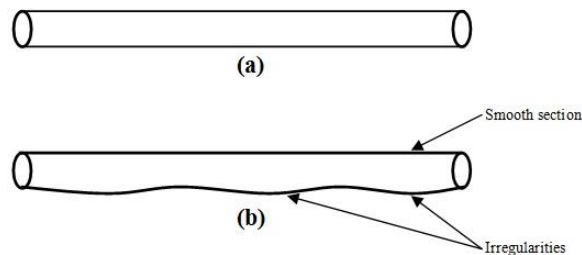


Figure 2.8: (a) Fil central avec un profil circulaire lisse. (b) Fil extérieur avec des irrégularités.

En conclusion, le conducteur de cette phase est de diamètre  $12,9 \pm 0,1$  mm qui est constitué de 19 fils en cuivre torsadés et compactés. Les interstices sont remplis par un composé de blocage de l'eau pour empêcher la pénétration longitudinale de l'eau dans le conducteur.

### 2.3.2 Isolant en XLPE

Le système d'isolation est en polyéthylène réticulé (XLPE), qui possède de très bonnes propriétés mécaniques, thermiques et électriques. Ce matériau a été introduit par Nexans dans les câbles sous-marins depuis plus de 30 ans et la conception a été utilisée dans plusieurs projets de câbles sous-marins. Ce système est construit comme suit :

- Couche extrudée de polyéthylène réticulé semi-conducteur
- Isolation extrudée de polyéthylène réticulé
- Couche extrudée de polyéthylène réticulé semi-conducteur

XLPE est une structure moléculaire tridimensionnelle avec une forte résistance à la déformation aux hautes températures. Le XLPE est formé à partir de polyéthylène (PE) sous l'application d'une haute pression et des additifs (les peroxydes organiques). La réticulation est réalisée en utilisant de l'azote sec à haute pression et à haute température. L'extrusion des trois couches est réalisée dans une seule tête d'extrusion triple, supprimant ainsi tout risque de contamination dans les interfaces.

XLPE étant de plus en plus utilisé comme isolant pour une grande variété de câbles d'alimentation. Cette utilisation est expliquée par plusieurs raisons. Parmi ces raisons, notons

(1) que le XLPE a d'excellentes propriétés électriques et physiques, (2) que sa facilité d'installation est très intéressante et (3) qu'il n'y a pas d'obligation d'utilisation d'une gaine métallique, compte tenu de ses propriétés mécaniques intéressantes. Tous les XLPEs sont fabriqués à l'aide d'une technologie d'extrusion haute performance afin d'éviter l'entrée de contaminants externes à l'intérieur du XLPE. Ceci est crucial pour empêcher en particulier les problèmes majeurs d'initiation et de propagation d'arborescences d'eau (*Water Treeing*).

La conception des isolants XLPE des câbles de puissance de moyenne et haute tensions est réalisée conformément aux normes et standards internationaux. L'isolant subit un haut flux électrique local en présence de fortes irrégularités dans le conducteur. Par conséquent, un soin particulier est apporté pour assurer un profil lisse au conducteur. Ceci est réalisé en remplissant les interstices inter-filaires par un écran conducteur de forme circulaire lisse sur lequel est extrudé l'isolant XLPE (dotés d'écrans semi-conducteurs réticulés). Au cours des années, les améliorations apportées à la technologie de fabrication de l'isolant XLPE l'ont rendu très résistant aux décharges partielles et à l'humidité. Donc sa durée de vie en a été améliorée. L'épaisseur de l'isolant autour du conducteur est un point important et ne dépend pas de la section transversale du conducteur mais de la tension nominale du câble. Cette épaisseur est directement proportionnelle à la tension nominale du câble, c'est-à-dire que l'épaisseur de l'isolant augmente quand la tension des câbles augmente. Dans notre étude, les phases utilisées sont constituées d'isolant d'épaisseur 8 mm. Le XLPE a de meilleures propriétés thermiques que le polyéthylène ordinaire et est conçu pour supporter une température maximale continue de 90 ° C ainsi qu'une température de court-circuit maximale de 250 ° C. Le matériau d'isolation a une rigidité diélectrique élevée, une faible constante diélectrique, une résistance d'isolation élevée et un très faible taux d'absorption d'eau.

### 2.3.3 Gaine en PE

Une gaine polymérique est appliquée directement sur l'écran d'isolation pour assurer une protection mécanique et aussi comme barrière contre l'exposition directe de l'eau de mer. La gaine est semi-conductrice pour assurer des potentiels électriques égaux sur tous les écrans métalliques entourant les phases de puissance, et pour annuler les courants de charge dans les écrans métalliques pendant le fonctionnement normal.



## **Chapitre 3 : Bibliographie des modèles analytiques existants**

# 3 Chapitre 3. Bibliographie des modèles analytiques existants

## 3.1 Introduction

Avant d'étudier l'influence de l'état mécanique d'un câble électrique HT sur son comportement électrothermique, il faut étudier son comportement mécanique. Pour étudier ce comportement, nous avons choisi de passer par une modélisation numérique. La modélisation numérique de ce câble est très compliquée à cause de sa géométrie et le choix a été fait de passer par la phase uniquement. Ce choix se justifie le banc d'essais sur phase mis en place dans le cadre de cette thèse et donc par la possibilité d'essais expérimentaux qui ont pu être conduits, permettant de confronter nos modèles numériques à la réalité des essais.

La phase est un matériau composé (Cuivre, XLPE et PE) et est aussi compliquée à modéliser numériquement. Pour cette raison et comme précisé dans l'introduction, nous avons modélisé le comportement du conducteur de la phase. Cette étude n'était pas facile à cause de la complexité de la géométrie du conducteur (1+6+12 ou 1+6) et la complexité des phénomènes mécaniques générés lors des sollicitations (frottement, glissement et fatigue par *fretting*). Nous avons modélisé le comportement du conducteur en traction, en torsion et en fatigue. Les objectifs de cette modélisation sont :

- D'évaluer l'influence de la longueur du pas,  $p$  (ou l'angle d'hélice  $\alpha$ )
- D'évaluer les effets du coefficient de frottement sur la courbe de traction (Contrainte-Déformation)
- de modéliser et d'analyser les effets des divers mécanismes d'endommagement comme l'écroutissage local d'un fil ou plusieurs fils et la rupture d'un fil ou plusieurs fils du conducteur.

Nous proposons dans ce chapitre les différents modèles analytiques existants pour étudier les câbles métalliques ainsi que les étapes qui nous avons suivies pour créer notre modèle sur Abaqus. Notons que la bibliographie des câbles en cuivre est quasi-inexistante, ce qui nous a considérablement gênés dans notre étude. Les câbles en acier ont été une source d'inspiration certes, mais très éloignée de la réalité des câbles en cuivre. Ce dernier est intrinsèquement excellent conducteur, mais possède par contre de très piètres propriétés mécaniques (a contrario des aciers).

## 3.2 Description de la géométrie du câble utilisée

Deux modèles sont nécessaires pour étudier le comportement d'un câble métallique : un modèle 1+6 ou monocouche pour les structures supérieures (câble ou toron), et un modèle multicouche destiné aux structures inférieures (brin, brin assemblé, toron à grand nombre de constituants (figure 3.1).

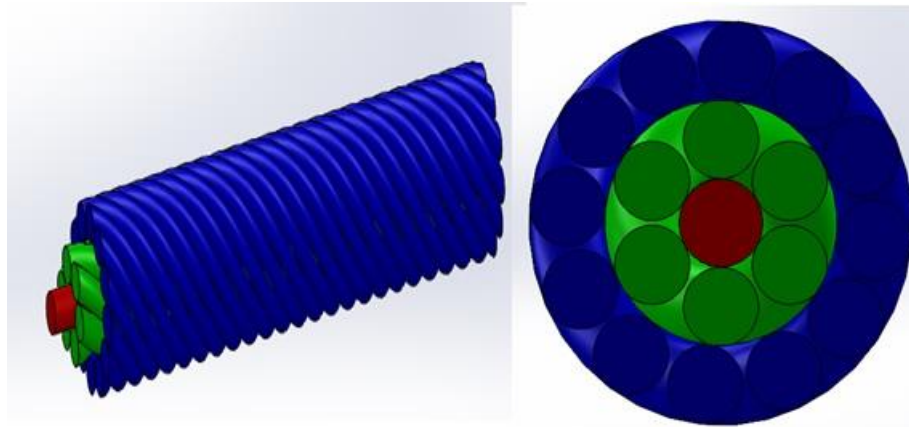


Figure 3.1: Structure multicouche constituée d'un grand nombre de constituants élémentaires.

Les câbles monocouches auxquels nous nous intéressons dans ce chapitre sont réalisés à partir d'une couche de  $m$  constituants appelés fils, de section considérée circulaire de rayon  $R_w$ , enroulés autour de l'âme, en général,  $m$  vaut 6, d'où l'appellation classique (1+6) pour un câble tel que celui illustré par la figure 3.2. L'âme est également considérée de section circulaire de rayon  $R_c$ . La ligne moyenne d'un fil extérieur forme une hélice de rayon  $R_h = R_c + R_w$ . L'angle d'enroulement  $\alpha$  est mesuré entre la tangente à cette hélice et l'axe du câble (figure 3.2). Cet angle est déterminé par la relation suivante :

$$\tan(\alpha) = \frac{2\pi R_h}{p} \quad (3.1)$$

Où  $p$  est la longueur de pas d'un fil hélicoïdal et  $R_h$  est le rayon d'hélice. Le rayon du ce câble  $R_g$  est égale le rayon de l'âme  $R_c$  plus deux fois le rayon du fil extérieur  $R_w$ . Donc, la relation entre les différents rayons est :

$$R_g = R_c + 2 \times R_w \quad (3.2)$$

La taille de l'âme est une taille suffisamment grande pour éviter que les fils hélicoïdaux se touchent entre eux, si bien que les contacts ont lieu entre l'âme et les fils seulement. Cela implique que l'inégalité suivante est strictement respectée.

$$R_w + \sqrt{1 + \frac{\tan^2(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{m})}{\cos^2(\alpha)}} < R_h \quad (3.3)$$

Où  $R_w$  est le rayon du fil extérieur,

$R_h$  est le rayon d'hélice,

$m$  est nombre de fils dans la couche, et

$\alpha$  est l'angle d'enroulement

Cette relation entre  $R_w$ ,  $R_c$ ,  $\alpha$  et  $m$  a été établie par Costello.

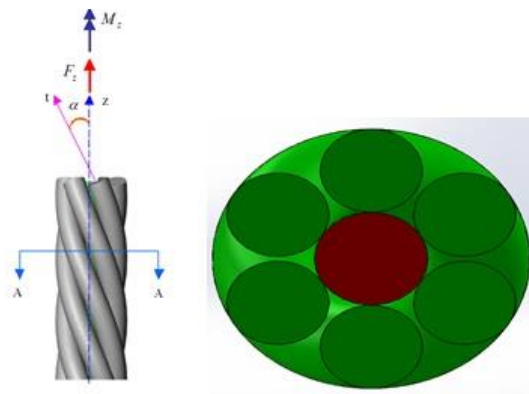


Figure 3.2: Construction du câble 1+6 (une âme et 6 fils) et vue en coupe A-A de sa section.

### 3.3 Etude analytique d'un câble métallique

Les câbles de transport électrique de très haute tension sont dimensionnés de telle façon à présenter une contrainte de traction élevée, alors que leurs capacités à s'opposer à des contraintes complexes sont médiocres. La plupart des études effectuées sur les câbles métalliques sont des études sur le comportement de câble lorsqu'il est soumis à un chargement axial. Ces études ont fourni de nombreux modèles analytiques de câbles métalliques qui sont basés sur la théorie de poutre courbe, et sont donc bien adaptés à la construction des câbles 1+6, dans lesquels, du fait du faible nombre de constituants, les raideurs de torsion et de flexion jouent un rôle important dans la réponse globale de la structure.

Ces modèles qui sont basées sur la théorie de poutre courbe sont : le modèle de Hruska [HRUS-53], le modèle de McConnell et Zemek (1982) [MCCO-82], le modèle de Machida et Durelli [MACI-73], le modèle de Costello [COST-97] et le modèle de Labrosse [LABR-98]. Les fils constitutifs dans ces modèles de câbles sont considérés comme des poutres hélicoïdales et, outre leur raideur en traction, leur raideur en torsion et éventuellement celle en

flexion sont prises en compte, sauf dans le modèle de Hruska [HRUS-53]. Ces modèles se différencient entre eux par plusieurs aspects relatifs au comportement des composants, au traitement du contact, à la tenue en compte de l'effet Poisson, à la formulation d'hypothèses cinématiques. On souligne qu'en chargement axial, il ressort de la littérature que le frottement, l'abaissement des fils et les non-linéarités géométriques ont un impact faible sur le comportement global du câble. D'autant plus, les contacts ont un aspect radial entre les fils extérieurs et l'âme.

Généralement parlant la loi du comportement du câble peut se traduire de la manière matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} F_z \\ M_z \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} k_{\varepsilon\varepsilon} & k_{\varepsilon\theta} \\ k_{\theta\varepsilon} & k_{\theta\theta} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_{z,z} \\ \theta_{z,z} \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

## **Chapitre 4 : Modélisation numérique du comportement mécanique de la phase en relation avec les mécanismes d'endommagement**

# 4 Chapitre 4. Modélisation numérique du comportement mécanique de la phase en relation avec les mécanismes d'endommagement

## 4.1 Introduction

Les câbles d'énergie sous-marins sont soumis à des environnements agressifs (contraintes mécaniques et/ou chimiques, etc.) pouvant détériorer leur état, diminuer et/ou annuler leurs performances. Il est donc important de pouvoir simuler les différents scénarios d'endommagement de ces câbles. Dans ce chapitre, nous allons simuler les mécanismes d'endommagement mécanique de câbles et dans le chapitre suivant nous allons simuler les effets de mécanismes d'endommagement mécanique sur les propriétés électriques et thermiques de câbles. A cause de la complexité de la géométrie du câble sous-marin HT, nous avons travaillé sur une seule phase parmi les 3 phases du câble.

Les travaux menés dans ce chapitre visent à étudier les effets des différents mécanismes d'endommagement du **conducteur filaire en cuivre** sur le comportement mécanique sous environnements quasi-statiques et en fatigue cyclique de la phase afin de corréler les niveaux de déformation atteinte aux mécanismes d'endommagement opérants et qui reflètent la prolifération des défauts microstructuraux au sein des composants de la phase (conducteur et isolants). Les différents mécanismes d'endommagement qui sont simulés dans ce chapitre sont l'effet du coefficient du frottement, l'effet du pas, l'effet de l'écroutissage, l'effet de la plasticité locale et l'effet de la rupture d'un fil ou plusieurs fils.

Le chapitre commence par une présentation générale de la méthode des éléments finis utilisée dans la simulation de la phase, suivie d'une bibliographie sur les premiers modèles éléments finis (EF) relatifs aux câbles. Ensuite, nous avons introduit les étapes de création de notre modèle EF sur Abaqus et enfin nous avons exposé et discuté les résultats obtenus.

## 4.2 Modélisation par éléments finis d'une phase du câble à haute tension (HT).

### 4.2.1 Modélisation par éléments finis (MEF)

L'équation (4.1) traduit localement le principe fondamental de la mécanique, appelée première loi de Cauchy, ou l'équation locale de la dynamique. Elle montre bien les liens entre l'état de contrainte en un point et les sollicitations extérieures.

$$\overrightarrow{\text{div}}\bar{\sigma} + \vec{f} = \rho\vec{\gamma} \quad (4.1)$$

Avec

$\rho$ : La masse volumique du corps étudié ;

$\vec{\gamma}$ : L'accélération de ce corps ;

$\vec{f}$ : La densité volumique des efforts extérieurs exercés à distance sur ce corps. Ce sont par exemple les forces de pesanteur, les forces d'inertie ou les forces électromagnétiques. Elles sont distribuées dans le volume du domaine ;

$\bar{\sigma}$  : Le tenseur des contraintes ou encore tenseur de Cauchy.

L'équation précédente devient équation 4.2 pour un corps, en mécanique statique

$$\overrightarrow{\text{div}}\bar{\sigma} + \vec{f} = \vec{0} \quad (4.2)$$

L'objectif est d'identifier le comportement mécanique du corps. Ce comportement est caractérisé par une courbe qui donne les contraintes en fonction des déformations ou la force en fonction du déplacement. Nous identifions ce comportement par la résolution du système suivant :

$$\begin{cases} \overrightarrow{\text{div}}\bar{\sigma} + \vec{f} = \vec{0} \\ \bar{\sigma} = C:\bar{\varepsilon} \\ \bar{\varepsilon} = \nabla\vec{u} \\ \vec{u} = \vec{u}^{\sim} \text{ sur } \delta\Omega_u \\ \vec{t} = \bar{\sigma}\vec{n} \text{ sur } \delta\Omega_\sigma \end{cases} \quad (4.3)$$

Où

C: Le tenseur d'ordre 4 qui représente les propriétés matérielles de notre corps ;

$\vec{f}$ : La densité volumique des forces extérieures ;



$\bar{\sigma}$ : Le tenseur des contraintes ;

$\bar{\epsilon}$ : Le tenseur des déformations ;

$\vec{u}$ : Le vecteur de déplacement ;

$\vec{u}^{\sim}$ : Le vecteur de déplacement imposé sur la frontière du corps ( $\delta\Omega_u$ ) ;

$\vec{t}$ : Le vecteur de force surfacique imposée sur la frontière du corps ( $\delta\Omega_\sigma$ ).

Les deux derniers termes représentent les conditions limites de notre système.

Ce système est difficile de résoudre. On identifie une autre équation (4.4) par une étude énergétique

$$\iiint \sigma_{ij} V_{i,j}^* dV = \iiint f_i V_i^* dV + \iint T_i V_i^* dS \quad (4.4)$$

Où

$V_i^*$  : est un champ de vitesse virtuelle ;

$\sigma_{ij}$  : sont les composantes du tenseur des contraintes ;

$f_i$  : sont les composantes du vecteur de la densité volumique de forces extérieures ;

$T_i$  : sont les composantes du vecteur de la densité surfacique de forces extérieures ;

L'équation 4.4 s'écrit sous la forme suivante quand on utilise un champ de déplacement élémentaire au lieu d'un champ de vitesse virtuelle.

$$\iiint (\nabla \delta \mathbf{u})^T \nabla \mathbf{u} dV = \iiint \delta \mathbf{u}^T f_i dV + \iint \delta \mathbf{u}^T T_i dS \quad \forall \delta \mathbf{u} \quad (4.5)$$

La solution de l'équation est  $\mathbf{u}$  qui minimise le premier membre de l'équation 4.5 (l'énergie interne du corps). C'est difficile de trouver une solution exacte de cette équation. Néanmoins, il y a une méthode qui nous permet de trouver une solution numérique approchée, c'est la méthode des éléments finis. La méthode des éléments finis donne une solution approchée en suivant la démarche suivante :

- 1) Discrétiser la géométrie 3D en petits éléments simples : génération d'un maillage (éléments  $\Omega_e$  et nœuds  $x_i$ )
- 2) Définir des fonctions d'approximation polynomiales pour chaque nœud sur chacun des éléments. Les inconnues sont les déplacements aux nœuds  $\mathbf{u}$ .
- 3) Faire l'approximation que le champ de déplacement  $\mathbf{u}$  peut être écrit comme combinaisons linéaires de fonctions de base  $\mathbf{H}$  connues :

$$\mathbf{u}^h = \mathbf{H} \mathbf{q} \quad (4.6)$$

4) Résoudre le système qui se réduit alors à un système linéaire :

$$\mathbf{KQ} = \mathbf{F} \quad (4.7)$$

Où :

- $\mathbf{K}$  est la matrice de rigidité du système :

$$\mathbf{K} = \iiint (\nabla \mathbf{H})^T \nabla \mathbf{H} dV \quad (4.8)$$

- $\mathbf{Q}$  représente le vecteur des déplacements inconnus,
- $\mathbf{F}$  représente le vecteur des forces externes.

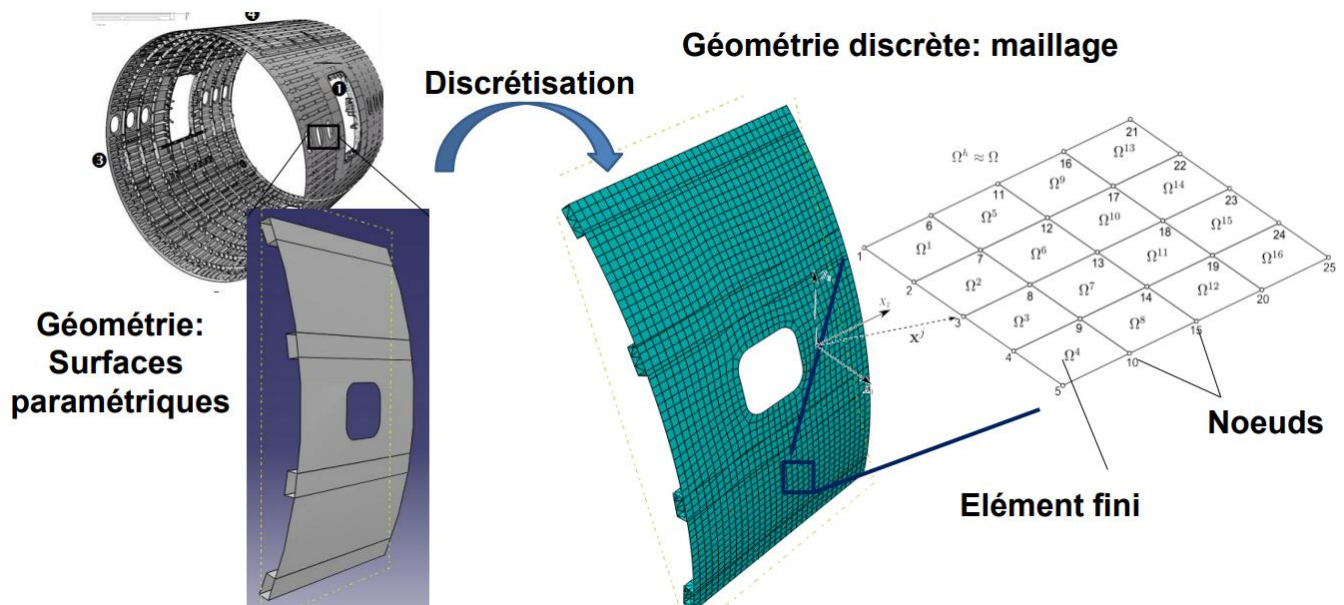


Figure 4.1: Discretisation de la géométrie 3D. (Source Abaqus)

La méthode des EF permet donc de convertir un système d'équations différentielles difficile à résoudre en un système d'équations linéaires simple.

En conclusion, le calcul par EF permet, entre autres, la simulation très précise et réaliste du comportement mécanique de structures complexes sans avoir à réaliser de prototype physique. Ainsi, en phase de conception, on peut tirer très avantageusement bénéfice du calcul par EF pour valider ou optimiser des composants ou assemblages complets du câble. Les premiers modèles EF de câble ont été très simplifiés, du fait de la faiblesse de puissance de calcul des ordinateurs. Ainsi, la description de la géométrie et des efforts inter-filaires était très grossière.

## 4.2.2 Modèles éléments finis (EF) des câbles

Les premiers modèles EF des câbles ont été construits à partir d'éléments déjà existants dans le code NASTRAN [NAWR-97]. En 1973, dans [CARL-73], les fils du câble ainsi que les liaisons entre fils sont modélisés par des EF du type « barres ». Dans [CUTC-87], les fils du câble sont modélisés par des éléments solides à 6 nœuds mais les liaisons entre fils sont assimilées à des ressorts.

En 1997, Nawrocki [NAWR-97] a réalisé un modèle EF de fil hélicoïdal (modèle poutre) pour l'étude du comportement mécanique des câbles mono-torons 1+6. Dans ce modèle, la variation du diamètre des fils et les déformations locales dues aux contacts inter-filaires (contact radial) sont négligées, mais l'effort tranchant dans la section des fils est pris en compte. Les frottements internes sont également négligés, mais tous les mouvements inter-filaires possibles (glissement, roulement et pivotement) sont modélisés. Il y est montré que le pivotement inter-filaire est le seul mouvement inter-filaire à avoir une influence notable sur la réponse globale d'un câble en chargement axial. Avec l'avènement d'ordinateurs plus puissants, les modèles EF permettent d'analyser le comportement local et global du câble de manière plus réaliste et approfondie.

En 1996, Chiang [CHIA-96] a utilisé le code ANSYS et des éléments solides 3D à 8 nœuds pour modéliser une petite longueur d'un toron (entre 0.1 et 0.35 de pas) de type 1+6 en chargement axial statique. Cette étude est réalisée pour déterminer l'influence de différents paramètres sur la raideur axiale et la répartition des contraintes entre les fils extérieurs et l'âme. Ces paramètres sont l'angle d'enroulement des fils, les conditions aux limites en rotation, la longueur du modèle, le rayon de l'âme, le rayon des fils extérieurs et les conditions de contact inter-filaire (non-glissement et glissement total).

Jiang et al. [JIAN-99] ont également utilisé le code ANSYS et des éléments solides à 8 nœuds pour modéliser 1/12 d'un toron (en exploitant la symétrie du toron) de 7 fils soumis à un chargement axial. Ils ont modélisé une petite longueur d'un toron (approximativement 1/1000 de pas).

### 4.2.3 Modèle EF 3D

Nous avons créé un modèle éléments finis sur Abaqus qui nous permet de modéliser le comportement mécanique de notre phase avec une longueur suffisamment grande et de simuler numériquement les divers mécanismes d'endommagement de notre phase. Grâce à ce modèle éléments finis, des effets non-linéaires tels que le contact, le frottement et la plasticité qui sont très difficiles à intégrer dans un modèle analytique, sont étudiés. Dans ce paragraphe, nous expliquons les étapes nécessaires à la création de notre modèle EF sur Abaqus. Mais d'abord nous commençons par présenter le logiciel utilisé.

#### 4.2.3.1 ABAQUS

ABAQUS est fondé en 1978 et considéré comme l'un des premiers fournisseurs mondiaux de logiciels et services pour l'analyse par éléments finis

La technologie, la qualité et la fiabilité sont les points forts de la gamme de logiciels d'ABAQUS. ABAQUS s'est imposé comme partie intégrante des processus de conception de société Dassault Systèmes qui est une société renommée mondiale dans tous les secteurs industriels. ABAQUS offre les meilleures solutions pour des problèmes linéaires, non linéaires, explicites et dynamiques. Le logiciel fournit un environnement inégalé pour l'analyse par éléments finis, proposant un grand nombre d'alternatives aux opérations impliquant des fournisseurs et des produits multiples.

ABAQUS est un progiciel de calcul éléments finis développé, qui se compose de trois produits : ABAQUS/Standard, ABAQUS/Explicit et ABAQUS/CAE.

ABAQUS/Standard est un solveur généraliste qui recourt à un schéma traditionnel d'intégration implicite.

Le solveur ABAQUS/Explicit emploie un schéma d'intégration explicite pour résoudre des problèmes dynamiques ou quasi statiques non linéaires.

ABAQUS/CAE constitue une interface intégrée de visualisation et de modélisation pour lesdits solveurs. Chacun de ces produits est complété par des modules additionnels et/ou optionnels, spécifiques à certaines applications.

Les produits ABAQUS, ABAQUS/CAE notamment, sont écrits intégralement avec les langages C++, Fortran pour les parties calcul et Python pour les scripts. La gestion de l'interface graphique est assurée par FOX Toolkit.

ABAQUS est très largement utilisé dans les industries automobiles et aéronautiques. En raison du large spectre de ses capacités d'analyse et de sa bonne ergonomie, il est également très populaire dans les milieux universitaires, pour la recherche et l'éducation. ABAQUS fut d'abord conçu pour analyser les comportements non-linéaires. Il possède en conséquence une vaste gamme de modèles de matériaux. Ses modélisations d'élastomères, en particulier, méritent d'être reconnues.

#### 4.2.3.2 Les étapes de création du modèle EF

Nous présentons dans ce paragraphe les étapes de la création du modèle de la phase. Ces étapes sont de :

- concevoir la géométrie de la phase (les caractéristiques géométriques).
- définir les propriétés matérielles de la phase modélisée.
- appliquer les conditions aux limites et le chargement qui dépend du test effectué.
- mailler notre phase avec un maillage très fin.
- définir les propriétés des interactions de la phase c'est-à-dire prendre en compte le contact et le frottement entre les brins de la phase.

#### 4.2.3.3 Conception de la phase sur Abaqus

La géométrie utilisée dans notre modèle est celle montrée dans le paragraphe (3.2). Il s'agit d'une couche de 6 fils, de section circulaire de rayon  $R_w$ , enroulés autour de l'âme qui est également de section circulaire de rayon  $R_c$ .

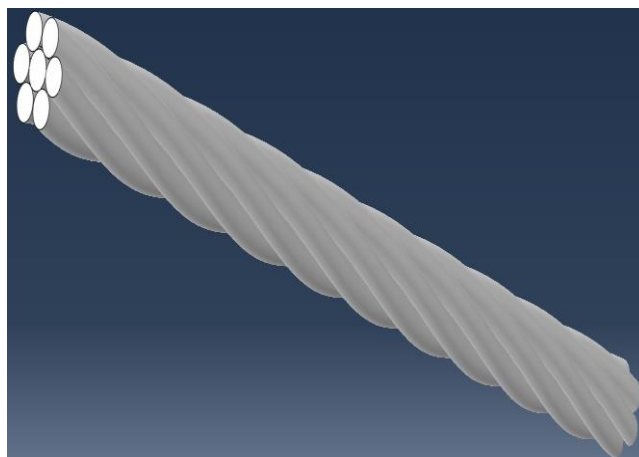


Figure 4.2: Géométrie du câble sur Abaqus.

Il y a deux méthodes pour concevoir cette géométrie. La première méthode est de concevoir l'âme et les 6 fils hélicoïdaux sous Abaqus et assembler les deux pièces pour obtenir la phase. La deuxième méthode est de créer un programme dans Python pour concevoir les fils hélicoïdaux en utilisant des équations paramétriques. Les caractéristiques de la géométrie de la phase sont :

- ✚ Rayon de l'âme :  $R_c=1.97\text{mm}$
- ✚ Rayon du fil hélicoïdal :  $R_w=1.865\text{mm}$
- ✚ Pas de 115mm sera varié pour évaluer l'effet sur le comportement de la phase.

#### 4.2.3.4 Caractérisation matérielle de la phase

Tous les fils de la phase sont en cuivre. La création de ce matériau sur Abaqus se fait par la définition de son comportement mécanique (Contrainte-Déformation). Ce comportement est défini par deux parties, une partie linéaire qui représente la partie d'élasticité du cuivre et une partie non-linéaire qui représente la partie de plasticité. La partie d'élasticité est caractérisée par le module d'Young,  $E$  et le coefficient de Poisson,  $\nu$ . Le comportement est défini par l'équation suivante :

$$\sigma = E\varepsilon \quad (4.9)$$

Dans Abaqus, un matériau parfaitement plastique (sans écrouissage) peut être défini et un écrouissage peut être spécifié. L'écrouissage isotrope, y compris l'écrouissage de Johnson-Cook, est disponible dans Abaqus / Standard et Abaqus / Explicit. De plus, Abaqus fournit un écrouissage cinématique pour les matériaux soumis à un chargement cyclique.

- ✚ Plasticité parfaite :

Une plasticité parfaite signifie que la contrainte ne change pas avec la déformation plastique c'est-à-dire que lorsque la contrainte est inférieure à la limite élastique, le matériau a un comportement élastique. Lorsque cette limite est atteinte, la plasticité parfaite peut être représentée par cette équation :

$$\sigma = \sigma_y \quad \forall \varepsilon_p > 0 \quad (4.10)$$

Où :

- $\sigma$  correspond à la contrainte ;
- $\sigma_y$  correspond à la limite élastique du matériau ;
- $\varepsilon_p$  correspond à la déformation plastique.

La courbe de la figure 4.3 (a) représente la courbe de déformation avec contrainte pour un matériau à la plasticité parfaite.

✚ Plasticité sous l'hypothèse d'un écrouissage isotrope :

L'écrouissage isotrope signifie qu'une dilatation homothétique du domaine d'élasticité par rapport au domaine initial est supposée connue. Dans ce cas, la contrainte est une fonction en fonction d'un module tangent  $E_T$  pour une loi de durcissement linéaire. La relation entre les contraintes et les déformations selon la loi du durcissement linéaire peut être représentée par le graphique de la figure 4.3 (b). Cette loi peut être modélisée par l'équation suivante :

$$\sigma = \sigma_y + E_T \varepsilon_p \quad \forall \varepsilon_p \geq 0 \quad (4.11)$$

Où  $E_T$  correspond à la pente de la courbe contrainte-déformation, appelée module tangent. Les valeurs de ce module sont exprimées dans les mêmes unités que le module d'Young. La figure 4.3 (c) montre une autre loi de durcissement non-linéaire qui donne la relation entre les contraintes et les déformations par l'équation :

$$\sigma = \sigma_y + K(\varepsilon_p)^n \quad \forall \varepsilon_p \geq 0 \quad (4.12)$$

Où

- $K$  est le coefficient de dureté. La valeur de ce coefficient est supérieure à 0 mais inférieure au module d'Young ;
- $n$  est l'exposant. L'exposant est une grandeur sans dimension. La valeur de l'exposant est supérieure à 0 mais inférieure ou égale à 1.

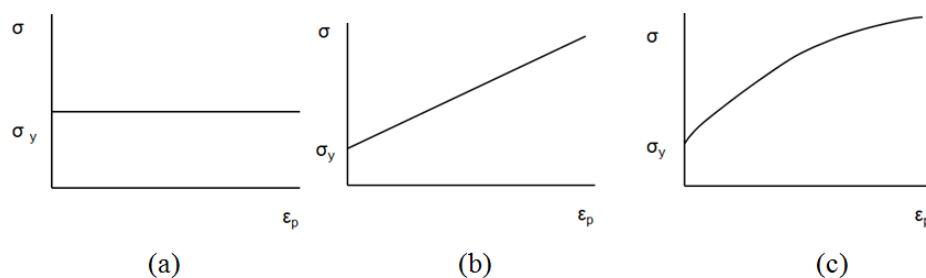


Figure 4.3: Lois de durcissement. (a) plasticité parfaite, (b) durcissement linéaire, (c) durcissement non-linéaire. (Source Abaqus)

Pour un essai cyclique, l'hypothèse d'écrouissage isotrope donne une courbe similaire à celle représentée sur la figure 4.4 (a). La limite d'élasticité en compression augmente comme celle de traction. On note que dans ce modèle l'énergie de déformation élastique pouvant être absorbée est de plus en plus importante et toujours identique en traction et compression.

#### ✚ Plasticité sous l'hypothèse d'un écrouissage cinématique :

Ce modèle suppose une translation sans déformation du domaine d'élasticité initial supposé connu. La translation est définie à partir de la courbe d'écrouissage monotone. Le modèle cinématique respecte l'effet Bauschinger, couramment observé pour les matériaux métalliques, à savoir un durcissement dans un sens (sens de l'écoulement plastique) et un adoucissement d'égale amplitude dans le sens contraire (décharge élastique).

La courbe correspondant à un essai cyclique avec écrouissage cinématique est illustrée sur la figure 4.4 (b). L'amplitude du domaine d'élasticité reste constante mais l'énergie élastique absorbée et pouvant être restituée dans un sens est toujours différente de celle dans l'autre sens.

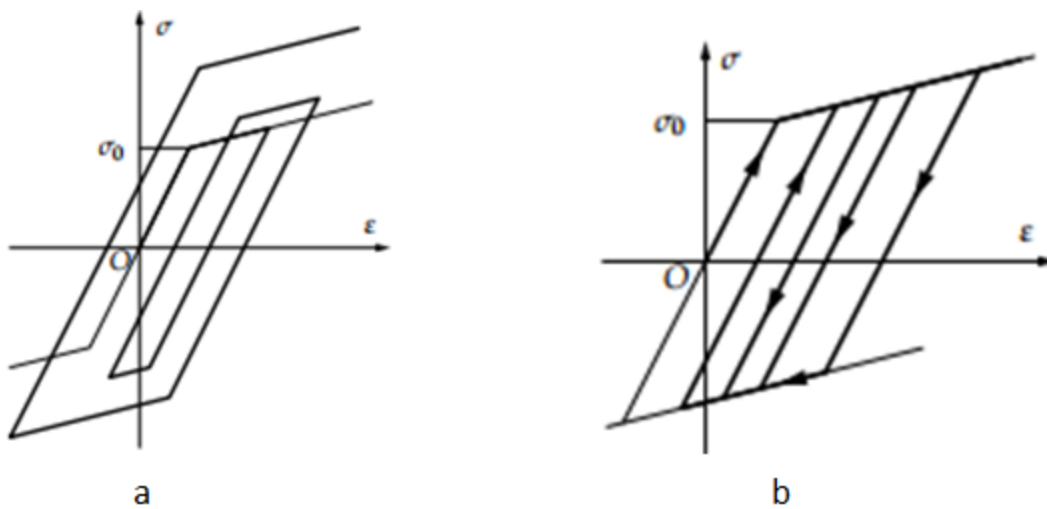


Figure 4.4: Allures d'un essai cyclique à l'hypothèse. (a) d'écrouissage isotrope, (b) d'écrouissage cinématique. (Source Abaqus)

En pratique, lors d'un essai cyclique, aucune de ces allures ne peut être observée. Il est possible de combiner ces deux modèles d'écrouissage pour essayer de se rapprocher au mieux de la réponse au chargement cyclique donné.

#### ✚ Modèle de Johnson-Cook

Le modèle de Johnson-Cook exprime la contrainte équivalente sous forme d'une fonction de 3 constantes du matériau :

- La déformation plastique
- La vitesse de déformation
- Les températures caractéristiques (ambiante, transition et fusion du matériau)



$$\sigma = [A + B\varepsilon^n] \times [1 + C \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}] \times [1 - \left(\frac{T-T_t}{T_{fusion}-T_t}\right)^m] \quad (4.13)$$

Elle est constituée, dans cet ordre, d'une expression d'écrouissage, d'une autre dynamique et une dernière d'adoucissement thermique. La première expression concernant l'écrouissage, traduit la contrainte d'écoulement à vitesse de déformation constante. A représente la limite d'élasticité, B le module d'écrouissage (paramètre linéaire de l'écrouissage. La deuxième expression désigne le durcissement dynamique du matériau. Cette expression est conséquente de la vitesse de déformation plastique et du coefficient C représentant le coefficient de dépendance à la vitesse d'écrouissage.

Le dernier terme de cette loi correspond lui au phénomène d'adoucissement thermique ayant lieu à partir du moment où la température du matériau est plus élevée que la température de transition, le coefficient m représentant donc l'exposant d'adoucissement thermique.

La partie modélisée de la phase (le conducteur) est en cuivre homogène et supposée isotrope (quoique le filage du cuivre relativise cette hypothèse). Un modèle élasto-plastique avec un écrouissage isotrope est défini pour modéliser notre conducteur. La partie d'élasticité est définie par le module d'Young, E, et le coefficient de Poisson,  $\nu$ , qui sont de 115 GPa et 0.33, respectivement. A partir de la contrainte de 135 MPa qui représente la limite d'élasticité du cuivre, le comportement plastique du cuivre commence. Ce comportement est défini par un écrouissage isotrope non-linéaire défini par l'équation 4.13. Les valeurs du coefficient de dureté K et de l'exposant d'écrouissage n pour le cuivre sont 480 MPa et 0.35 respectivement. La courbe d'écrouissage obtenue à partir du modèle d'écrouissage non-linéaire utilisé est entrée dans Abaqus sous la forme d'un tableau (contrainte/déformation plastique).

True stress	Plastic Strain
135	0
144.49	0.00934
159.94	0.018862
179.43	0.036475
200.38	0.057165
213.5	0.07583
230.5	0.093935
243.36	0.111747
256.98	0.129062
266.41	0.146372
279.25	0.163696
285.01	0.180613
306.45	0.212961
316.75	0.245001
328.69	0.276104
340.76	0.291917

Tableau 4.1 : Contrainte en fonction de la plasticité du cuivre.

#### 4.2.3.5 Chargements et conditions aux limites

Nous allons définir les chargements et les conditions aux limites utilisés pour les différentes simulations effectuées. Nous avons fait 3 types d'essais différents qui sont un essai de traction, un essai de traction-torsion et un essai de fatigue. Pour tous les cas de chargement, une extrémité ( $Z = 0$ ) est encadrée, le chargement (forces et moments) et les conditions aux limites cinématiques complémentaires étant imposés à l'autre extrémité ( $Z = L$ ) et en fonction du type de l'essai. Nous avons appliqué une force axiale pour l'essai de traction, une force axiale et un moment axial pour un essai de traction-torsion et un chargement cyclique pour un essai de fatigue.

Nous avons ajouté deux pièces à notre modèle qui modélisent les mors de notre banc et nous avons appliqué une pression sur la surface latérale pour modéliser l'effet de l'isolant sur le conducteur.

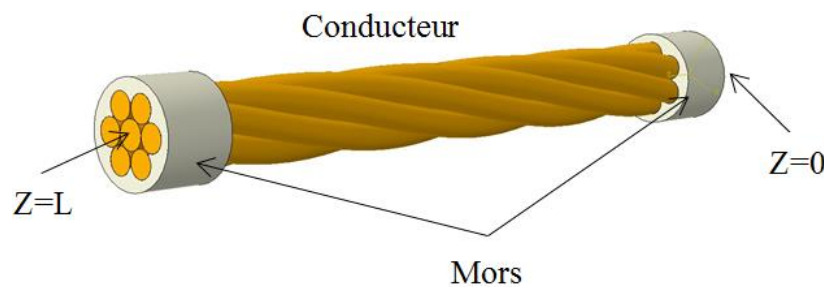


Figure 4.5: Conducteur modélisé avec les mors.

Pour appliquer les chargements et les conditions aux limites aux extrémités du conducteur, nous avons défini deux points de référence 1 et 2 montrés sur la figure 4.6, situés sur l'axe du conducteur et à une certaine distance par rapport aux extrémités. Ceci a été introduit afin de coupler tous les nœuds de chaque section transversale à un seul nœud, ce qui facilite l'application du chargement et des conditions limites. Le couplage défini entre le point de référence et la section transversale relie cinématiquement le point de référence aux nœuds de section transversale. Tous les nœuds de la section doivent être connectés de manière rigide au nœud de référence c'est-à-dire que tous les nœuds de la section (dit nœuds esclaves) restent strictement fixés les uns aux autres et suivent le mouvement du point de référence.

Nous avons fixé le point de référence 1 (RP 1) et appliqué une force axiale suivant l'axe  $Z$  sur le point de référence 2 (RP 2)  $F_z = 35$  kN pour un essai de traction. Pour l'essai de traction-torsion, nous avons appliqué une force  $F_z = 35$  kN et une rotation suivant l'axe  $Z$   $\theta_z = 0.35$

rad. Pour le dernier essai, nous avons appliqué un chargement cyclique. En raison de la contrainte du temps, nous avons pris un chargement cyclique avec 10 cycles. Le chargement cyclique montré sur la figure 4.7 est appliqué sur le point de référence 2 dans la direction z.



Figure 4.6: Points de référence.

Deux chargements sont effectués :

- ✚ Une contrainte maximale égale 80% de la limite élastique du conducteur
- ✚ Une contrainte maximale égale 100% de la limite élastique du conducteur.

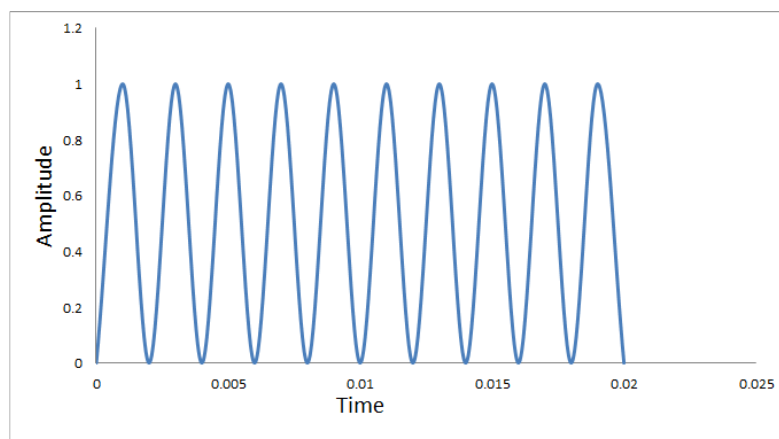


Figure 4.7: Chargement cyclique.

#### 4.2.3.6 Maillage

Deux types d'éléments de maillage ont été utilisés pour la discrétisation structurelle. Des éléments linéaires à intégration réduite de type C3D8R, composés de 8 nœuds et un point d'intégration, de formes parallélépipédiques, ayant comme degrés de liberté les trois déplacements dans les trois directions de l'espace (x, y, z) (figure 4.8).

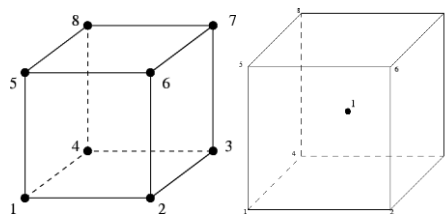


Figure 4.8: Eléments du type C3D8R avec un point d'intégration. (Source Abaqus)

Des éléments quadratiques du type C3D20, composés de 20 nœuds et de 7 points d'intégration, un point de centre du cube et les points au centre de chaque face. Chaque nœud a les trois déplacements dans les trois directions de l'espace (x, y, z) (figure 4.9).

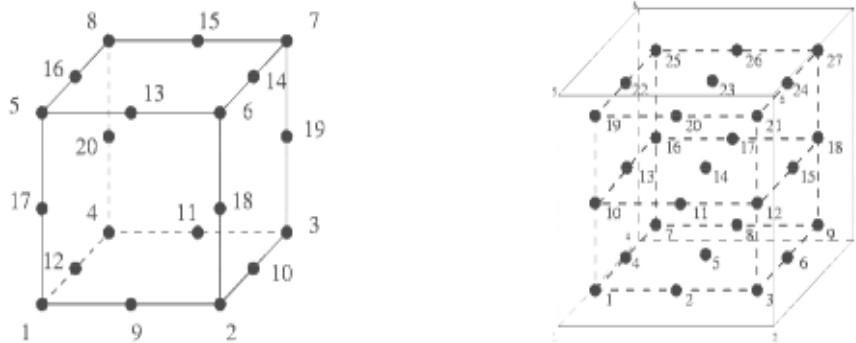


Figure 4.9: Eléments du type C3D20R avec les points d'intégration. (Source Abaqus)

Nous avons affiné les éléments de zones de contact. Au total, le problème à résoudre est composé de 25252 nœuds et de 23026 éléments.

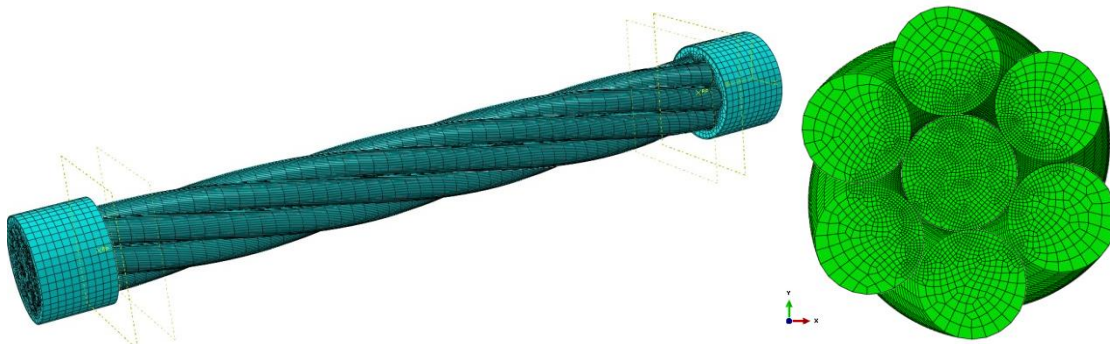


Figure 4.10: Structure maillée.

#### 4.2.3.7 Pression de contact

Le contact entre les constituants d'un câble est un élément important de la modélisation. Le problème de contact dans un câble est complexe d'un point de vue mécanique. En général, deux types de contact existent : le contact linéique est le contact entre l'âme et les fils hélicoïdaux (figure 4.11 a) et le contact tangentiel est le contact développé entre deux fils hélicoïdaux (figure 4.11 b). Dans la plupart des modèles, les effets du frottement et des déformations de contact sont négligés.

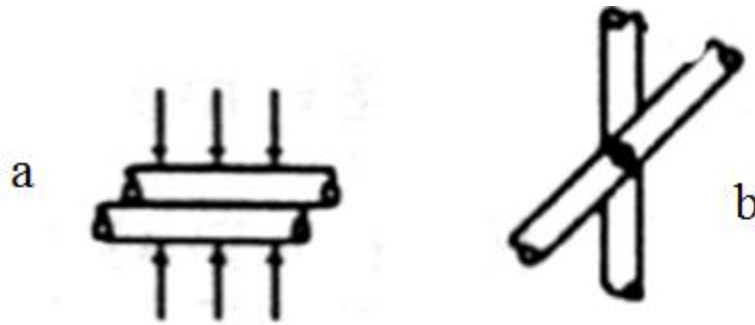


Figure 4.11: Différents modes de contact dans un conducteur : a) linéique, b) tangentiel.  
(Source Abaqus)

Au cours du chargement axial du notre conducteur, une force répartie  $X$  dans la direction normale se crée. Elle agit radialement vers l'intérieur à partir du centre de chaque fil hélicoïdal et crée des forces de contact. Le contact entre le fil central (âme) et le fil hélicoïdal peut être estimé localement comme un contact entre deux corps cylindriques (contact linéique). Et comme la largeur de contact est très petite par rapport au rayon du fil, la théorie hertzienne du contact est applicable [HERT 82]. La demi-largeur du contact  $a$  est donnée en fonction des propriétés du matériau, du rayon du fil et de la force linéique de contact comme suit :

$S$  le long de la ligne de contact de chaque fil hélicoïdal avec le droit cœur.

$$a = 2 \sqrt{\frac{2(1-\nu^2)R_w R_c X}{\pi E (R_w + R_c)}} \quad (4.14)$$

La distribution de la pression de contact sur la largeur de contact est semi-elliptique, elle est exprimée par l'équation suivante :

$$p(\eta) = \frac{2X}{\pi a} \sqrt{1 - \frac{\eta^2}{a^2}} \quad \forall -a \leq \eta \leq a \quad (4.15)$$

La pression maximale est pour  $a = \eta$ . Cette pression est égale :

$$p_0 = \frac{2X}{\pi a} = \sqrt{\frac{E(R_c + R_w)X}{2\pi(1-\nu^2)R_w R_c}} \quad (4.16)$$

Lorsque le glissement des fils est pris en compte lors de l'extension du conducteur, la force de frottement s'ajoute à la force normale. Cette force de frottement peut être établie avec la simple loi de frottement de Coulomb :

$$T = \mu N \quad (4.17)$$

Où

T est la force de frottement en N ;

N est la force normale en N ;

$\mu$  est le coefficient du frottement.

#### 4.2.3.8 Propriétés d'interaction

Le module d'interaction est le module le plus important dans la définition du contact. C'est ici que l'on définit le comportement des surfaces dans le modèle. On y définit les lois mécaniques que doit suivre le logiciel pour simuler un comportement réel. Du point de vue mécanique, on distingue deux types de lois de comportement : le comportement tangentiel et le comportement normal.

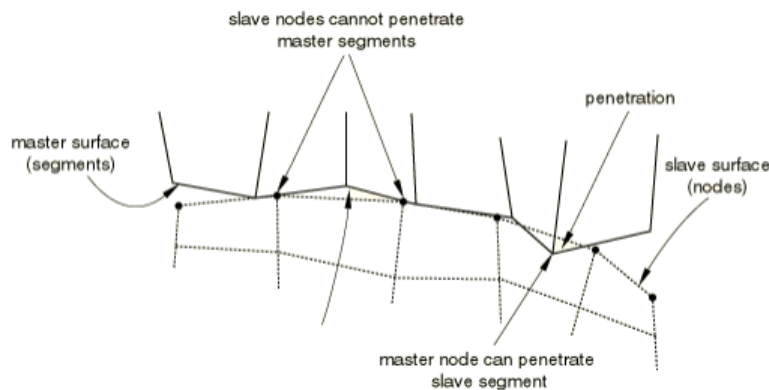


Figure 4.12: Règles de pénétration des nœuds esclaves/maîtres. (Source Abaqus)

Il y a plusieurs surfaces de contact dans notre modèle. Le contact entre les fils de la phase a été défini via « le contact général » dans ABAQUS qui utilise l'algorithme de pénalité. Aussi, le contact général utilise le mode de glissement qui traduit le comportement tangentiel. Nous avons aussi défini le coefficient de frottement,  $\mu$  que nous allons changer pour étudier son effet sur le comportement mécanique et électrique de la phase. Le contact dur a été défini de sorte que la surface esclave (nœud esclave) ne puisse pas pénétrer la surface « maître » (nœud maître) dans la direction normale, mais l'inverse est possible.

#### 4.2.3.9 Etapes du calcul « Steps »

Les simulations effectuées sont des simulations statiques. Donc nous pouvons utiliser le module ABAQUS/Standard qui utilise une méthode de résolution implicite, mais la solution ne converge pas à cause de la géométrie complexe de la phase et les interfaces de contact. C'est ainsi que nous avons utilisé le module dynamique d'ABAQUS/Explicit qui utilise une

méthode de résolution explicite. Ce module offre la possibilité d'analyser des problèmes physiques complexes avec de grandes non-linéarités. Dans ce cas-là, il faut ajouter un paramètre matériel qui n'est pas nécessaire dans le cas d'une étude statique. Ce paramètre est la masse volumique de cuivre qui est de  $\rho = 8930 \text{ kg.m}^{-3}$ . De nombreuses simulations ont été effectuées sous des charges quasi-statiques. La simulation quasi-statique avec une formulation dynamique explicite nécessite un contrôle de l'équilibre énergétique.

Généralement, l'application de déplacements comme conditions aux limites est préférable pour éviter les effets d'inertie dans le modèle. Dans le cas où le chargement est défini par une courbe, il faut utiliser une amplitude lisse « Smooth » pour le définir dans ABAQUS/Explicit. Pour assurer qu'une simulation soit quasi-statique dans ABAQUS/Explicit, il faut que le rapport de l'énergie cinétique et interne du modèle soit inférieur à 10%. Ce calcul peut être fait avec la formule suivante [ABAQ 12].

$$\frac{ALLKE}{ALLIE} \times 100 < 10\% \quad (4.18)$$

Où ALLKE est l'énergie cinétique et ALLIE est l'énergie interne du modèle.

#### 4.2.3.10 Conclusions & bilan

Le modèle créé est un modèle conséquent et nous permet de modéliser le comportement mécanique de notre phase dotée de différentes longueurs et de simuler numériquement les divers mécanismes d'endommagement de notre phase. Grâce à ce modèle EF, des effets non-linéaires tels que, le contact, le frottement et la plasticité qui ne sont pas intégrés dans les premiers modèles EF des câbles et qui sont très difficiles à intégrer dans un modèle analytique, ont été étudiés. En plus, ce modèle nous permet de changer facilement le type de câble 1+6 à câble 1+6+12.

### 4.3 Résultats numériques obtenus

Nous rappelons que notre objectif est d'étudier les effets de mécanismes d'endommagement sur le comportement physique de la phase (mécanique-électrique-thermique). Dans ce paragraphe, nous allons exposer les résultats de ces effets sur le comportement mécanique.

Nous avons commencé par analyser le comportement mécanique du conducteur en traction et en traction-torsion. Après nous avons étudié les effets du coefficient de frottement, du pas, de l'écroutissage, de la plasticité locale et de la rupture d'un fil ou plusieurs fils sur le comportement mécanique du conducteur.

### 4.3.1 Effet du coefficient de frottement

Les objectifs principaux de cette partie sont :

- de comprendre la réponse mécanique d'une phase à un chargement combiné en traction et sous torsion, en adoptant des coefficients de frottement variables ;
- de comprendre l'effet du frottement entre les fils dans le cas d'un conducteur sain et endommagé avec un ou plusieurs fils cassés.

Dans cette partie, nous avons fait varier le coefficient de frottement, ainsi les valeurs considérées sont 0 pour le cas idéal (sans frottement), 0.05, 0.08, 0.1, 0.2 et 0.3. Le pas était fixé à 115mm. Nous avons imposé un déplacement axial,  $u_z$  de 3,5 mm, et une rotation  $\theta_z$  de 0,35 radians sur l'extrémité  $Z = L$ . Ces conditions sont appliquées avec une amplitude lisse « smooth » pour rester dans le domaine quasi-statique. En général, on utilise un lubrifiant pour diminuer les effets du frottement et le coefficient de frottement dans les structures métalliques. C'est le cas pour les câbles sous-marins HT, le coefficient du frottement entre fils de cuivre est entre 0.1 et 0.2 mais lorsqu'on utilise un lubrifiant, ce coefficient baisse jusqu'à atteindre 0.05 et 0.08.

#### 4.3.1.1 Le comportement mécanique d'une phase en fonction du coefficient de frottement.

La figure 4.13 représente la courbe de variation de force axiale en fonction de la déformation de la phase pour les différentes valeurs du coefficient de frottement. Les résultats numériques sont comparés aux résultats analytiques du modèle de Costello et de Labrosse. On constate que les résultats analytiques issus de la solution de Costello et Labrosse sont en accord avec nos résultats numériques dans la partie d'élasticité (la partie linéaire) et que l'effet du coefficient de frottement est négligeable sur le comportement en traction.



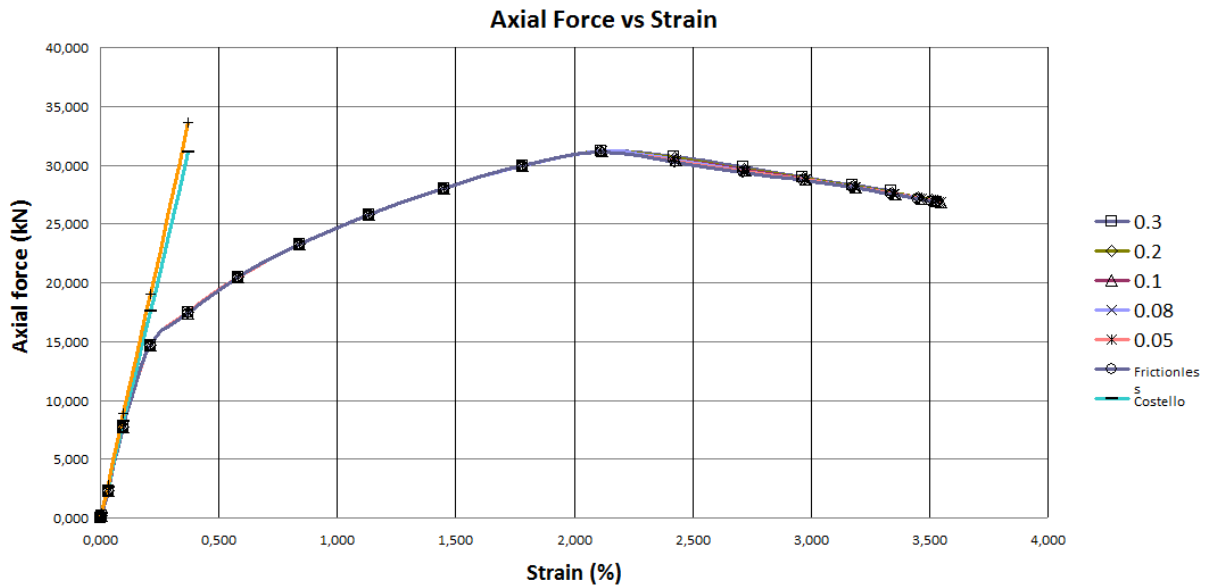


Figure 4.13: Variation de la force axiale avec la déformation.

La contrainte en fonction de la déformation du conducteur est représentée cette fois sur la figure 4.14. La courbe sans frottement et les courbes avec différents coefficients de frottement sont identiques pour les déformations inférieures à 2.1%. Après cette déformation, on constate une petite variation. Bien que la variation soit très faible pour avoir une réelle importance, il faut se rappeler que toutes ces simulations sont faites sous sollicitations quasi-statiques. Une fois que la fatigue entre en scène, ces petites variations pourraient conduire à un impact considérable sur la durée de vie des conducteurs. Ainsi, afin d'avoir une influence minimale de frottement sur la durée de vie en fatigue des conducteurs, ils sont fabriqués avec beaucoup de soin et de raffinement, de manière à obtenir un coefficient de frottement inter-filaire maîtrisé. On ne peut pas négliger le fait que pendant l'installation et le fonctionnement, les conducteurs subissent des forces externes maximales et que pendant cette période, certains défauts de fabrication peuvent entraîner une rugosité des surfaces de contact entre les fils et peuvent se traduire par des forces de frottement inter-filaires élevées.

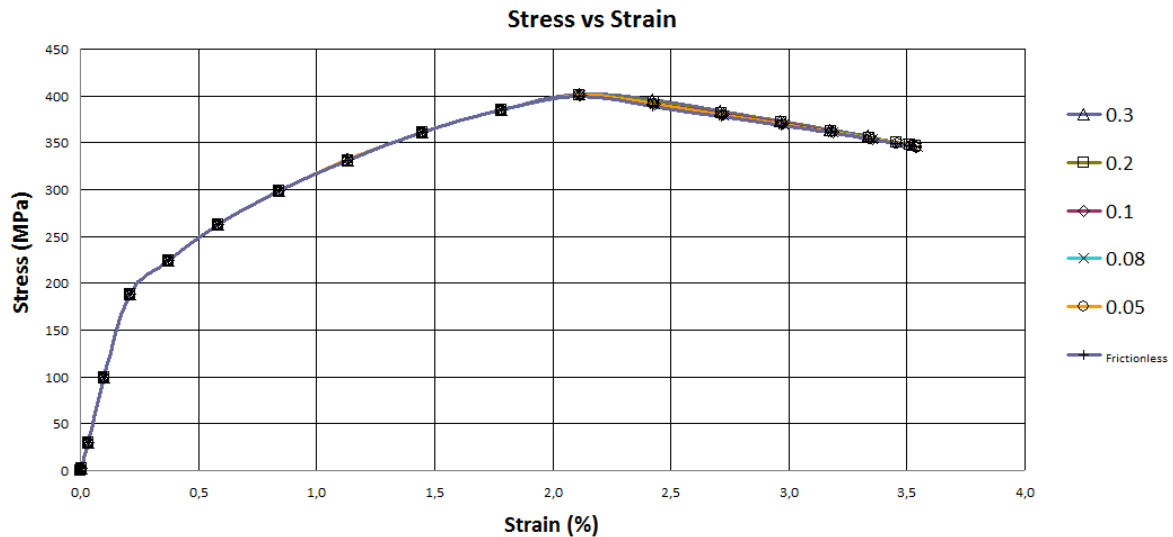


Figure 4.14: Variation de la contrainte en fonction de la déformation pour les différentes valeurs du coefficient de frottement.

La figure 4.15 montre la variation du moment en fonction de la rotation. Les résultats numériques sont comparés aux résultats analytiques du modèle de Costello et de Labrosse. On constate que les résultats analytiques issus de la solution de Costello sont en accord avec nos résultats numériques et ce, dans la partie linéaire et que l'effet du coefficient de frottement est négligeable sur le comportement de la phase en torsion.

Les lignes de contact sur l'âme et sur les 6 fils hélicoïdaux sont présentées sur la figure 4.16. Comme illustré, l'âme subit un contact linéique maximal et donc il y a un risque maximum de dégradation de surface le long de cette ligne de contact.

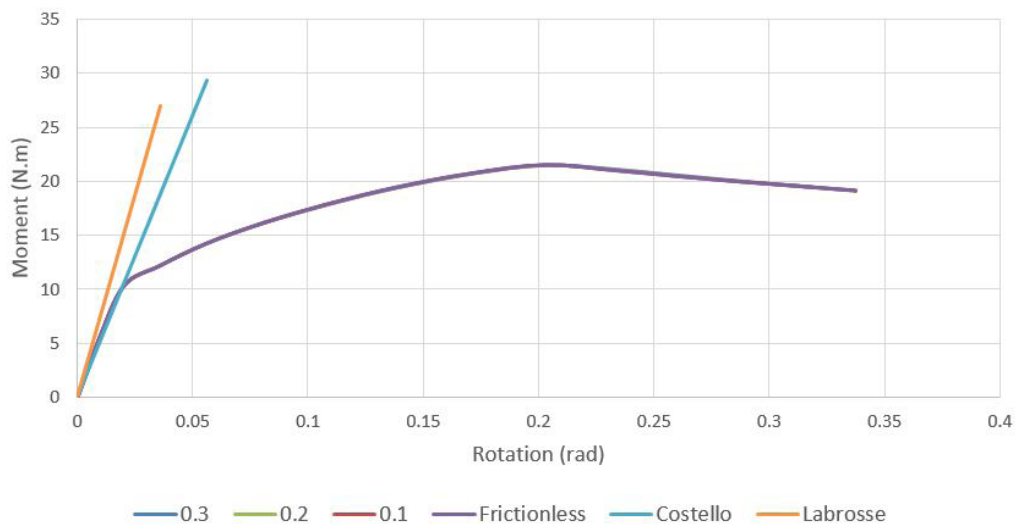


Figure 4.15: Variation du moment de torsion en fonction de la rotation.

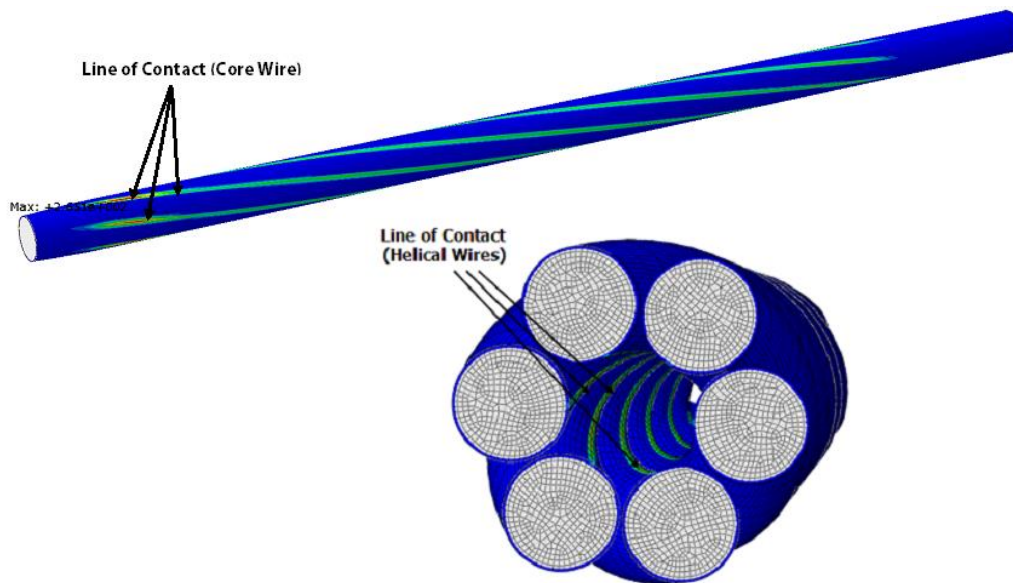


Figure 4.16: Représentation de la ligne de contact sur (a) l'âme, (b) 6 fils hélicoïdaux.

Le tableau 4.2 montre la pression de contact de l'âme dans les cas où il n'y a pas de frottement et avec frottement. La pression de contact maximale sans frottement sur l'âme est de 231 MPa. Elle augmente lorsque le coefficient de frottement augmente. Cela est justifié par la pression tangentielle supplémentaire  $P_T$  dans le cas où il y a frottement.

Dans un simple brin "1 + 6", la ligne de contact entre l'âme et les fils hélicoïdaux est une hélice, mais localement, elle peut être considérée comme un contact entre deux fils parallèles. Sur la base de cette hypothèse, la figure 4.17 montre la distribution de la pression de contact sur la largeur de contact. La pression maximale au centre de contact est de 310 MPa pour un coefficient de frottement  $\mu = 0,3$  et de 190 MPa pour  $\mu=0,05$ . Ce qui semble un résultat important sachant que l'âme a un effet similaire sur ses 5 autres régions de même largeur de contact. C'est la raison pour laquelle les fabricants de câbles appliquent du lubrifiant entre les fils afin de diminuer l'effet de frottement.

Frictionless	$\mu = 0.05$	$\mu = 0.08$
CPRESS General_Contact_Domain +2.315e+02 +2.122e+02 +1.929e+02 +1.736e+02 +1.543e+02 +1.350e+02 +1.157e+02 +9.644e+01 +7.715e+01 +5.787e+01 +3.858e+01 +1.929e+01 +0.000e+00 Max: +2.315e+02 Node: PART-5-1.3281	CPRESS General_Contact_Domain +2.37e+02 +2.18e+02 +1.98e+02 +1.78e+02 +1.58e+02 +1.39e+02 +1.19e+02 +9.89e+01 +7.92e+01 +5.94e+01 +3.96e+01 +1.98e+01 +0.00e+00 Max: +2.37e+02 Node: PART-5-1.3387	CPRESS General_Contact_Domain +2.39e+02 +2.19e+02 +1.99e+02 +1.79e+02 +1.59e+02 +1.39e+02 +1.20e+02 +9.96e+01 +7.97e+01 +5.98e+01 +3.98e+01 +1.99e+01 +0.00e+00 Max: +2.39e+02 Node: PART-5-1.3366
$\mu = 0.1$	$\mu = 0.2$	$\mu = 0.3$
CPRESS General_Contact_Domain +2.376e+02 +2.178e+02 +1.980e+02 +1.782e+02 +1.584e+02 +1.386e+02 +1.188e+02 +9.89e+01 +7.920e+01 +5.940e+01 +3.960e+01 +1.980e+01 +0.000e+00 Max: +2.376e+02 Node: PART-5-1.3356	CPRESS General_Contact_Domain +2.651e+02 +2.430e+02 +2.209e+02 +1.988e+02 +1.767e+02 +1.546e+02 +1.325e+02 +1.104e+02 +8.835e+01 +6.627e+01 +4.418e+01 +2.209e+01 +0.000e+00 Max: +2.651e+02 Node: PART-5-1.3492	CPRESS General_Contact_Domain +3.079e+02 +2.822e+02 +2.565e+02 +2.309e+02 +2.052e+02 +1.796e+02 +1.539e+02 +1.283e+02 +1.026e+02 +7.696e+01 +5.131e+01 +2.565e+01 +0.000e+00 Max: +3.079e+02 Node: PART-5-1.3513

Tableau 4.2 : Pression de contact pour des différents coefficients de frottement.

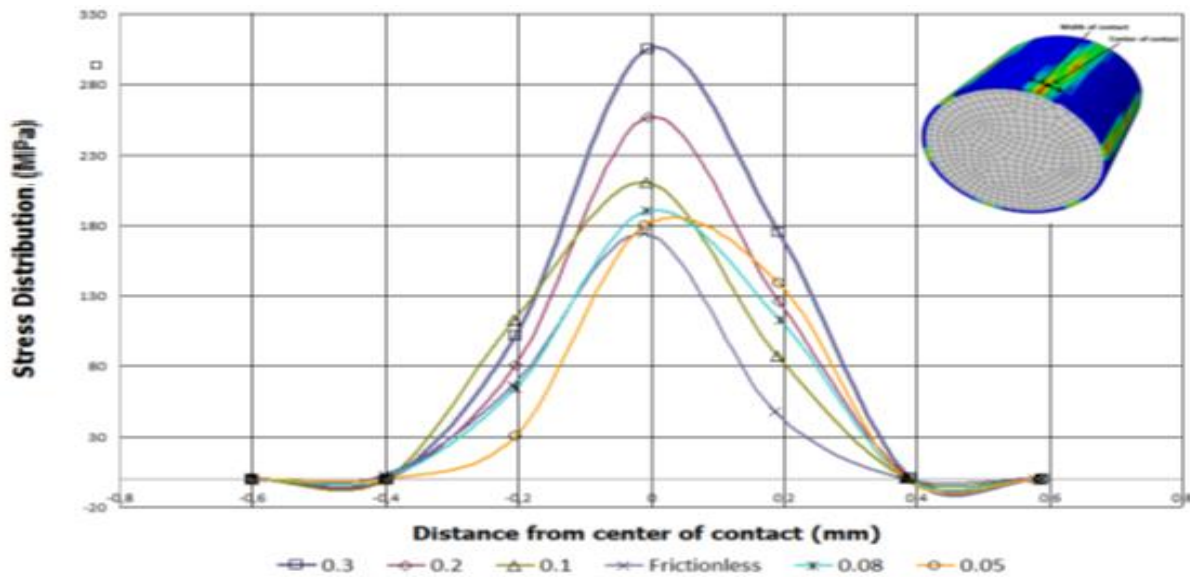


Figure 4.17 : Variation de la contrainte sur la largeur de contact.

La figure 4.18 présente l'énergie dissipée par frottement qui augmente avec l'augmentation du coefficient de frottement. Cependant, l'énergie dissipée par frottement est en millijoules (mJ) pour une charge quasi-statique, mais en fatigue, elle atteindra probablement une valeur qui affectera les propriétés matérielles des conducteurs et finalement affectera sa conductivité, ce qui serait préjudiciable à la fois technologiquement, économiquement et écologiquement.

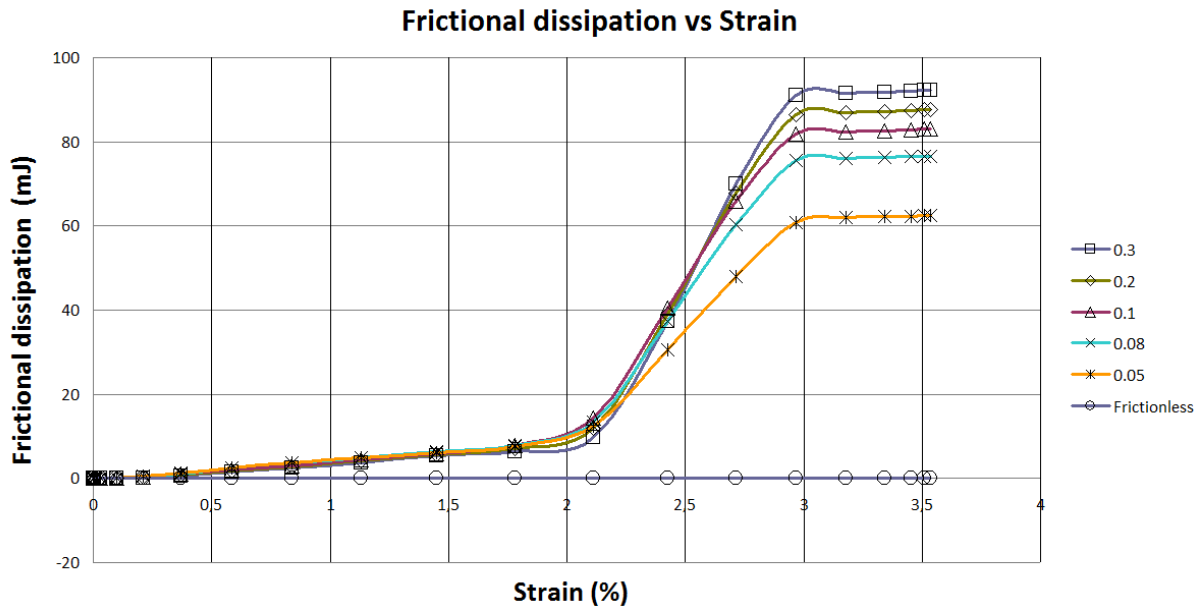


Figure 4.18 : Variation de l'énergie dissipée par frottement en fonction de la déformation pour les différentes valeurs du coefficient de frottement.

#### 4.3.1.2 L'effet du frottement dans le cas d'un conducteur sain et dans le cas d'un conducteur endommagé.

Nous avons vu l'effet du coefficient de frottement dans un conducteur sain. Dans cette partie, nous étudions cet effet dans le cas d'un conducteur endommagé, c'est-à-dire qu'un fil ou plusieurs fils sont cassés. Bien que la situation d'un fil cassé soit très rare et que les entreprises manufacturières prennent toutes les précautions pour éviter d'atteindre cet état dans un câble en fonctionnement, un câble peut néanmoins atteindre ce scénario d'endommagement pendant son fonctionnement à cause d'une agression externe ou d'un endommagement ponctuel. Gardons en mémoire que le fond marin possède une surface escarpée et qu'une mise en flexion sévère peut avoir lieu avec des conséquences néfastes qui peuvent soit déformer plastiquement le conducteur (1 ou plusieurs fils), soit en casser.

La figure 4.19 illustre la variation de l'énergie dissipée par frottement dans le cas :

- d'un conducteur sain,
- de l'âme cassée
- et d'un fil hélicoïdal cassé.

L'énergie dissipée par frottement dans le cas de l'âme cassée est 4 fois plus élevée que celle du conducteur sain. L'âme cassée crée une distance de glissement différentielle inter-filaire importante qui génère ce frottement intense.

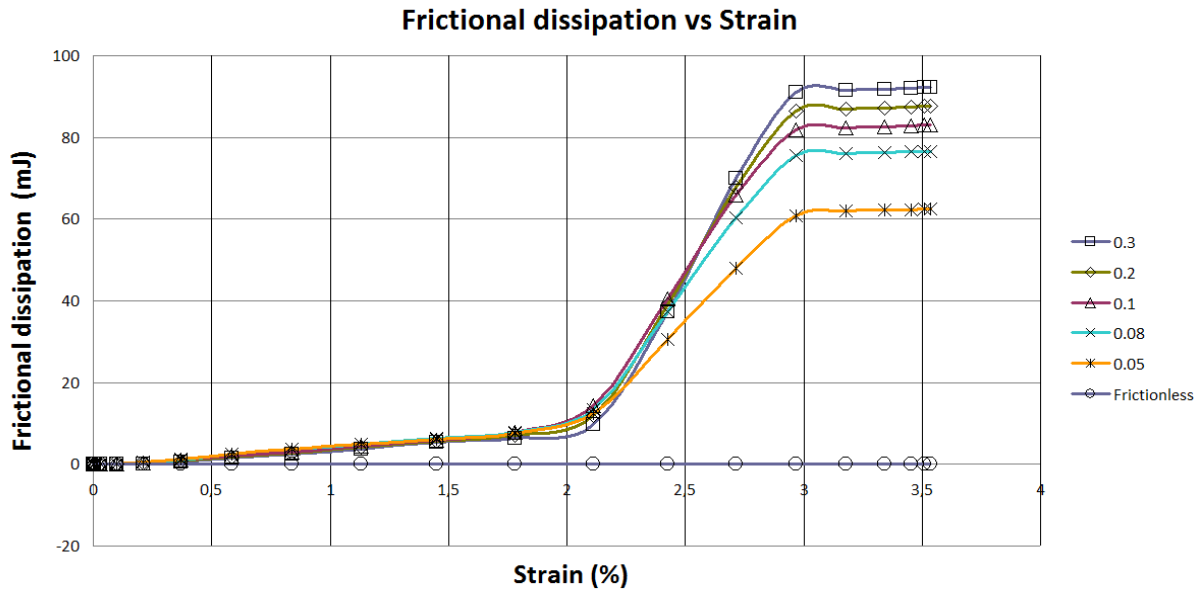


Figure 4.19 : Comparaison de l'énergie dissipée par frottement d'un conducteur sain, avec l'âme cassée ou avec un fil hélicoïdal cassé.

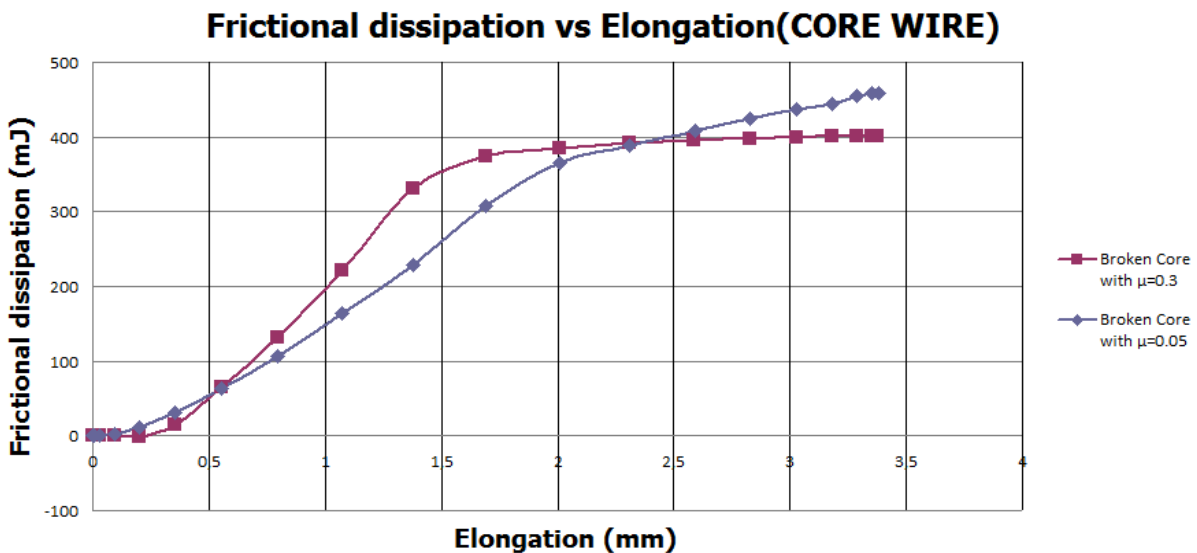


Figure 4.20 : Energie dissipée par frottement du conducteur de l'âme cassée pour deux coefficients de frottement.

La figure 4.20 montre la variation de l'énergie dissipée par frottement d'un conducteur à l'âme cassée avec un coefficient de frottement variable. Le résultat est assez contradictoire pour la dernière partie de la déformation où l'énergie dissipée pour un coefficient de frottement  $\mu= 0.05$  est supérieure à l'énergie dissipée pour  $\mu= 0.3$ . Ce résultat peut être expliqué car dans une phase où l'âme est cassée et avec de grandes déformations, l'énergie dissipée par frottement dépend un peu moins du coefficient de frottement.

### 4.3.1.3 Conclusions

Dans le conducteur sain, le glissement entre les fils est du type élastique. De ce fait, le frottement possède une amplitude presque nulle et n'a que peu d'effet sur la réponse mécanique du conducteur chargé axialement. Une fois qu'un fil est cassé, les fils non endommagés commencent à actionner un glissement différentiel par rapport au fil cassé avec un frottement d'une valeur significative. Lorsque l'âme et un fil hélicoïdal sont tous les deux cassés, la distance de glissement différentiel est plus importante et par conséquent ceci intensifie l'amplitude du frottement. Grâce aux résultats de ce modèle, on peut imaginer ce qui se passerait dans une phase dans laquelle la rupture d'un ou plusieurs fils s'est produite. Les chargements continus ou cycliques (fatigue, fluage) portés par les courants en fond marin engendreront des frottements importants pouvant entraîner la rupture d'autres fils, ce qui pourrait entraîner un dysfonctionnement du câble sous-marin.

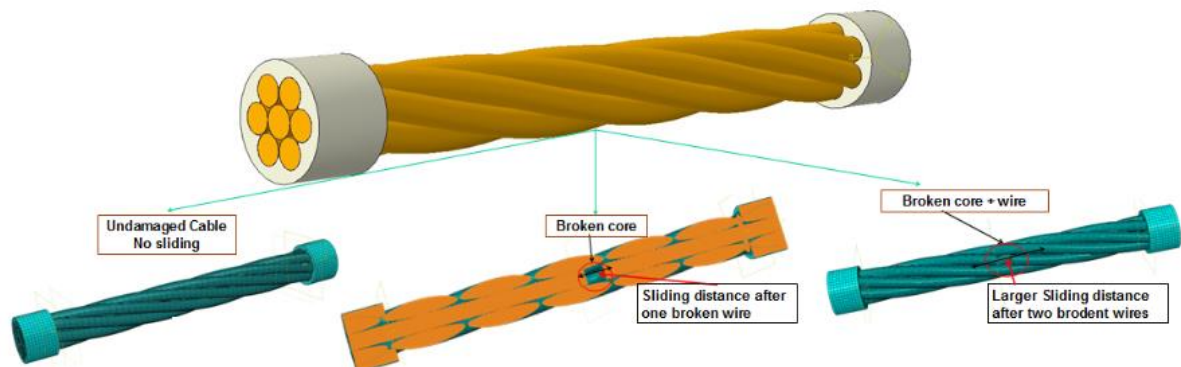


Figure 4.21 : Différentes situations étudiées (conducteur sain, avec l'âme cassée et avec un fil hélicoïdal cassé).

En conclusion, les résultats présentés dans cette partie montrent que le coefficient de frottement influence très peu le comportement mécanique en chargement quasi statique. Cet effet est intéressant à évaluer dans le cas d'un chargement cyclique en fatigue. Les résultats de l'énergie dissipée par frottement en fonction de la déformation montrent que les coefficients de frottement jouent un rôle dans le comportement mécanique du conducteur endommagé.

### 4.3.2 Effet du pas

Dans cette partie, nous avons étudié l'effet du pas sur le comportement mécanique de la phase. Ce paramètre est parmi les paramètres qui déterminent le fonctionnement du câble. Il joue un rôle très important dans le comportement mécanique, électrique et thermique. Nous avons choisi d'évaluer l'influence de ce paramètre sur le comportement mécanique de la

phase dans ce paragraphe et dans les chapitres suivants, nous allons chercher son influence sur les comportements électrique et thermique.

Nous avons fixé tous les paramètres de notre modèle sauf le pas qui est variable (figure 4.22). Le tableau 4.3 représente les paramètres géométriques du modèle. Les paramètres matériels utilisés dans cette étude sont les mêmes paramètres du paragraphe (4.1.3.4).

Paramètres géométriques	Valeur
Diamètre du conducteur (d)	11,4 mm
Diamètre de l'âme (2Rc)	3,94 mm
Diamètre du fil hélicoïdal (2Rw)	3,73 mm
Longueur du conducteur (L)	115 mm
Longueur de pas (p)	$42 \text{ mm} < p < \infty$

Tableau 4.3 : Paramètres géométriques du conducteur.

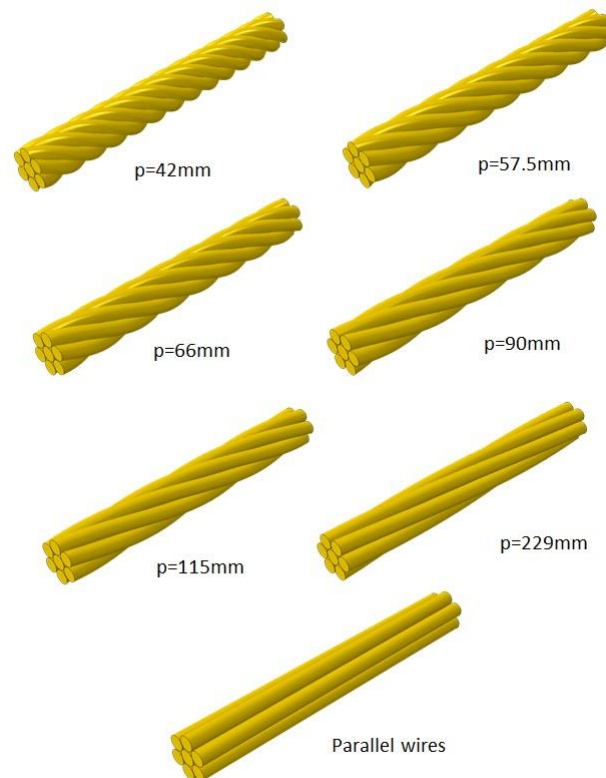


Figure 4.22 : Modèles de conducteur avec les différents pas.

La partie de contact est définie par le coefficient de frottement qui est de 0.2 pour la première étude où nous ne nous intéressons qu'à l'effet du pas. La deuxième étude de cette partie concernera la comparaison de l'effet du pas en fonction du coefficient de frottement. Donc pour la deuxième étude, des simulations avec deux coefficients de frottement assez éloignés (0.2 et 0.05) sont faites. Les conditions aux limites sont une extrémité fixée dans toutes les



directions et un déplacement axial de 40mm sur l'autre extrémité pour toutes les simulations effectuées dans cette partie.

La figure 4.23 présente la réponse mécanique du conducteur pour les différents pas. Les résultats pour le pas de 229 mm et les fils parallèles sont très proches. Nous observons également que la contrainte de rupture du conducteur pour les petits pas est plus faible que la contrainte de la rupture pour les grands pas. Ces deux remarques peuvent être expliquées par le fait que la résistance dans les conducteurs de grands pas est plus grande que la résistance dans les conducteurs de petits pas et que les frottements inter-filaires sont moindres dans les conducteurs à pas importants en comparaison à ceux à pas plus faibles. Les conducteurs à pas faibles sont torsadés. C'est pour cela que lorsqu'un conducteur à pas faible est soumis à une charge axiale, il faut moins de force pour provoquer sa rupture, comme le montre la figure 4.23.

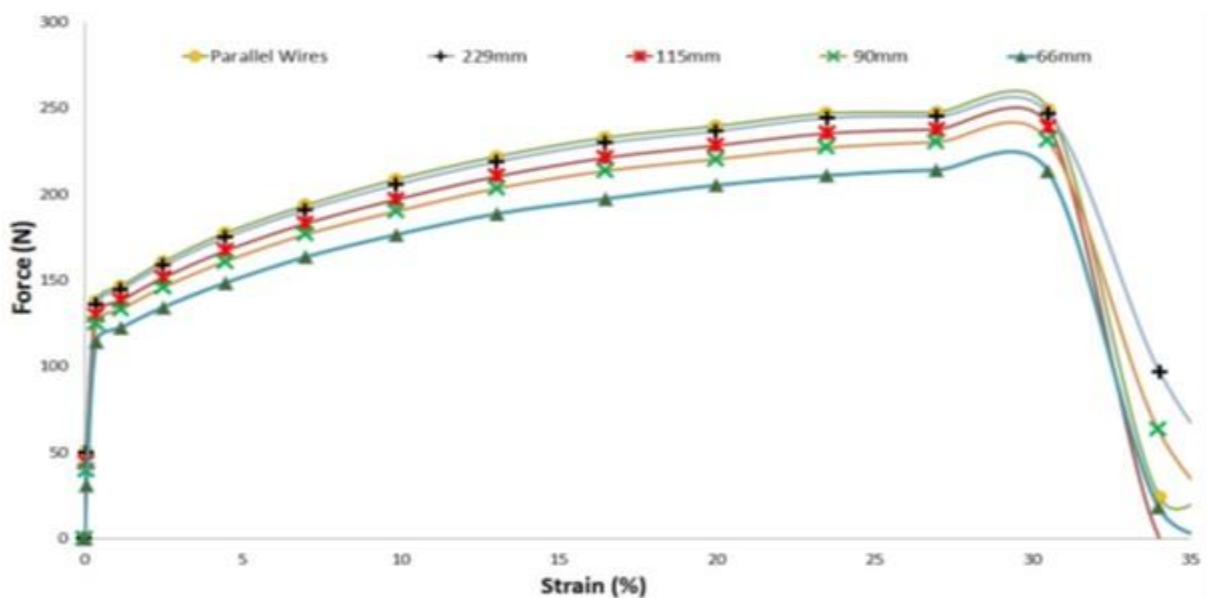


Figure 4.23 : Comportement mécanique du conducteur pour différents de pas.

La figure 4.24 montre que la raideur axiale  $k_{ce}$  du conducteur augmente quand le pas augmente. Les conducteurs avec des fils parallèles ont une tension axiale maximale par rapport aux conducteurs avec des fils hélicoïdaux. Généralement, les conducteurs avec des fils parallèles ne sont pas utilisés comme des conducteurs en raison de leur faible stabilité en traction, de leur faible torsion et de leur faible résistance à la flexion par rapport aux conducteurs toronnés. Par conséquent, la plupart des conducteurs sont fabriqués avec un pas de l'ordre de 220 mm [NEX-06].

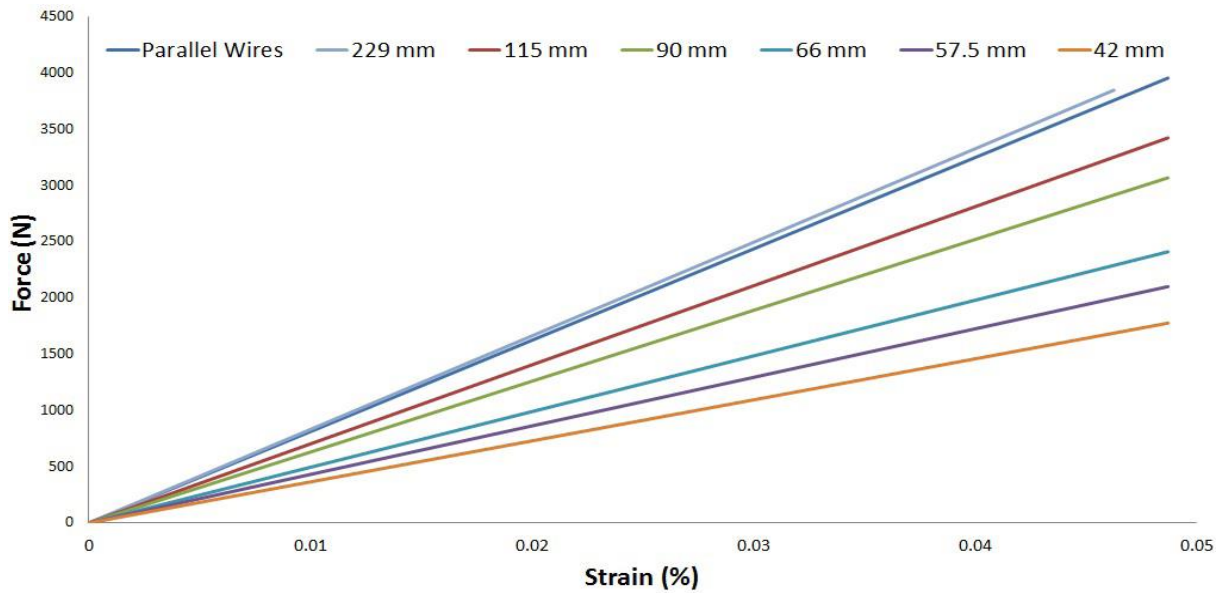


Figure 4.24 : Variation de la partie d'élasticité du conducteur en fonction du pas (résultats numériques).

Les résultats numériques sont comparés au modèle analytique de Labrosse. Les résultats du modèle analytique avec des conditions aux limites similaires aux simulations numériques sont illustrés sur la figure 4.25. Ces résultats sont basés sur des solutions de l'équation 4.19 pour les différents angles d'enroulement (ou différents pas). En comparant la figure 4.24 et la figure 4.25, les résultats du modèle numérique et analytique sont en bon accord pour les grands pas ( $p \geq 115$  mm). Avec des pas faibles ou des grands angles d'enroulement, la différence entre les résultats des deux modèles augmente. Le tableau 4.4 montre la différence des résultats entre le modèle numérique et le modèle analytique. En effet, dans le modèle analytique de Labrosse, l'effet de frottement n'est pas pris en compte mais dans le modèle numérique il l'est. Par conséquent, les conducteurs à pas faibles et une région de contact importante indiquent un pourcentage de dispersion supérieur à 34%.

Pitch (mm)	$k_{\epsilon\epsilon}$ numerical (N)	$k_{\epsilon\epsilon}$ analytic (N)	Scatter (%)
42	36476	61574	41
57.5	43143	71263	39
66	49496	74520	34
90	63018	79843	21
115	70297	82503	15
229	81224	85622	5
$\infty$	83179	87086	4

Tableau 4.4 : Rigidité axiale (numérique et analytique) du conducteur en fonction du pas.

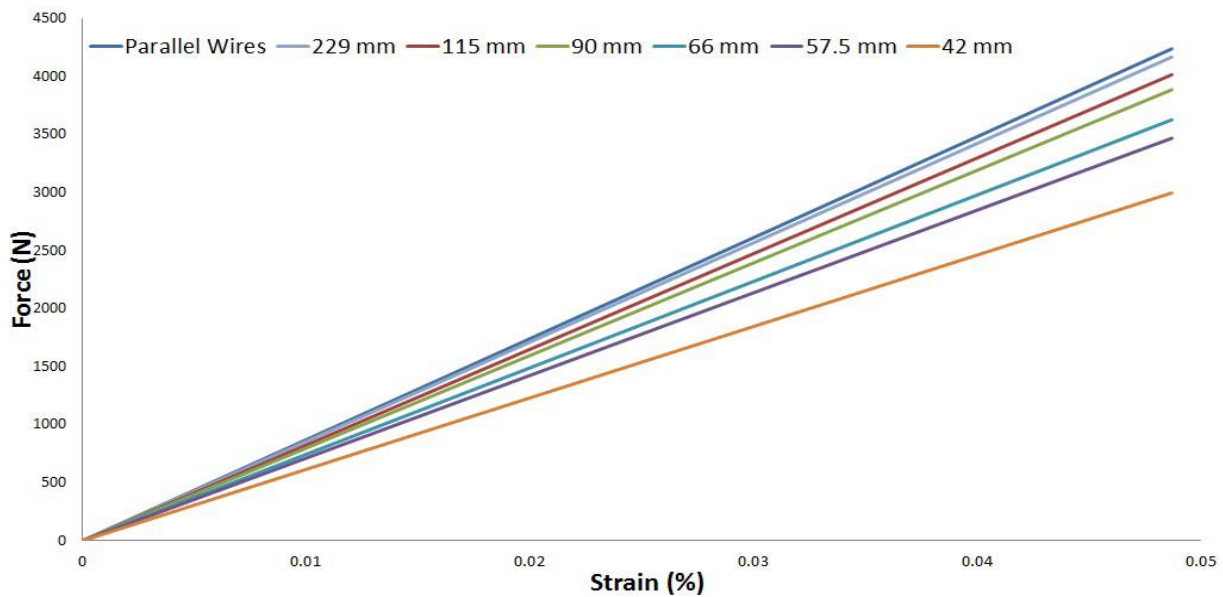


Figure 4.25 : Variation de l'élasticité du conducteur en fonction du pas (résultats analytiques).

Les câbles HT sous-marins sont fabriqués dans le but d'avoir un minimum de frottement entre les fils de conducteur afin d'éviter toute sorte de dissipation de chaleur indésirable qui peut influencer les conditions de fonctionnement du câble HT. Lors de la pose des câbles HT ou en cours de fonctionnement, les câbles supportent différentes charges qui peuvent entraîner une usure inter-filaires. Avec l'apparition des forces de frottement, l'énergie dissipée par frottement commence à être suffisamment importante pour affecter la résistivité des conducteurs. Par conséquent, il est important d'étudier la dépendance de l'énergie dissipée par frottement par rapport au pas (figure 4.26). La différence de l'énergie dissipée par frottement des câbles avec un pas  $\geq 115$  mm est très petite et elle n'est visible que pour les grandes déformations. Les câbles avec un pas  $\leq 57$  mm commencent à dissiper l'énergie de frottement pour des déformations faibles. Ce comportement peut être expliqué par le fait que les lignes de contact entre l'âme et les fils hélicoïdaux sont beaucoup plus nombreuses dans les conducteurs avec des pas faibles en comparaison avec les conducteurs dotés de pas plus importants.

La figure 4.27 rétablit le fait que les câbles avec des surfaces plus rugueuses provoquent une énergie dissipée par frottement plus élevée.

La rigidité axiale des conducteurs est maximale pour les conducteurs de fils parallèles et suivie par les conducteurs de pas égal à 229 mm. De même l'énergie dissipée par frottement en fonction de la déformation montre que le pas du conducteur et le coefficient de frottement affectent le comportement mécanique des conducteurs. L'énergie dissipée par frottement est

minimale pour les conducteurs avec des fils parallèles et les conducteurs de pas égal à 229 mm.

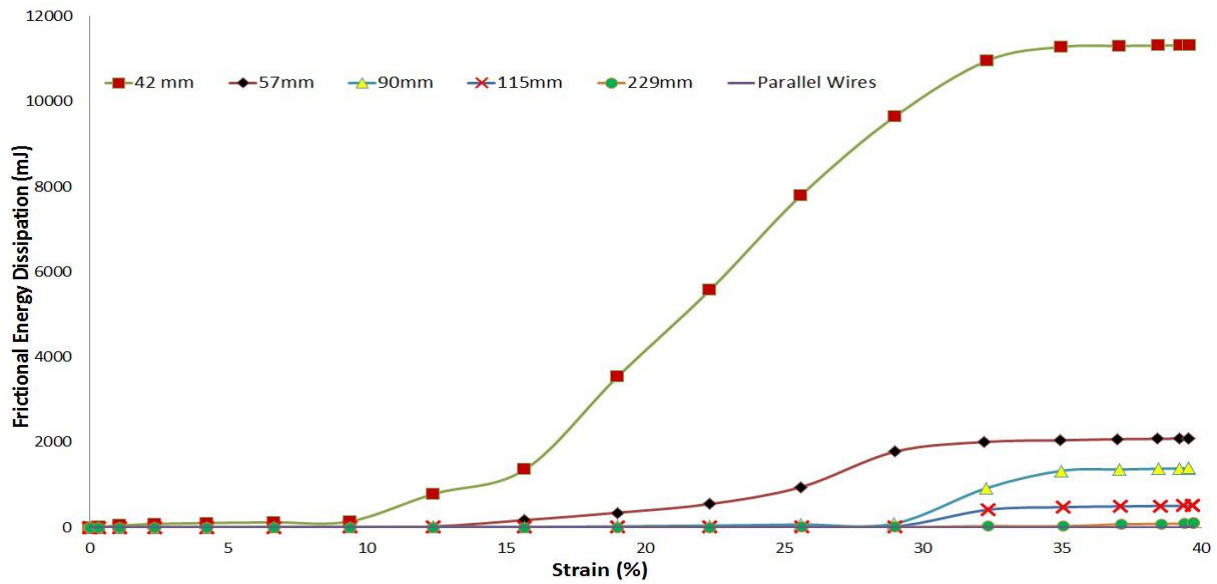


Figure 4.26 : Variation de la dissipation d'énergie par frottement avec le pas).

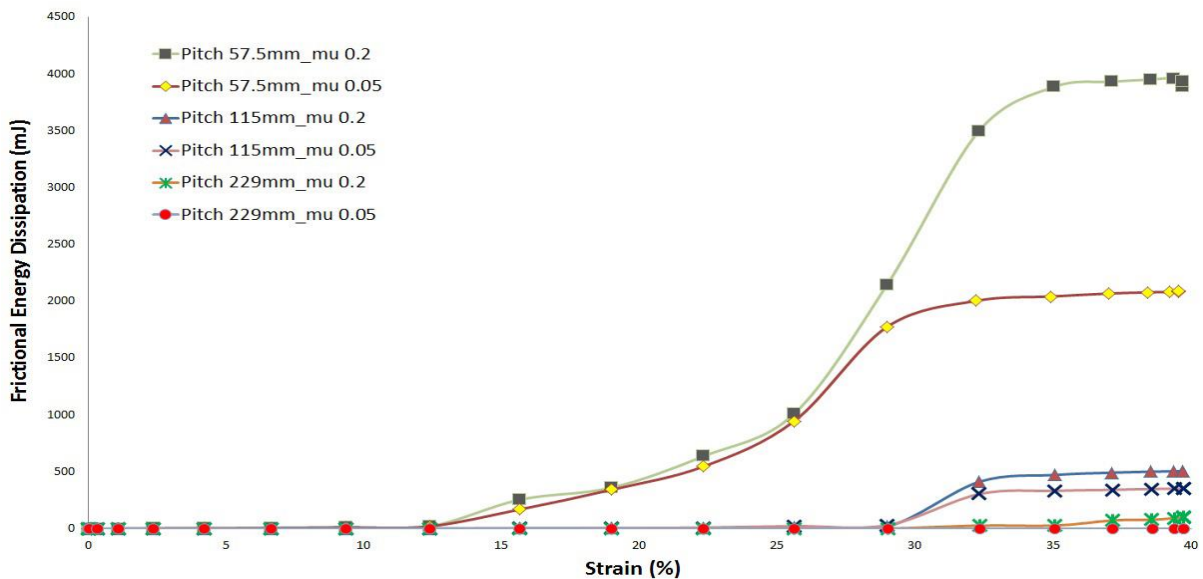


Figure 4.27 : Variation de la dissipation d'énergie par frottement en fonction du pas et du coefficient de frottement.

A partir des résultats numériques, il est clair que les conducteurs à pas faibles sont fortement déconseillés à cause des nombreux inconvénients. Les conducteurs de pas égal à 229 mm ou avec des fils parallèles montrent des résultats numériques presque similaires mais en raison de leur faible stabilité à la traction, de leur faible rigidité à la torsion et de leur faible résistance à la flexion, les conducteurs à pas plus importants sont désavantageux à tous les égards.

### 4.3.3 Effet de l'écroutissement et de la plasticité locale

Pendant le transport, l'installation et la réparation en cas de dommages, les câbles sous-marins HT sont soumis à des forces externes qui peuvent être ponctuelles. Ces forces peuvent conduire à une déformation plastique locale. Dans cette partie on étudie l'effet de cette déformation locale sur le comportement global du câble. On utilise le même modèle présenté dans les paragraphes précédents et on va créer une région précontrainte dans l'âme du conducteur. La création de cette région précontrainte se fait par l'application d'une pression sur une région de l'âme. La longueur de la région et la valeur de pression appliquée déterminent le pourcentage du défaut par rapport à la longueur du conducteur et le pourcentage de l'écroutissement local respectivement.

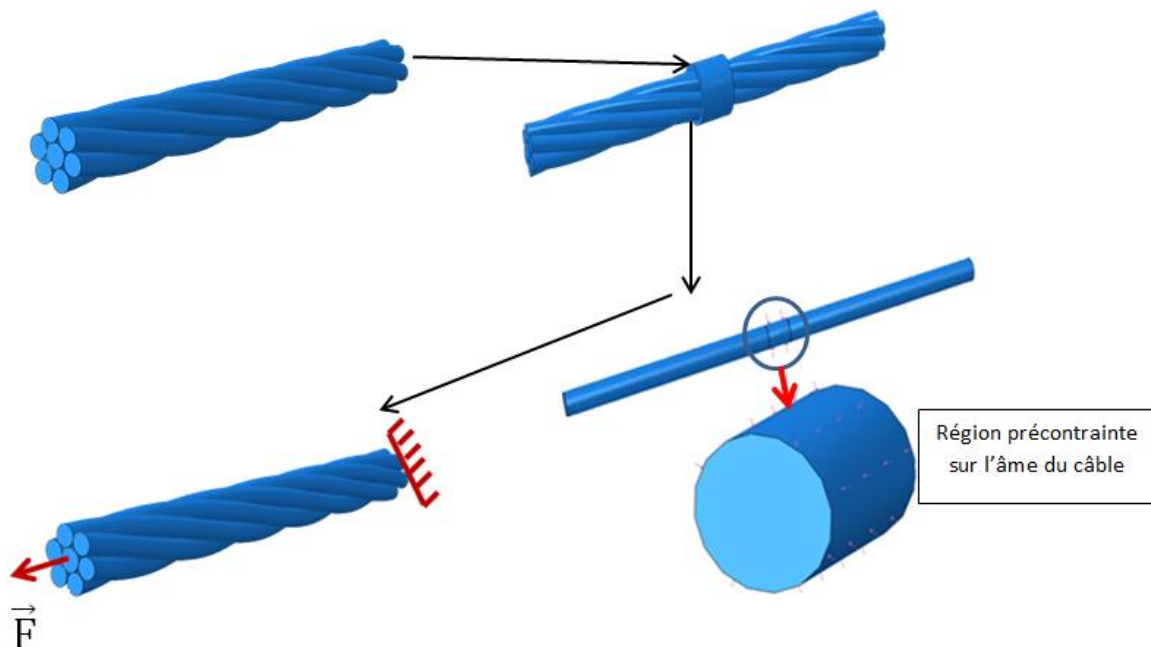


Figure 4.28 : Schéma d'installation d'une plasticité locale.

Les courbes force axiale-déplacement obtenues sont en fonction du pourcentage de l'écroutissement et la longueur de la région précontrainte. On constate que le pourcentage du défaut local et le pourcentage de l'écroutissement n'influencent pas la partie d'élasticité de la courbe force axiale-déplacement. La réponse non linéaire du conducteur est influencée par le pourcentage d'écroutissement (figure 4.29 et 4.30).

On observe des pentes sur les courbes de la figure 4.30. Cela montre qu'il y a des ruptures de fils successifs dans le conducteur avec un défaut local de 10% sur l'âme.

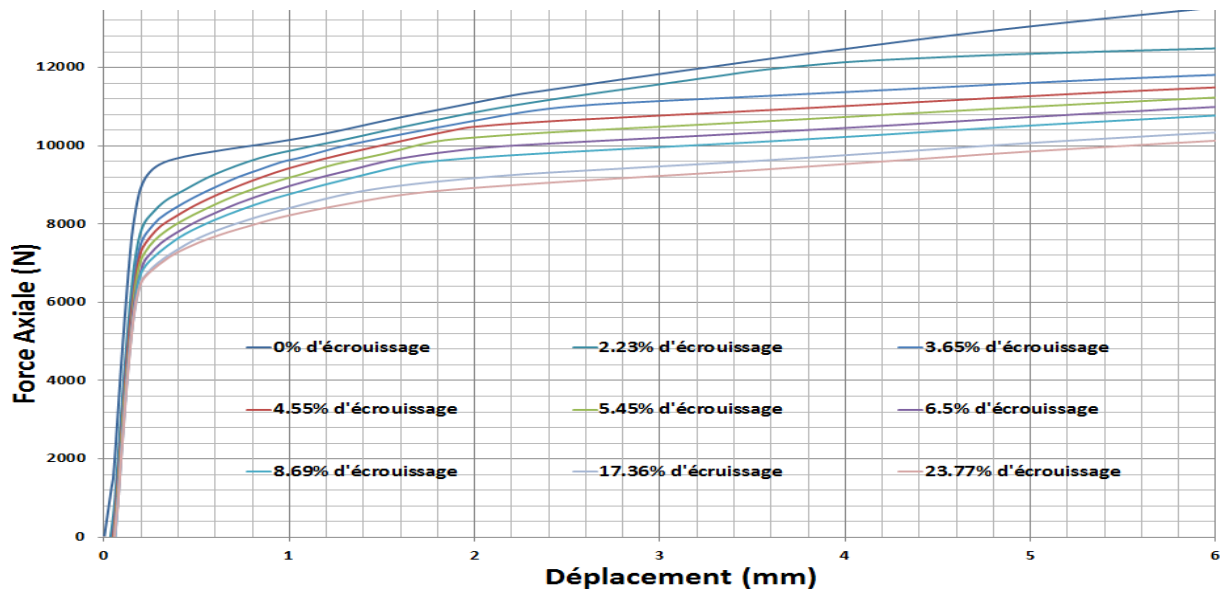


Figure 4.29 : Effet de l'écroutissage sur le comportement global du conducteur d'un défaut local de 5% sur l'âme.

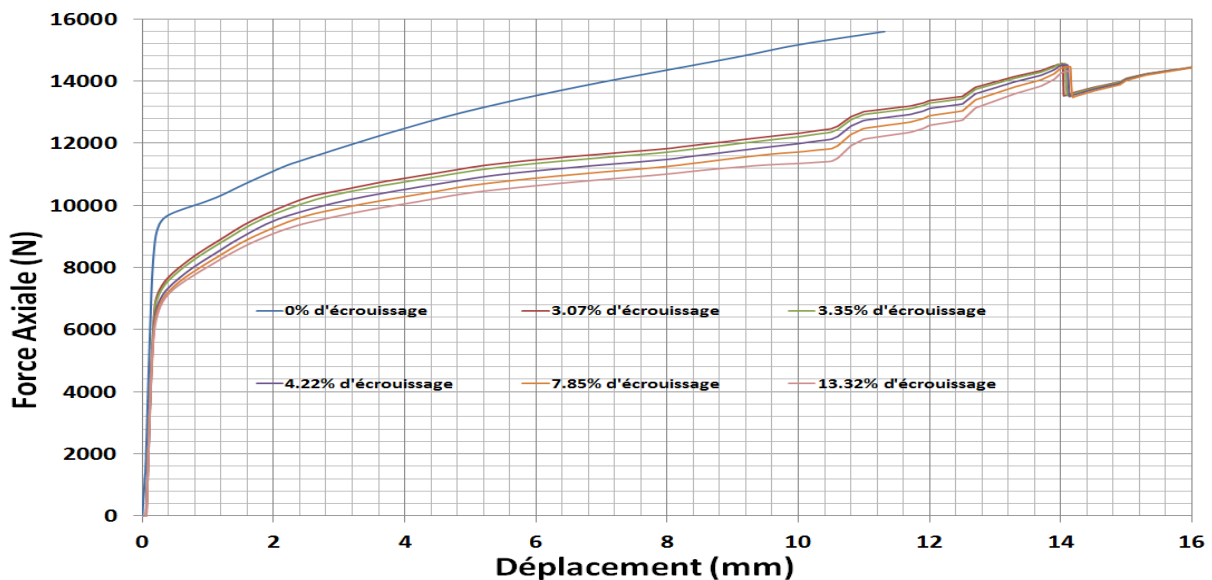


Figure 4.30 : Effet de l'écroutissage sur le comportement global du conducteur d'un défaut local de 10% sur l'âme.

## 4.4 Conclusions

Un modèle a été proposé afin d'évaluer les effets des mécanismes d'endommagements sur le comportement mécanique de la phase haute tension. Nous avons commencé du néant car les modèles des câbles dans la bibliographie ne concernent pas le matériau cuivre. Ce modèle a l'avantage de prendre en considération les effets induisant un comportement mécanique non-linéaire (écroutissage, glissement/frottement, rupture des fils). Nous sommes conscients que ce

modèle bien que prenant en considération les mécanismes précités n'en est pas moins incomplet car ne décrivant pas le comportement en fatigue cyclique. Il faut garder en mémoire que les temps de calculs sont trop importants pour être envisagés dans le cadre de cette thèse. Par ailleurs, des techniques de contournement des difficultés existent, cependant nous n'avons pas les moyens actuellement d'en ségréguer une qui soit physiquement très pertinente.

## **Chapitre 5 : Introduction à la modélisation du comportement multi-physique de la phase HT**



# 5 Chapitre 5. Introduction à la modélisation du comportement multi-physique de la phase HT

## 5.1 Introduction

lors de la fabrication, la manipulation, le transport, l'installation et le fonctionnement [LTD-16]. Ces contraintes peuvent affecter les propriétés électriques du conducteur. En effet, les fils sont soumis à des forces de traction et de torsion, des forces de compression et à des forces tangentielles générées par le frottement des fils entre eux. Comme les fils en général sont en cuivre, qui est un matériau élastique, ces contraintes vont générer progressivement la plasticité du cuivre jusqu'à rupture des fils (figure 5.1). Ces déformations plastiques sont dues à la formation, la multiplication et le déplacement de défauts linéaires mobiles dans le réseau cristallin du métal appelés dislocations [IS-602]. De plus les défauts dans le réseau cristallin du métal, constituent des obstacles vis-à-vis des porteurs de charges électriques (électrons). Le mouvement et la création des dislocations changent donc le comportement mécanique du matériau métallique mais aussi changent ses propriétés physiques (électriques, thermiques...).

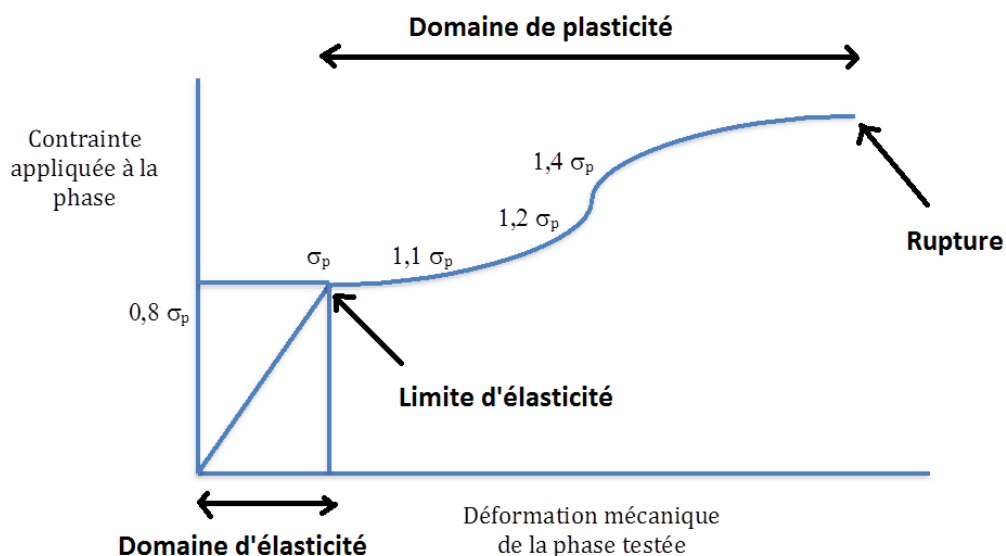


Figure 5.1 : Illustration du comportement élasto-plastique d'un matériau.

L'objectif de ce chapitre est d'étudier par modélisation numérique sous Comsol et Abaqus l'impact des mécanismes d'endommagement sur les propriétés électriques et thermiques d'un câble sous-marin. Dans un premier temps, cette étude a pour objectif d'évaluer si les contraintes mécaniques subies par un câble sous-marin présentent une influence significative

sur la détérioration de sa résistance électrique. Cette étude permettra ensuite d'évaluer l'impact de la modification de la résistance sur le comportement thermique du câble.

La première partie de ce travail consiste donc à prendre en compte la géométrie déformée du conducteur dans le domaine élasto-plastique ainsi que la répartition non homogène de la conductivité électrique à l'intérieur d'un fil. Il sera alors question d'analyser leur influence sur la résistance électrique du conducteur. Dans la deuxième partie, nous allons étudier l'impact de la modification de la résistance électrique sur le comportement thermique du câble. Le schéma suivant présente la procédure de couplage électromécanique réalisé pour calculer la résistance électrique et le comportement thermique du câble :

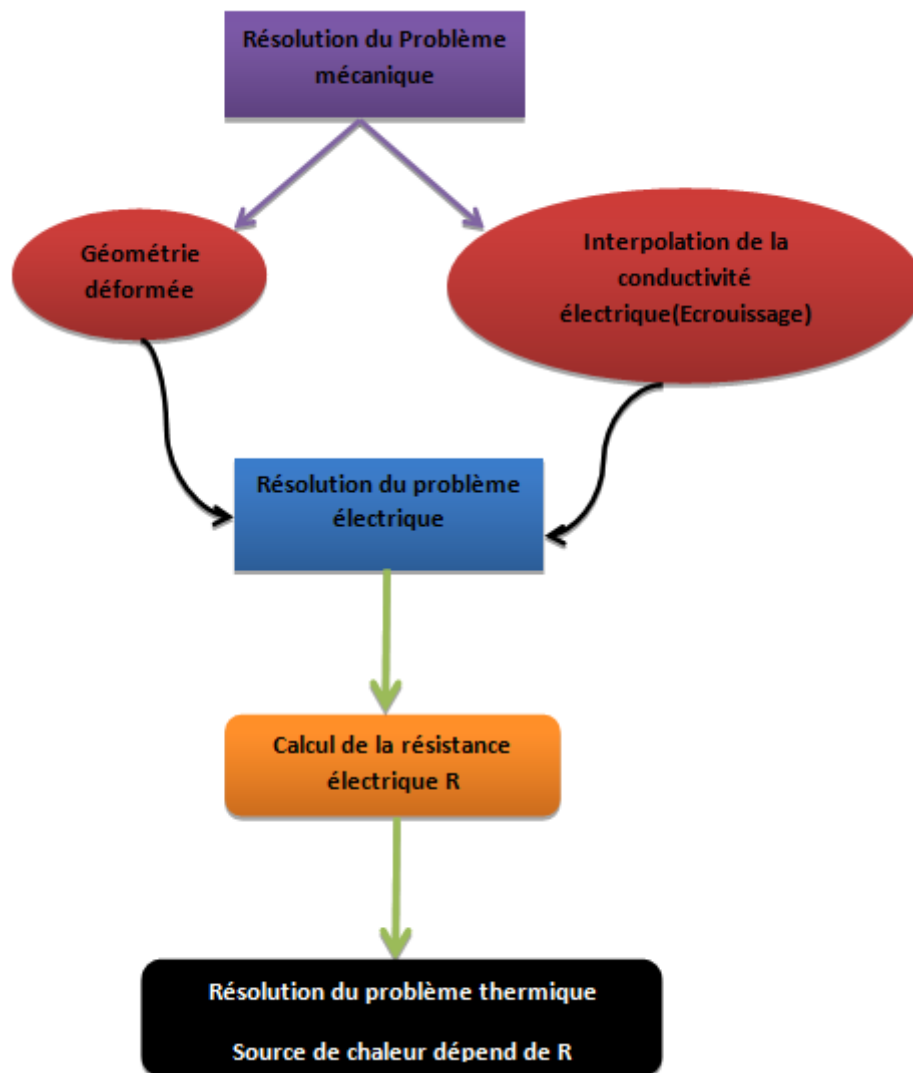


Figure 5.2 : Procédure de couplage électromécanique.

L'ensemble de ces simulations sera réalisé sur une phase d'un câble sous-marin de 36 kV 120mm<sup>2</sup> en cuivre. Avant de développer ces deux parties, nous présentons brièvement dans la section suivante le design du câble utilisé dans ces simulations.

## 5.2 Notions préalables : design du câble

Le câble visé par ces simulations est une phase d'un câble tripolaire à isolation synthétique (XLPE) (36) kV. Le conducteur de la phase est en cuivre avec une section de 120 mm<sup>2</sup>.

La structure de la section transversale du câble est illustrée sur la figure 5.3.

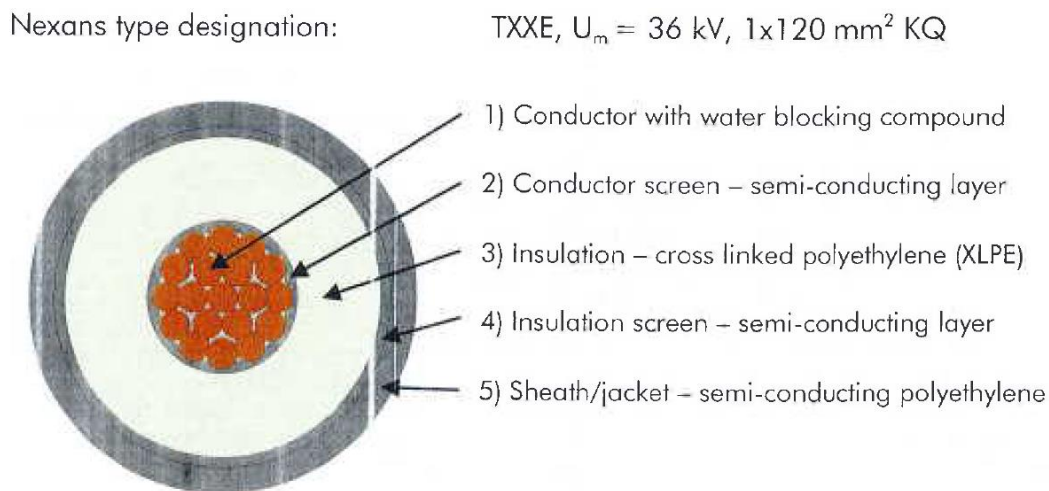


Figure 5.3: Structure de la phase du câble.

Les propriétés géométriques, thermiques et mécaniques des constituants du câble sont présentées dans le tableau 5.1

Composants	Matériel	Module de Young (GPa)	Coefficient de poisson	Conductivité thermique (W/k.m)	capacité thermique volumique [MJ.m-3 K-1 ]	Epaisseur en (mm)
<b>Conducteur</b>	Cuivre (Cu)	115	0.3	370.4	3.45	Diamètre : 13
<b>Semi-conducteur</b>	Polyéthylène (XLPE)	0.34	0.34	0.28	2.4	1
<b>Isolant</b>	Cross-linked polyethylene (XLPE)	0.35	0.4	0.28	2.4	8
<b>Gaine</b>	High-density polyethylene (HDPE)	1.38	0.42	0.28	2.4	2.4

Tableau 5.1 : Propriétés géométriques, thermiques et mécaniques des constituants du câble.

### 5.3 Modèle mécanique par EF

Dans cette section nous allons tout d'abord construire un modèle mécanique d'un conducteur de câble sous-marin. Ce modèle reproduit les tractions mécaniques que peut subir un câble sous-marin. Ceci nous permettra de calculer la distribution des contraintes mécaniques et la déformée du conducteur. La déformée du conducteur sera utilisée dans un modèle électrique dans la deuxième partie pour calculer la résistance électrique. Finalement, dans la troisième partie nous étudierons l'impact de la modification de la résistance électrique sur le comportement thermique du câble.

En utilisant Comsol Multiphysics, deux modèles du conducteur de longueur  $L$  ont été développés :

- Un modèle d'un conducteur monocouche à 6 fils hélicoïdaux avec une âme centrale (Figure 5.4).
- Un deuxième modèle de conducteur bicouche à 6 fils hélicoïdaux dans la première couche et à 12 fils dans la deuxième couche (Figure 5.5)

La longueur du câble modélisé est de 210mm.

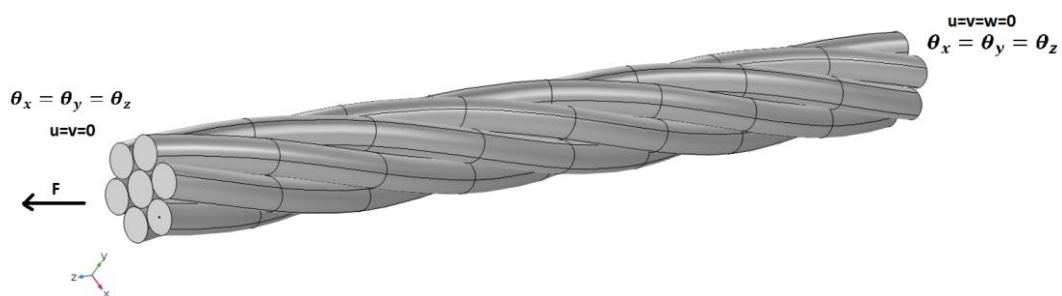


Figure 5.4: Conducteur monocouche 1+6.

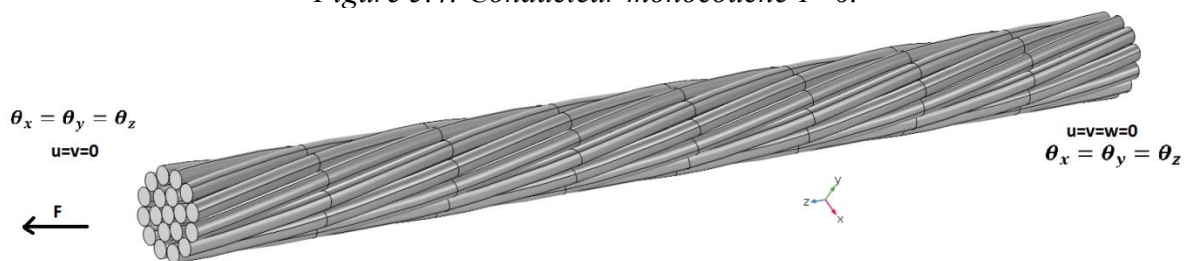


Figure 5.5: Conducteur bicouche 1+6+12.

Les caractéristiques de la géométrie et du matériau du conducteur (cuivre) sont présentées dans le tableau 5.2 :

	Nombre	Rayon	Module de Young	Coefficient de poisson	Pas d'enroulement	Limite élastique	Limite à la rupture	Conductivité électrique
<b>Fil central</b>	1	1.97 mm	115 GPa	0.33	*****	135[MPa]	340[MPa]	5.8935 $10^7$ (S /m)
<b>Fils hélicoïdaux (première couche)</b>	6	1.865 mm	115 GPa	0.33	210 mm	135[MPa]	340[MPa]	5.8935 $10^7$ (S /m)
<b>Fils hélicoïdaux (deuxième couche)</b>	12	1.865 mm	115 GPa	0.33	210 mm	135[MPa]	340[MPa]	5.8935 $10^7$ (S /m)

Tableau 5.2 : Propriétés des fils du câble modélisé.

Pour les maillages, des éléments quadratiques sont utilisés. La figure 5.6 présente un exemple de maillage utilisé pour le modèle monocouche. Le maillage comporte 14536 nœuds pour 54252 éléments.

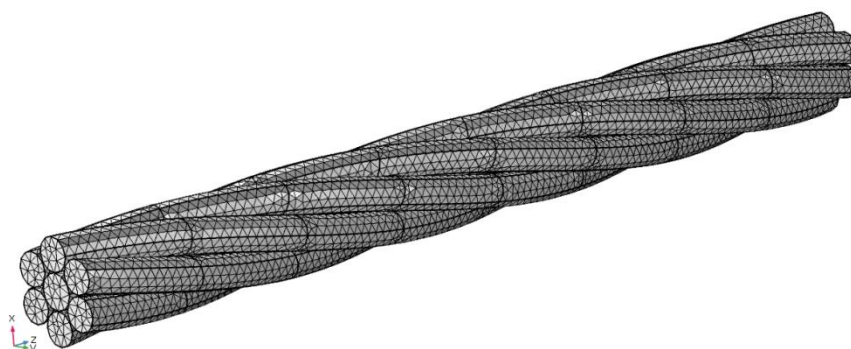


Figure 5.6: Maillage du modèle numérique monocouche 1+6.

Dans un premier temps, en ce qui concerne le contact, les calculs effectués considèrent l'hypothèse d'un contact collant. Des études dans la littérature montrent que les hypothèses sur le contact ont une influence négligeable sur le comportement global du câble en traction mais elles modifient de façon très importante le comportement en flexion [IEC-06]. Pour prendre en compte la plasticité du cuivre nous avons considéré la relation contrainte-déformation montrée dans le paragraphe précédent.

Pour analyser les résultats obtenus, nous calculons la contrainte de Von Mises pour se positionner par rapport à la limite élastique  $\sigma_e$  [MCGR-57]. Le critère de Von Mises est un critère utilisé dans le domaine de la résistance des matériaux, en particulier des métaux (mais également pour d'autres matériaux). Il permet de savoir, sous des sollicitations données, si une pièce se déforme plastiquement ou si elle reste dans le domaine élastique. Un matériau ductile commence à céder lorsque la contrainte de Von Mises atteint un niveau égal à la

contrainte limite. Dans la plupart des cas, la limite d'élasticité  $\sigma_e$  est utilisée comme contrainte limite.

La contrainte de Von Mises est donnée par la formule suivante :

$$\sigma_{von\_mises} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} \quad (5.1)$$

Où  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  désignent les contraintes principales.

La plasticité commence lorsque  $\sigma_{von\_mises} \geq \sigma_e$ .

### 5.3.1 Résultats numériques

On simule le comportement du câble pour une force de traction monotone allant de  $F = 0\text{N}$  jusqu'à  $F = 25\text{kN}$ . Les résultats correspondant au déplacement total du câble sont donnés sur la figure 5.7. La répartition de la contrainte de Von Mises est quant à elle présentée sur les figures 5.8 et 5.9.

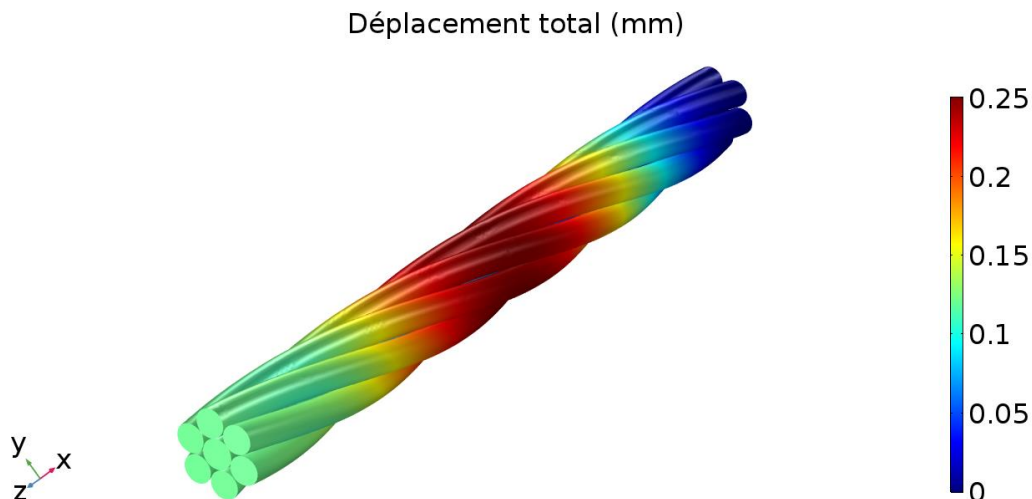


Figure 5.7: Déplacement total du câble en mm.

Nous constatons d'après les figures ci-dessous que les contraintes sont importantes au niveau du fil central ainsi que dans les zones de contact entre ce dernier et les fils hélicoïdaux. Pour essayer de comparer les résultats de notre modèle, nous disposons de celui analytique de Labrosse (Cf. Chapitre 3). La figure 5.10 présente la moyenne de déformation axiale du câble en fonction du chargement appliqué. Nous constatons d'après cette figure un très bon accord entre le modèle analytique et numérique dans le domaine élastique. Nous pouvons nous appuyer sur cette concordance pour supposer une acceptabilité de notre modèle pour la suite des calculs.

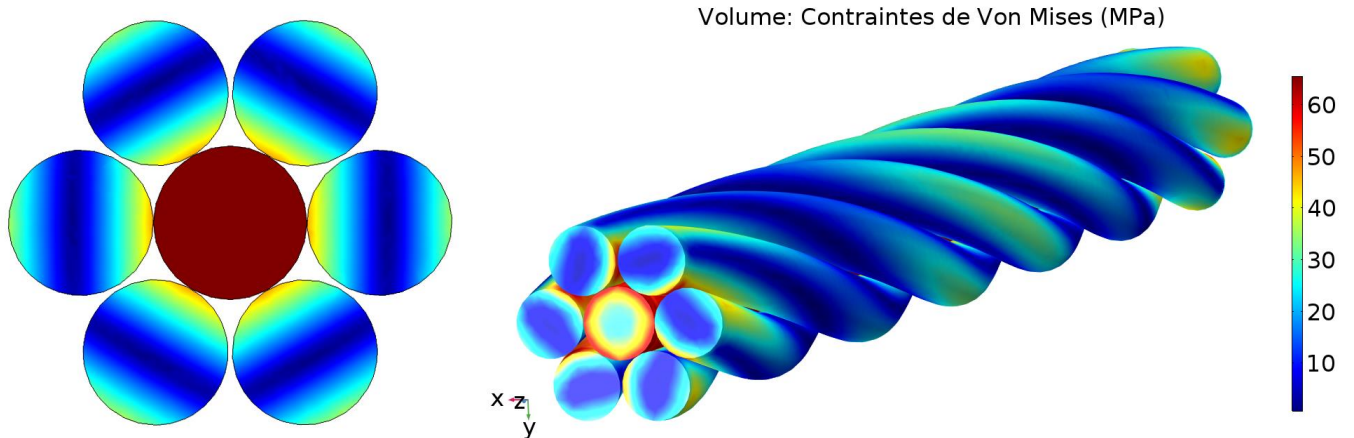


Figure 5.8: Répartition de la contrainte de Von Mises dans le câble en MPa dans le domaine élastique.

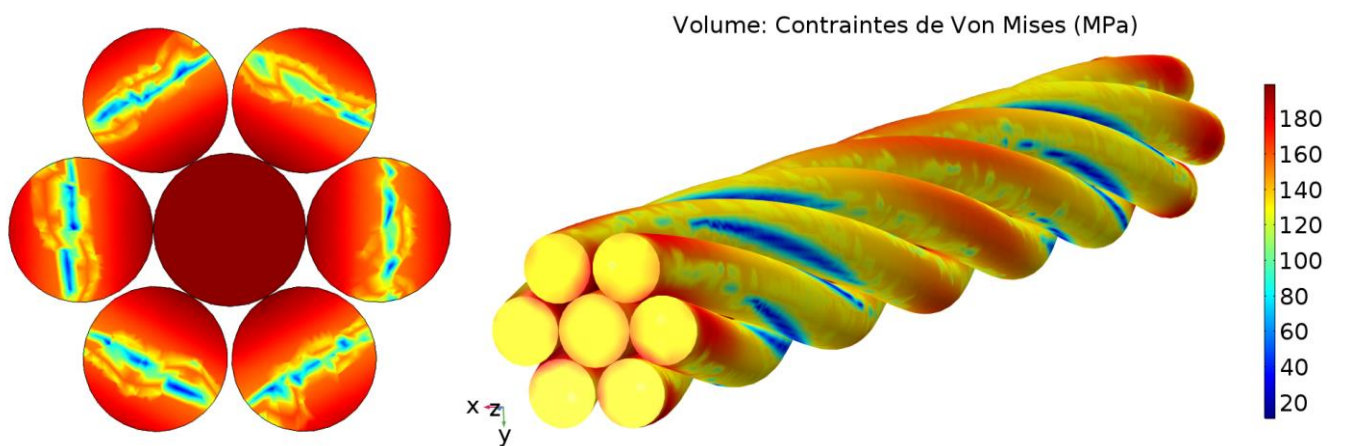


Figure 5.9: Répartition de la contrainte de Von Mises dans le câble en MPa dans le domaine plastique

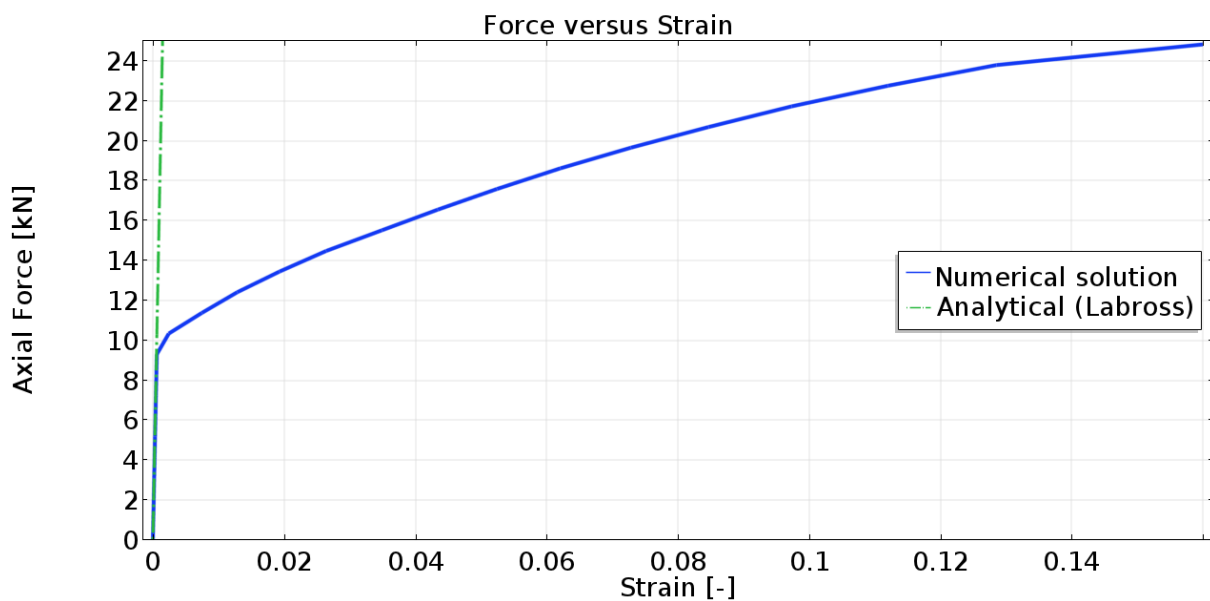


Figure 5.10: Déformation axiale en fonction du chargement.

Dans la section suivante, la déformée du conducteur issue des calculs mécaniques sera importée dans le modèle électrique pour calculer la résistance électrique, l'objectif étant de comprendre l'influence de la déformation élastique-plastique sur le comportement électrique du conducteur.

## 5.4 Modèle électrique par EF

### 5.4.1 Construction du modèle

Les simulations électriques en courant continu sont effectuées en utilisant le module électrique du logiciel Comsol. Le modèle développé consiste à soumettre la structure déformée obtenue par l'étude mécanique à une différence de potentiel électrique entre les deux surfaces extrêmes du conducteur (Figure 5.11)

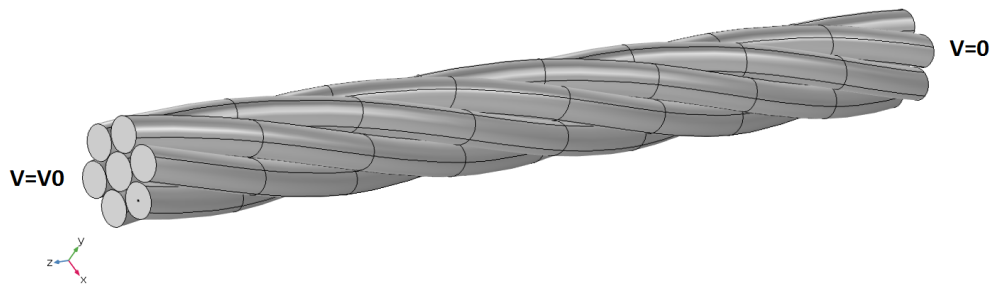


Figure 5.11: Différence de potentiel appliquée sur le conducteur.

Le modèle électrique en courant continu est régi par l'équation de la conservation de charge :

$$\begin{cases} \text{div}(\mathbf{J}) = 0 \\ \mathbf{J} = \sigma \mathbf{E} \\ \mathbf{E} = -\nabla V \end{cases} \quad (5.2)$$

Avec  $\mathbf{J}$  (A/m<sup>2</sup>) la densité de courant,  $\mathbf{E}$  (V/m) le champ électrique,  $V$  (V) le potentiel électrique et  $\sigma$ (S/m) la conductivité électrique du matériau. Ce modèle permet de calculer le potentiel électrique  $V$ .

Nous prendrons en compte également l'impact des contraintes mécaniques symbolisant l'écroutissage qui pourrait exister et son effet sur la conductivité électrique du matériau. Pour cela, nous allons introduire une loi de comportement expérimentale [IEEE-16] obtenue pour un fil de cuivre couplant la conductivité électrique et les contraintes mécaniques. Cette loi permettrait de piloter l'évolution de la conductivité électrique en fonction de la répartition de la contrainte issue de calcul mécanique.



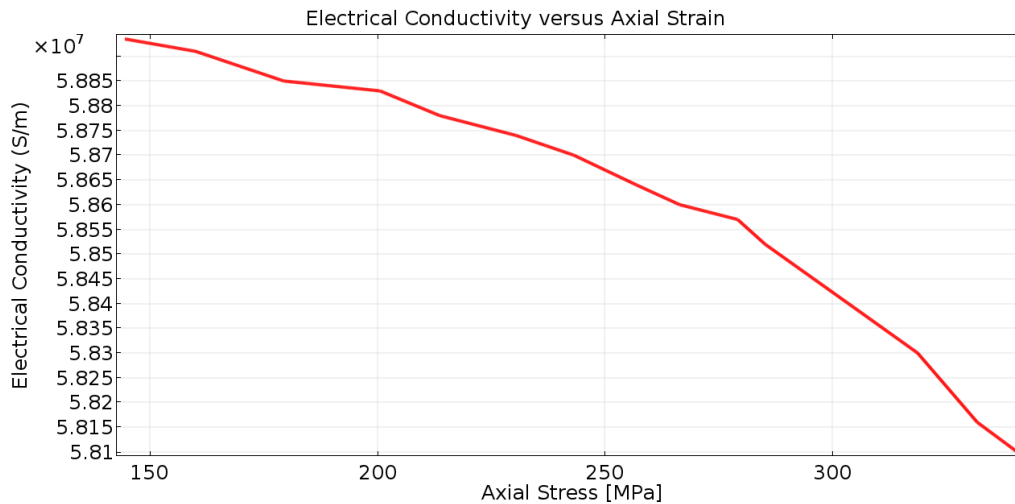


Figure 5.12: Évolution de la conductivité électrique en fonction des contraintes mécaniques.

## 5.4.2 Résultats numériques

### 5.4.2.1 Vérification des résultats du modèle

Afin de tester notre modèle, nous proposons de l'appliquer sur un fil en cuivre. En effet, nous disposons d'une solution analytique qui relie la variation de résistance à la déformation pour le cas d'un cylindre en traction (figure 5.13). Cette validation analytique permettrait de tester les résultats numériques et donc celle du modèle avant de se lancer dans le cas plus complexe du conducteur complet qu'il sera impossible de vérifier.

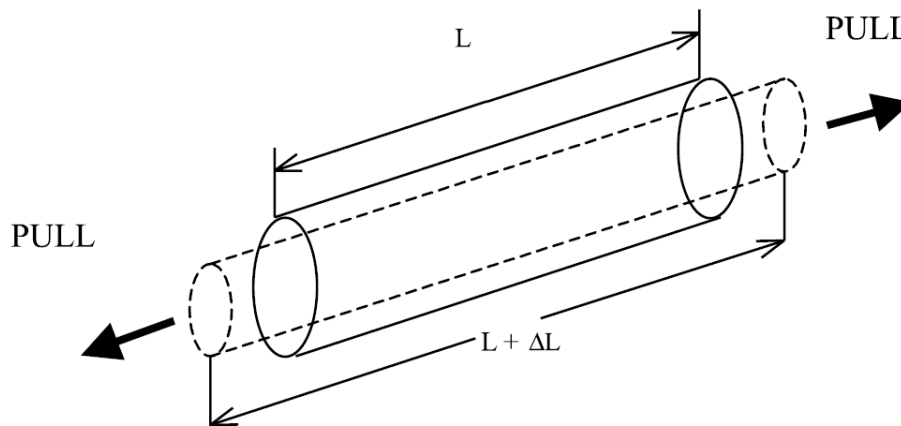


Figure 5.13: Schéma illustrant la déformation d'un cylindre. ??????

La résistance électrique d'un cylindre est donnée par la relation  $R = \frac{\rho L}{S}$  où  $\rho$  est la résistivité du matériau,  $S$  l'aire de la base et  $L$  sa longueur. La variation de la résistance d'un cylindre en traction dans le domaine plastique [BONN-07] est donnée par la formule suivante :

$$\frac{\Delta R}{R} = (1 + \varepsilon)^2 - 1 \quad (5.3)$$

Où  $\varepsilon$  est la déformation totale. Pour valider le modèle numérique nous considérons un cylindre en cuivre de rayon 0.1mm et de longueur 1mm. La figure 5.14 présente la variation de résistance obtenue numériquement et analytiquement. La figure montre une bonne concordance entre le modèle numérique et la solution analytique. Nous pouvons donc appliquer notre modèle numérique sur le conducteur 1+6 et 16+12.

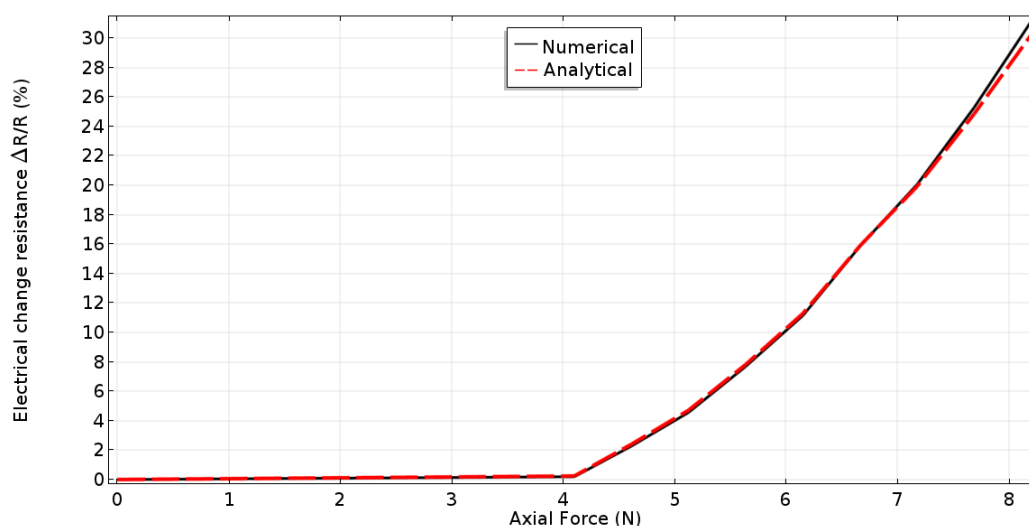


Figure 5.14: Evolution de la variation de la résistance électrique d'un cylindre en cuivre.

#### 5.4.2.2 Conducteur 1+6

La figure 5.15 montre la répartition de la contrainte de Von Mises dans le conducteur dans le domaine plastique, la figure 5.16 présente sa correspondance en conductivité électrique.

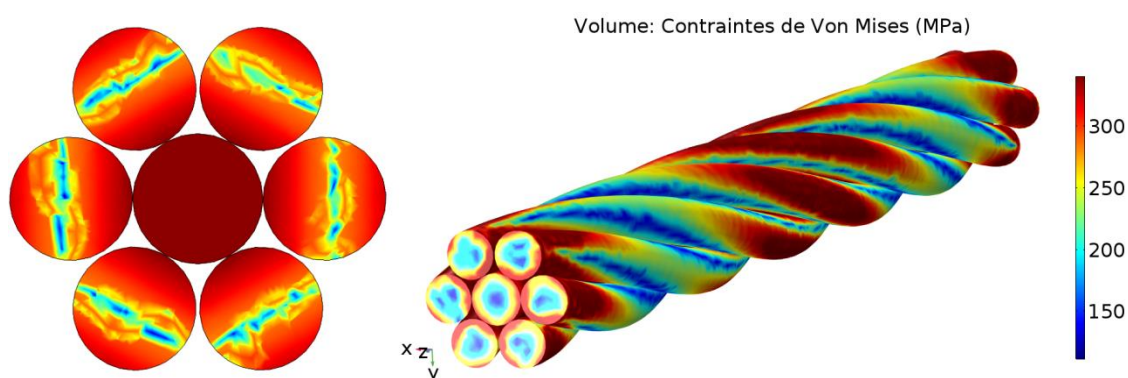


Figure 5.15: Répartition de la contrainte de Von Mises dans le conducteur en MPa dans le domaine plastique.

D'après ces figures, on constate que la conductivité électrique est plus faible dans les zones où la contrainte mécanique est plus importante. Cela signifie que ces zones sont moins conductrices.

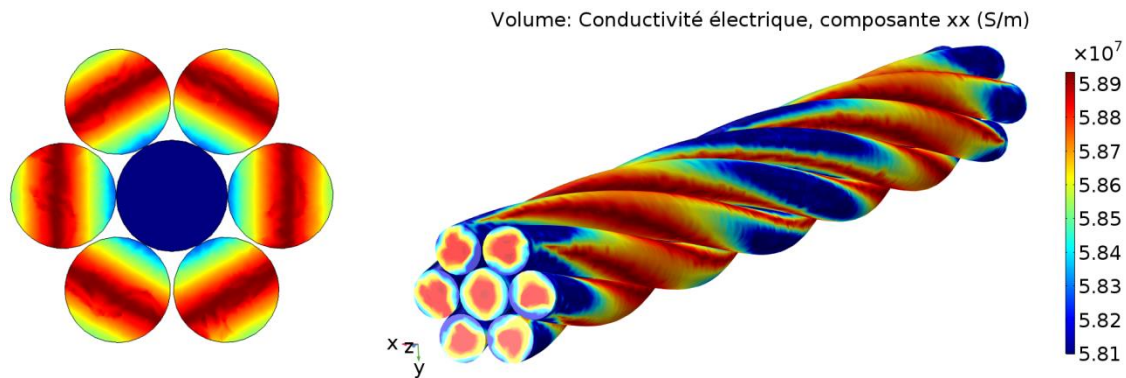


Figure 5.16: Répartition de la conductivité électrique dans le conducteur en (S/m) due à l'écroissage du matériau.

La figure 5.17 présente la densité de pertes volumiques par effet de Joule pour un conducteur sans et avec contraintes mécaniques. On constate sur la figure de droite que les pertes sont uniformes et valent environ  $3 \cdot 10^5 \text{ W/m}^3$ . Sur la figure de gauche, on remarque une répartition non homogène des pertes qui correspondent à la répartition des contraintes mécaniques. En effet, dans les zones où les contraintes mécaniques sont importantes, les pertes par effet Joule sont également importantes.

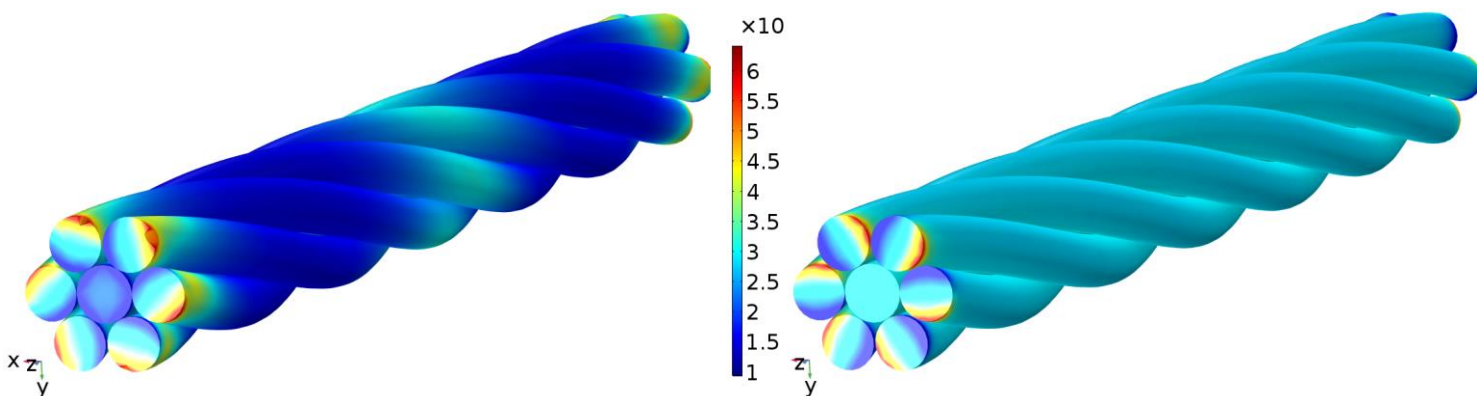


Figure 5.17: Densité de pertes volumiques par effet Joule ( $\text{W/m}^3$ ) (à droite sans contrainte mécanique, à gauche avec contraintes mécaniques).

La résistance totale est déterminée en intégrant la densité de courant sur la section droite de la structure. La résistance est donc calculée par la formule d'Ohm

$$R = \frac{\Delta V}{I} \quad (5.4)$$

La figure 5.18 présente l'évolution de la résistance électrique totale du conducteur en fonction d'un chargement monotone. D'après cette figure, on remarque que la résistance est quasiment constante dans le domaine élastique. Dans le domaine plastique, nous constatons une

évolution croissante de la résistance électrique. Par exemple, pour un chargement de 20kN la résistance a augmenté de 30% ( $\frac{\Delta R}{R}$ ).

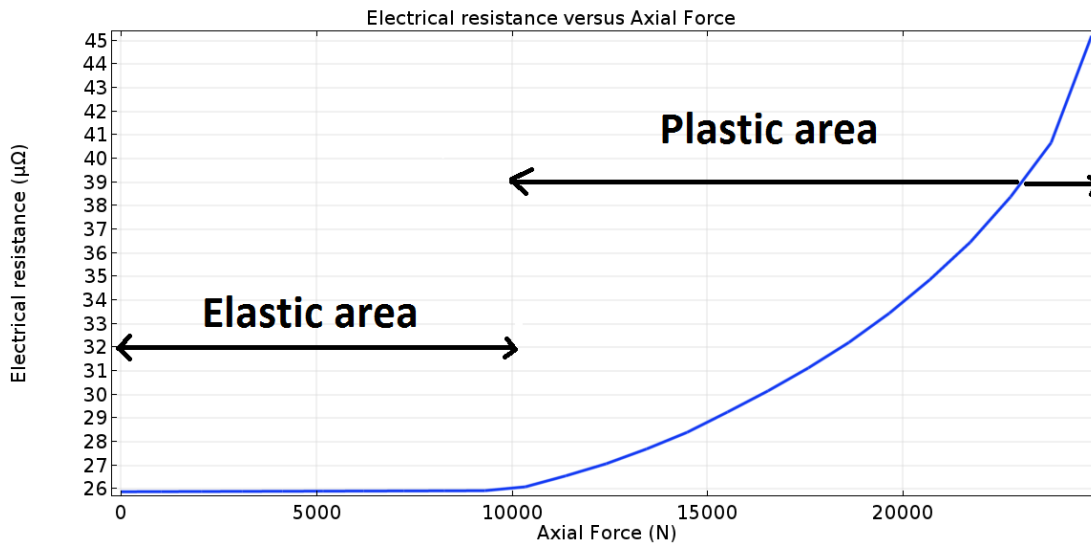


Figure 5.18: Evolution de la résistance électrique en ( $\mu\Omega$ ) du conducteur en fonction du chargement.

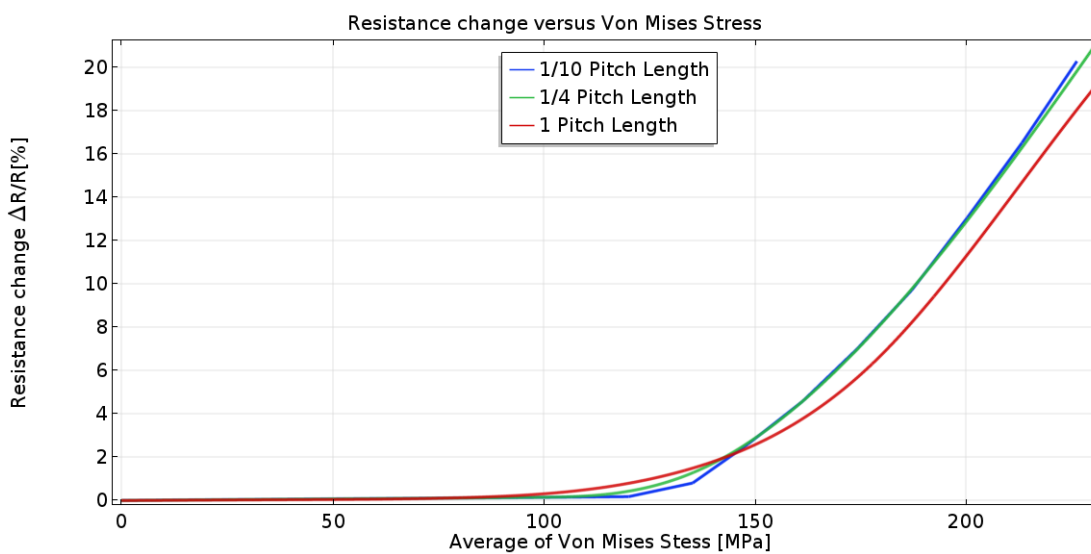


Figure 5.19: Evolution de la variation de résistance en fonction de la moyenne de la contrainte de Von Mises pour différentes portion du pas.

Pour alléger les coûts des calculs en temps et en mémoire, nous allons effectuer une étude de sensibilité de la résistance électrique lorsqu'on modélise seulement une portion du conducteur. La figure 5.19 présente l'évolution de la variation de la résistance électrique pour 1/10<sup>ème</sup> et 1/4<sup>ème</sup> de pas en fonction de la contrainte moyenne dans le conducteur.

Nous constatons que les courbes de l'évolution de la variation de résistance électrique pour les différentes portions du pas sont quasiment identiques avec une légère différence pour le cas d'un pas de 2%. En conséquence, nous pouvons travailler sur 1/10<sup>ème</sup> de pas pour la suite.

### 5.4.2.3 Conducteur 1+6 +12

Pour des raisons de temps de calcul importants, on ne modélise que 1/10<sup>ème</sup> du pas d'enroulement afin de limiter la taille du maillage. La figure 5.20 montre la répartition de la contrainte de Von Mises dans le conducteur ainsi que la répartition de la conductivité électrique. La figure 5.21 montre l'influence de la plasticité sur le comportement de la résistance électrique du conducteur.

On constate, que le comportement électrique d'un conducteur bicouche (1+6+12) à la même tendance qu'un conducteur monocouche.

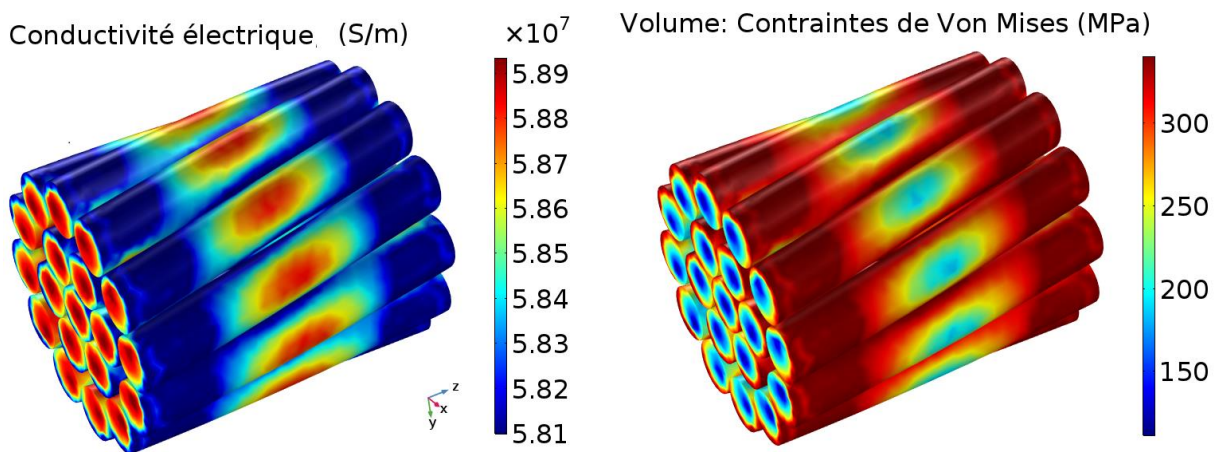


Figure 5.20: Répartition des contraintes de Von mises (droite) et sa correspondance en conductivité électrique (gauche).

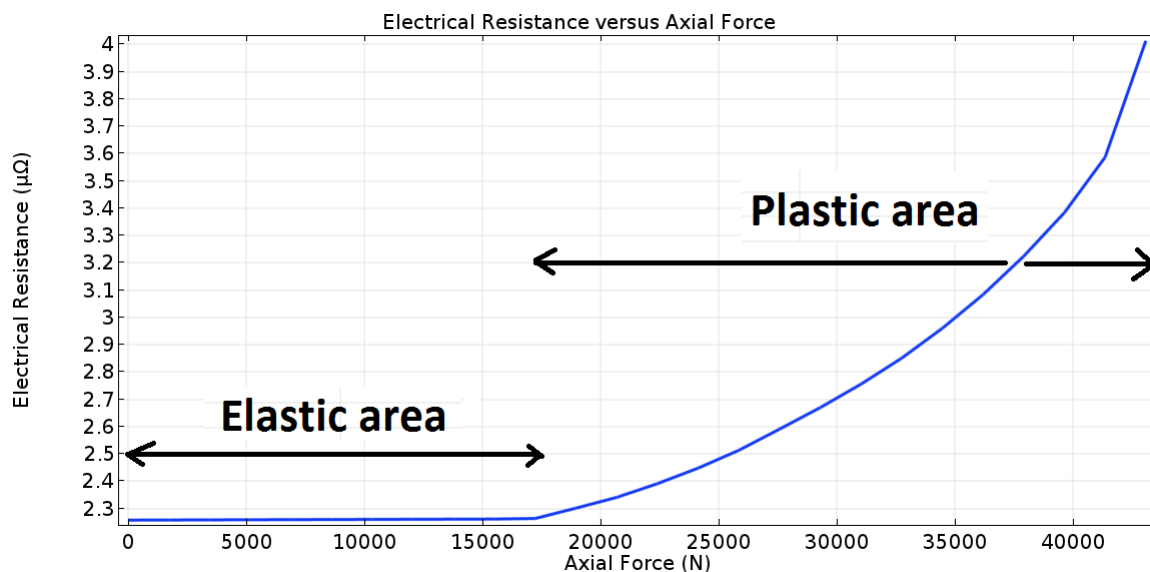


Figure 5.21: Influence de la plasticité sur la résistance électrique du conducteur (1+6+12).

### 5.4.3 Influences des différents paramètres sur la résistance électrique du conducteur

Dans cette section nous étudions l'impact de quelques paramètres comme le frottement, la taille de pas et la rupture des fils sur le comportement électrique du conducteur.

#### 5.4.3.1 Effet du frottement

La prise en compte du contact est gérée par un algorithme du type *Surface-to-Surface*. Seul le contact radial est considéré, admettant l'hypothèse de non-contact entre fils d'une même couche. La figure 5.22 présente l'évolution de la résistance électrique en fonction du chargement pour différentes valeurs de coefficient de frottement  $\mu$ . On constate que l'impact du frottement est quasiment nul dans le domaine élastique et qu'il reste très faible dans le domaine plastique.

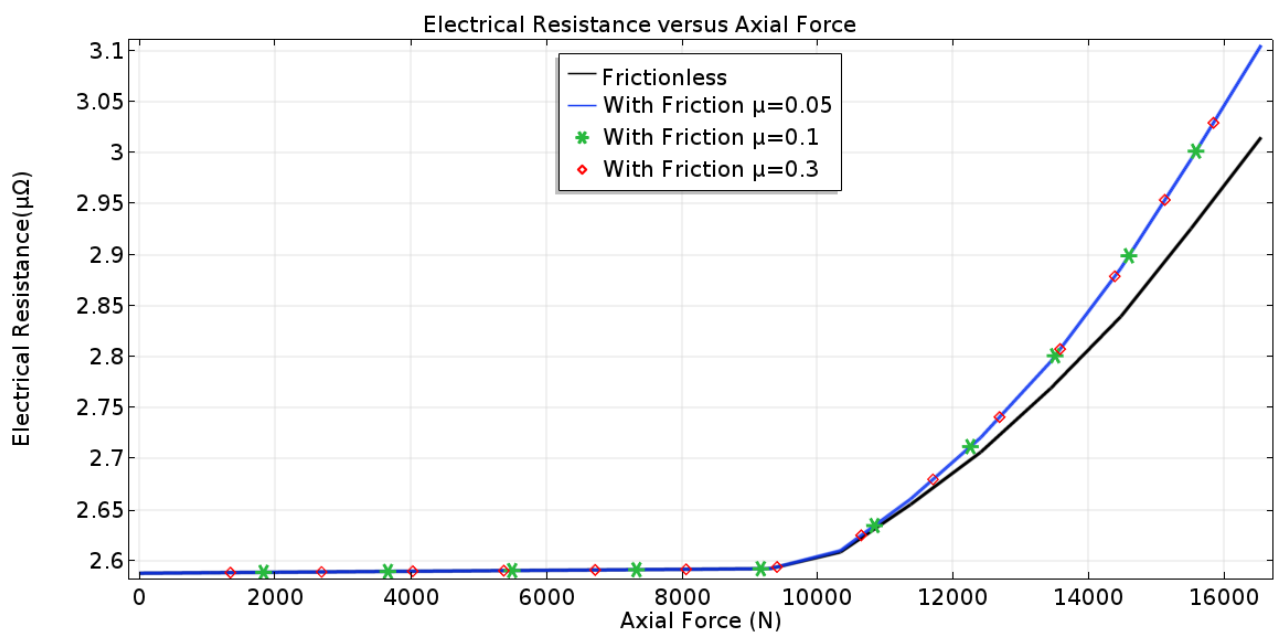


Figure 5.22: Effet du frottement sur la résistance électrique du conducteur.

#### 5.4.3.2 Effet du pas

La figure 5.23 présente l'évolution de la variation de la résistance électrique en fonction du chargement. D'après cette figure, on remarque que la variation de la résistance diminue lorsque le pas augmente. Ensuite elle ne varie plus.

A partir des résultats numériques, il est clair que la résistance électrique des conducteurs de faibles pas est très importante, ce qui pousse à les déconseiller. Et comme nous avons vu dans

le paragraphe 4.2.2 où nous avons étudié l'influence du pas sur le comportement mécanique que les conducteurs à pas de 229 mm ou avec des fils parallèles ont des résultats numériques presque similaires. Néanmoins, en raison de leur faible stabilité à la traction, de leur faible rigidité à la torsion et de leur faible résistance à la flexion, les conducteurs à plus faibles pas sont plus avantageux. Donc il faut choisir un pas avec une résistance électrique, une rigidité à la torsion et résistance à la flexion acceptables et qui respecte les contraintes imposées sur le conducteur.

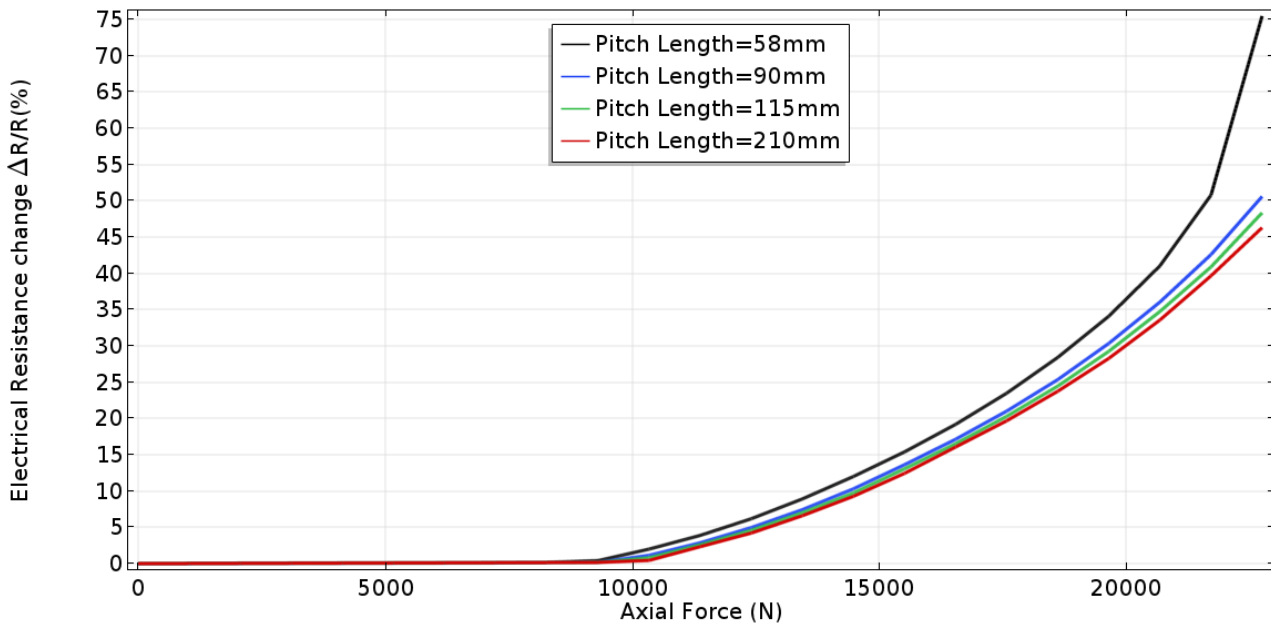


Figure 5.23: Effet de pas sur l'évolution de la variation de résistance électrique.

### 5.4.3.3 Effet des ruptures successives des fils

Les figures 5.24 et 5.25 présentent l'effet de la rupture des fils du conducteur sur la résistance électrique et la variation de la résistance.

On constate d'après les figures ci-dessus que l'impact de la rupture des fils est très important sur la résistance électrique. Dans le domaine d'élasticité, nous remarquons une augmentation allant de 20% pour un fil coupé jusqu'au 80% pour trois fils coupés. Ceci est cohérent avec ce qui a été démontré dans le chapitre précédent, à savoir que l'énergie dissipée par frottement d'un conducteur avec une âme cassée est 4 fois plus importante que l'énergie dissipée par frottement d'un conducteur sain. Cela montre que le comportement mécanique du conducteur influence son comportement électrique.

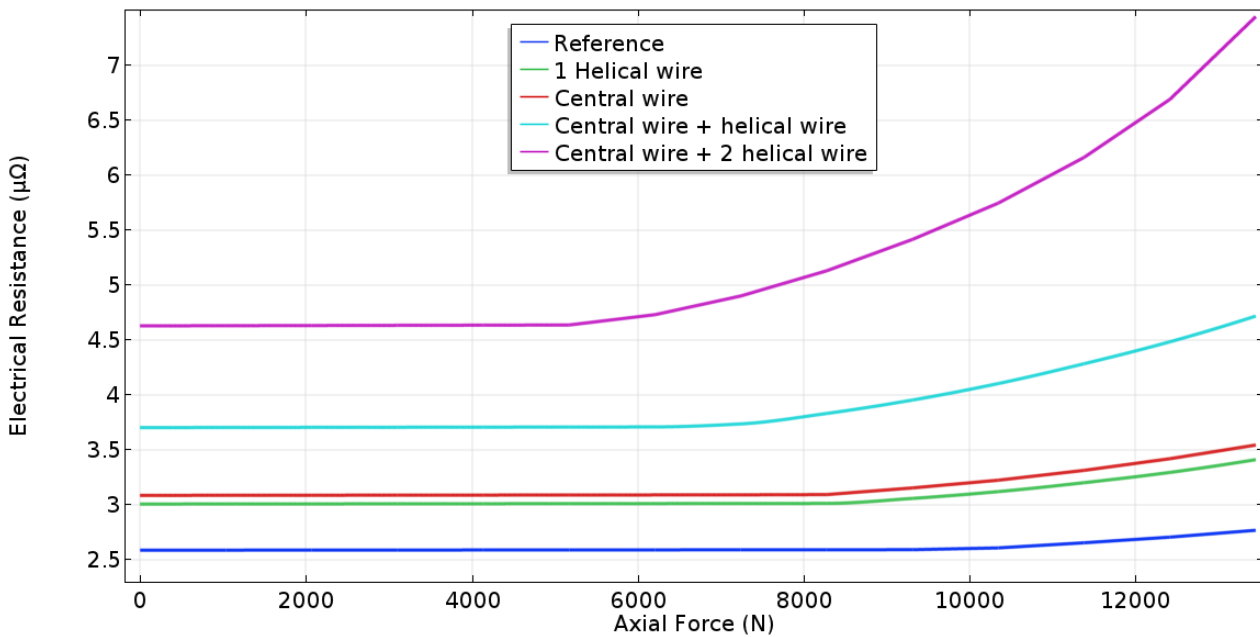


Figure 5.24: Effet de la rupture des fils sur la résistance électrique du conducteur.

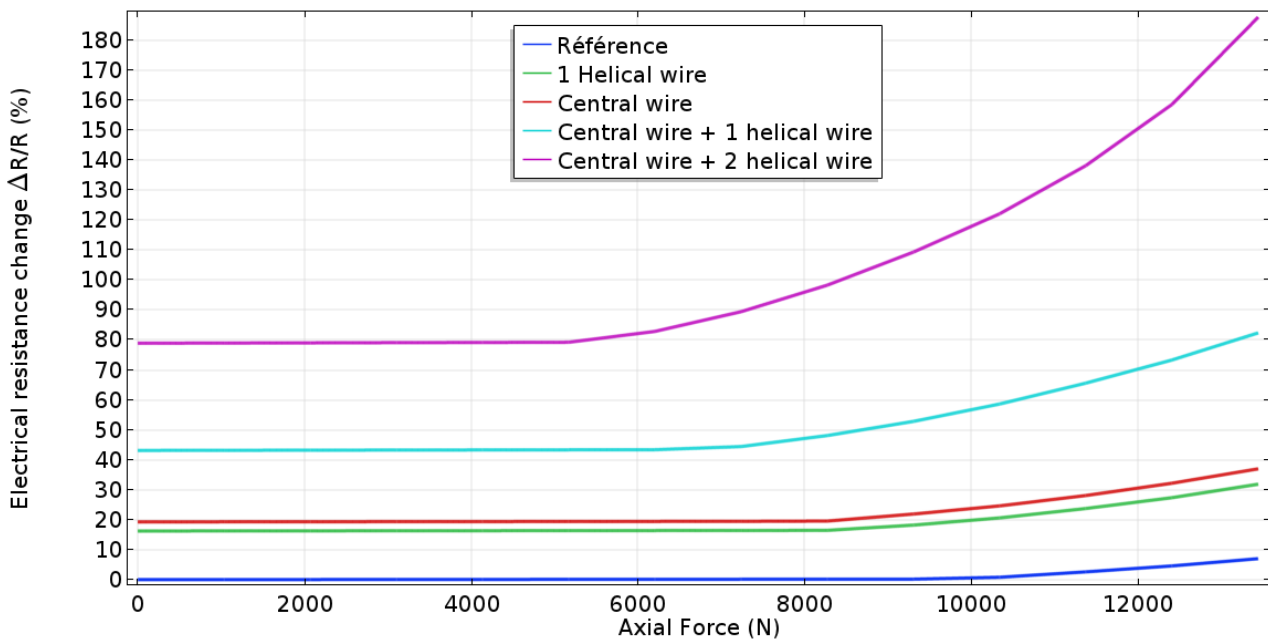


Figure 5.25: Effet de la rupture des fils sur la variation de résistance électrique du conducteur.

## 5.5 Modèle thermique par EF

Dans cette section nous allons étudier le comportement thermique du câble en tenant compte des effets mécaniques sur la résistance électrique du conducteur étudié dans la section précédente. Nous construisons tout d'abord un modèle thermique en convection naturelle permettant de calculer la distribution de la température dans la section du câble.



### 5.5.1 Construction du modèle

Pour calculer la distribution de température à l'intérieur et sur la frontière du domaine de calcul (ce dernier correspond à la section de la phase étudiée), on applique l'équation de transfert de chaleur par conduction en régime instationnaire en tenant compte de la convection [9]. Elle est définie comme suit :

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T + \text{div}(-\mathbf{K} \nabla T) = Q \quad (5.5)$$

Où  $T$  est la température absolue (K),  $\mathbf{K}$  la conductivité thermique ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ),  $Q$  une source de chaleur ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-3}$ ),  $\mathbf{u}$  le champ vitesse du fluide (m/s),  $\rho$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ) la masse volumique, et  $C_p$  ( $\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ ) la capacité calorifique.

En convection naturelle, le champ de vitesse est créé par le champ de température et la vitesse obéit aux équations de Navier-Stocks [NAPI-16] :

$$\begin{cases} \text{div}(\mathbf{u}) = 0 \\ \rho_0 \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho_0 \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\nabla p + \rho \mathbf{g} + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \end{cases} \quad (5.6)$$

Où  $\rho$  est la masse volumique. Elle dépend que de la température et elle est donnée par l'approximation de Boussinesq  $\rho = \rho_0 \beta (T - T_0)$ , où  $T_0$ ,  $\rho_0$  sont les paramètres relatifs au fluide,  $\beta$  est le coefficient de dilatation à pression constante,  $p$  est la pression (Pa) et  $\mu$  est le coefficient de viscosité dynamique de l'air.

Pour les sources de chaleur,  $Q$ , nous allons considérer celle générée dans le conducteur par effet Joule [LIU-02] :

$$W_c = I_c^2 \cdot R_{AC} \quad (5.7)$$

Où  $R_{AC}$  (W/km) est la résistance du câble et  $I_c$  (A) la densité de courant parcouru dans le conducteur.

Nous considérons que le câble est posé horizontalement, sous air avec une température ambiante de 20°C. La figure 5.26 illustre l'environnement du câble ainsi que les conditions aux limites prises en compte. Sur les frontières, on suppose qu'aucun échange thermique ne peut se produire ce qui est traduit par un flux normal nul. Nous supposons aussi une circulation libre de l'air sur les frontières (pression nulle).

Pour atteindre une température de 90°C dans le conducteur avec les conditions définies ci-dessus nous allons faire circuler un courant admissible qui équivaut à 515 A. La valeur de

l'intensité maximale du courant  $I_{\text{admissible}}$  (A) en régime permanent pour un câble HVAC est donnée dans les normes IEC [LIU-02] - [LONG-99] par la formule :

$$I_{\text{admissible}} = \left[ \frac{\Delta\theta - W_d [0.5T_1 + n(T_2 + T_3 + T_4)]}{R_{ac}T_1 + nR_{ac}(1+\lambda_1)T_2 + nR_{ac}(1+\lambda_1+\lambda_2)(T_3+T_4)} \right]^{0.5} \quad (5.8)$$

Avec :

- $\Delta\theta = \theta_{\text{max}} - \theta_a$ ;
- $W_d$  les pertes diélectriques au niveau de l'isolant ;
- $n$  le nombre de conducteur ;
- $R_{ac}$  la résistance du conducteur en courant alternatif ;
- $\lambda_1$  le facteur de dissipation dans l'écran ;
- $\lambda_2$  le facteur de dissipation dans l'armure.

La résistance électrique du conducteur de référence est de  $0.153\Omega/km$ .

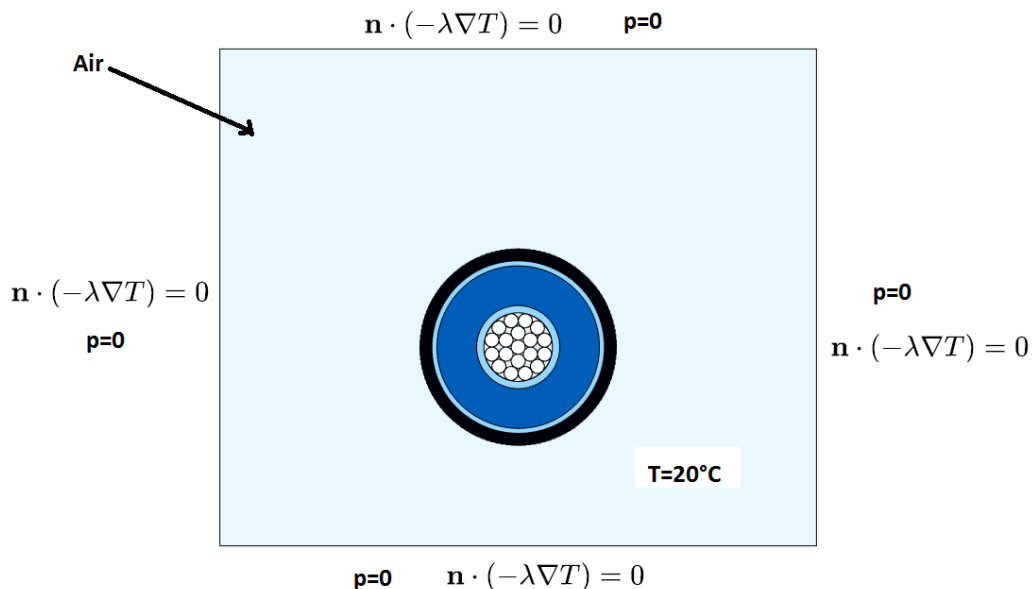


Figure 5.26: Illustration de la géométrie de l'environnement du câble et des conditions aux limites imposées

## 5.5.2 Résultats numériques

La figure 5.27 représente la distribution du champ de température (gauche) et le champ de vitesse de l'air (droite) du câble en équilibre obtenu numériquement. On présente sur les deux figures les flèches qui illustrent le champ de vitesse.

Pour visualiser les variations de température dans les différents constituants du câble, on trace le profil de la température selon une coupe radiale à partir du conducteur (figure 5.28).

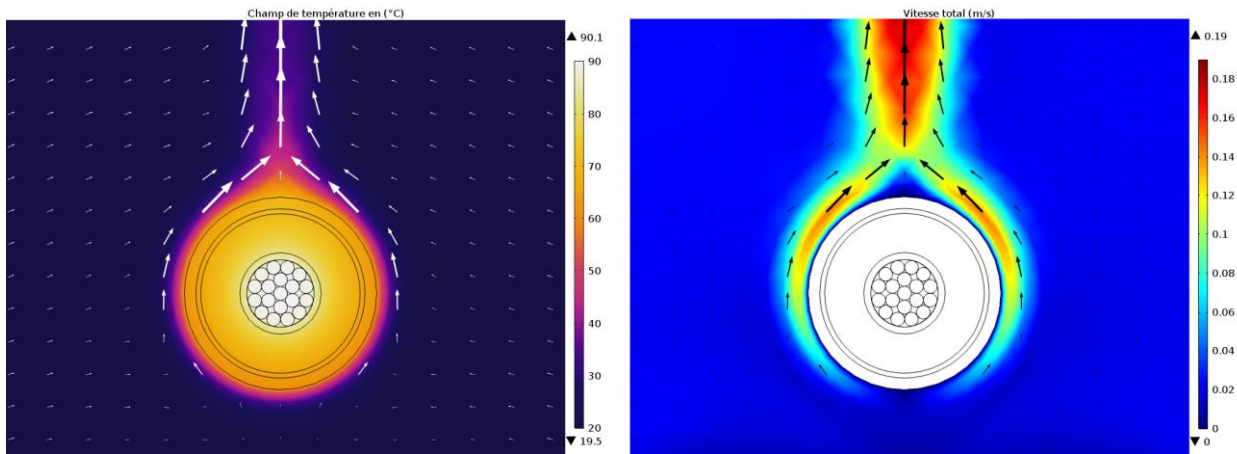


Figure 5.27: Distribution du champ de température en ( $^{\circ}\text{C}$ ) (gauche) et champ de vitesse en (m/s) (droite) en équilibre. Les flèches représentent le champ de vitesse.

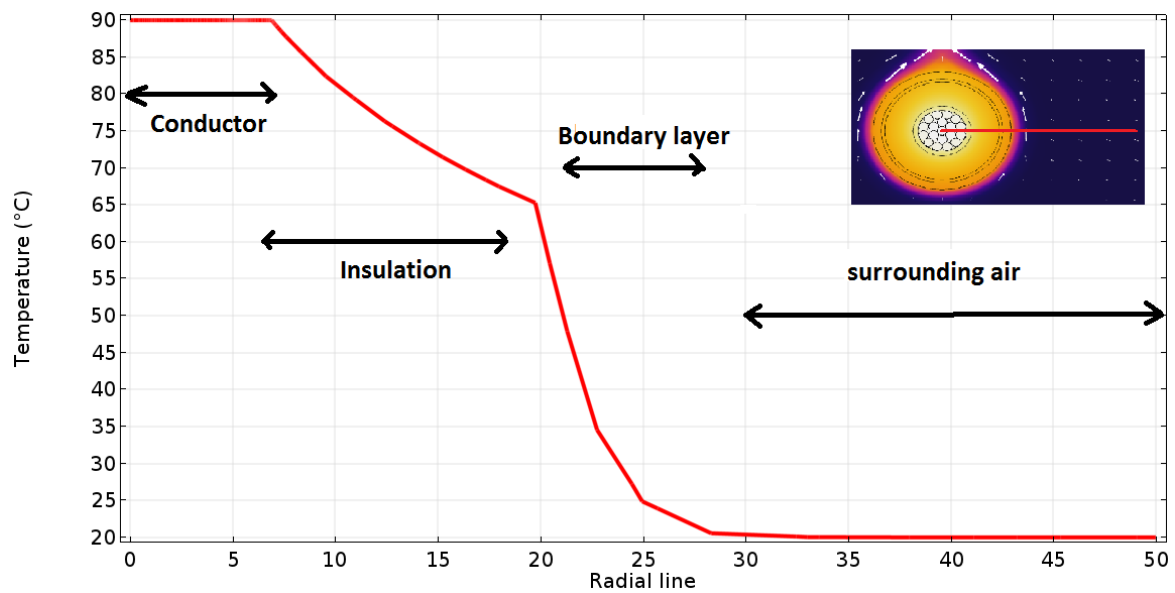


Figure 5.28: Température dans le câble selon une coupe radiale

Le tableau 5.3 résume la température moyenne dans chaque constituant du câble :

Constituants	Température moyenne en ( $^{\circ}\text{C}$ )
Conducteur	89.94 $^{\circ}\text{C}$
Couche semi-conductrice	82.79 $^{\circ}\text{C}$
Isolant	71.29 $^{\circ}\text{C}$
Couche semi-conductrice	64.53 $^{\circ}\text{C}$
Gaine	62.30 $^{\circ}\text{C}$

Tableau 5.3 : Température moyenne dans le câble.

Ces résultats vont servir comme une référence pour la suite. En effet, lorsque le câble subira des contraintes mécaniques nous attendrons un impact sur le comportement thermique.

### 5.5.3 Effet de plasticité des fils sur la température du câble

Dans cette section, nous étudions l'impact de la plasticité du conducteur sur la température du câble. Pour cela, nous considérons plusieurs niveaux de plasticités de 100% jusqu'à 168% de la limite élastique. La figure 5.29 présente l'impact de la plasticité sur le comportement thermique du câble. On voit bien que la résistance augmente avec l'augmentation du taux d'écroutissage du cuivre.

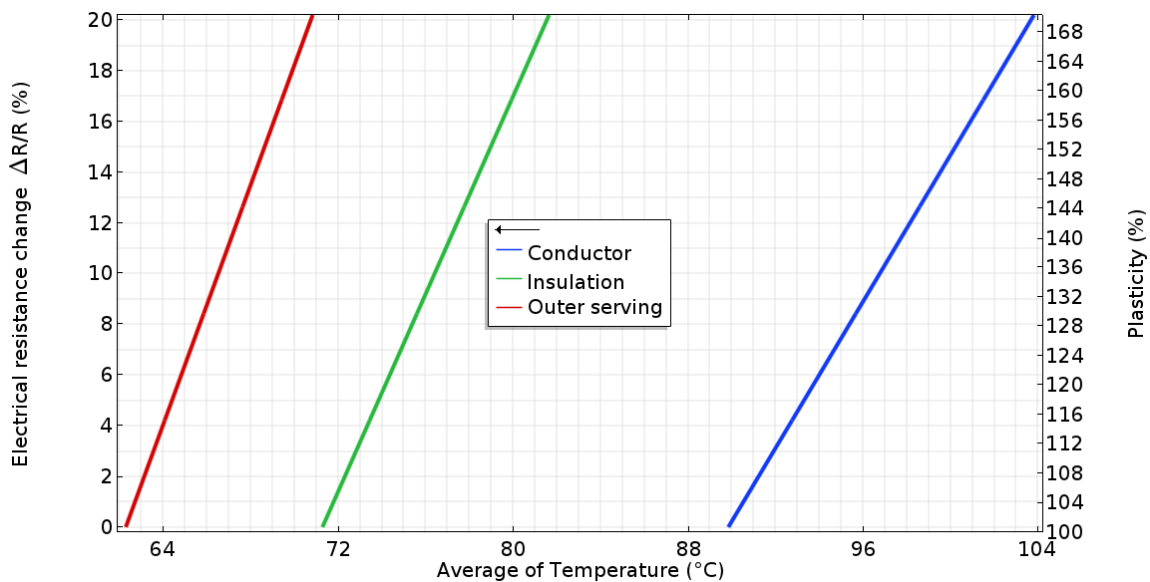


Figure 5.29: Température moyenne dans le câble en fonction du niveau de plasticité.

### 5.5.4 Effet de ruptures des fils sur la température du câble

Dans cette section, nous nous intéressons à l'impact de la rupture des fils sur la température du câble. Les figures 5.30 et 5.31 présentent la distribution de température pour un fil jusqu'à trois fils coupés.

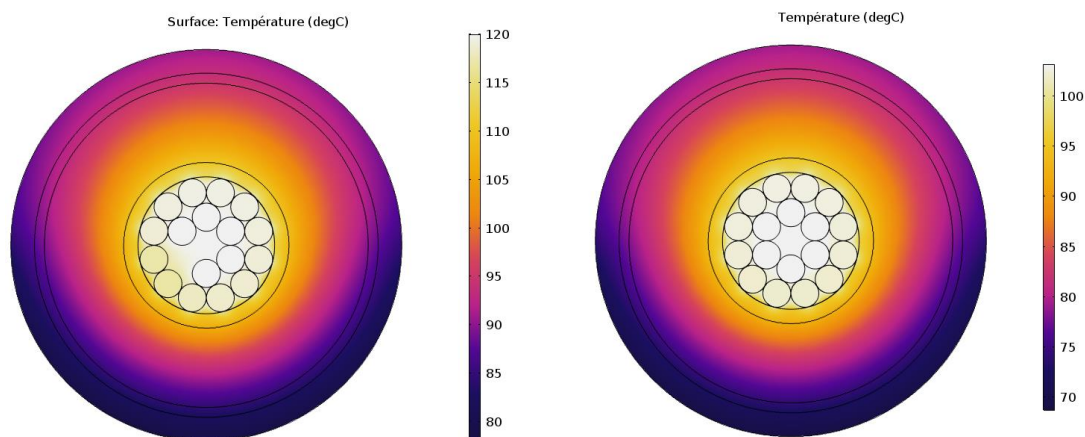


Figure 5.30: Distribution de température dans le câble avec un fil coupé (droite) et deux fils coupés (gauche).

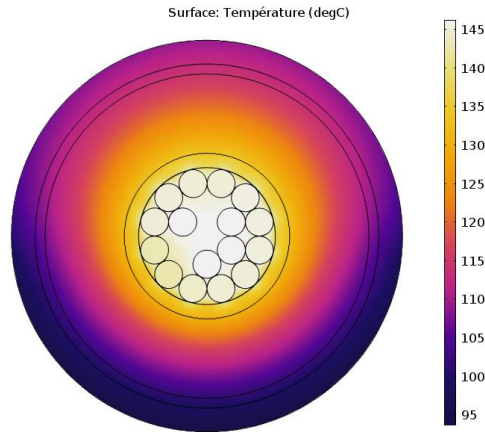


Figure 5.31: Distribution de température dans le câble avec trois fils coupés

Nous constatons d'après ces figures une augmentation de la température allant de 16% pour un fil coupé jusqu'au 60% pour trois fils coupés. Le tableau 5.4 résume la moyenne des températures dans les différents constituants des phases ainsi que les variations de température générées.

Constituants	Température moyenne en (°C)	Température moyenne en (°C)	Température moyenne en (°C)
	Fil central coupé	Deux fils coupés	Trois fils coupés
Conducteur	104.42 °C(+16.1%)	118.95 °C(+32%)	145.01 °C(+61%)
Couche semi conductrice	96.01 °C(15%)	109.23 °C(+31%)	133.03 °C(+60%)
Isolant	82.09 °C (+15%)	92.89 °C(+30%)	112.34 °C(+57%)
Couche semi conductrice	73.91 °C(+14%)	83.28 °C(+29%)	100.16 °C(+55%)
Gaine	71.21 °C (+14%)	80.11 °C(+28%)	96.15 °C(+54%)
Variation de température $\frac{\Delta T}{T}$ (%)	14.8%	30%	57%

Tableau 5.4 : Température moyenne dans le câble.

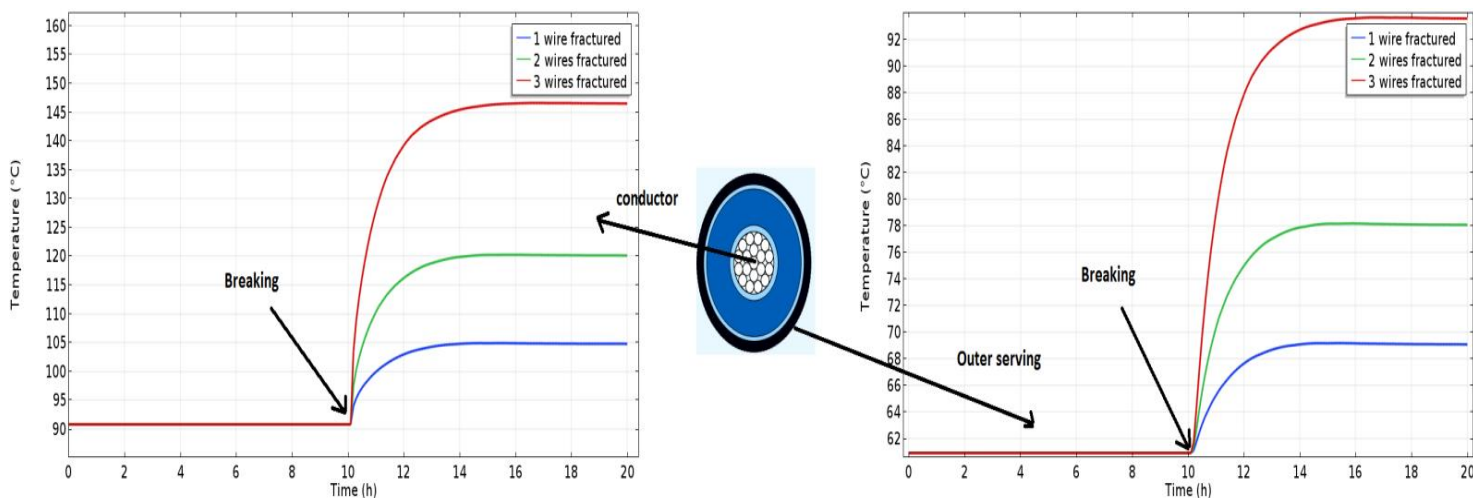


Figure 5.32 Impact de la rupture des fils sur la température du câble en transitoire.

## 5.6 Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons étudié numériquement l'influence de paramètres et les mécanismes d'endommagement de la phase (conducteur) ainsi que les paramètres du câble tels que le pas et le coefficient du frottement sur leurs comportements électriques et thermiques. Les mécanismes d'endommagement sont la plasticité locale et la rupture des fils. Les résultats des modélisations démontrent qu'avec l'accroissement de la déformation au-delà de la limite d'élasticité, non seulement le comportement mécanique varie, mais également les comportements électriques et thermiques.

Avec ce chapitre et le chapitre précédent, l'étude numérique est terminée. Une étude expérimentale à dominante mécanique sera détaillée dans le chapitre suivant.

## **Chapitre 6 : Conception du banc de fatigue & Résultats expérimentaux**

# 6 Chapitre 6. Conception du banc de fatigue & Résultats expérimentaux

## 6.1 Introduction

Pour déterminer le comportement de la phase de notre câble électrique haute tension, nous avons conçu et fabriqué un banc d'essai de fatigue spécifiquement pour entreprendre des essais mécaniques sur matériaux mous, aussi bien sous chargement quasi-statiques qu'en fatigue. En effet, comme précisé précédemment, la phase est faite de multi-matériaux dont le comportement mécanique global est par définition hybride et qui plus, est plutôt « mou ».

Nous nous sommes intéressés à déterminer expérimentalement le comportement mécanique de la phase du câble de HT sous chargement quasi-statique et en fatigue, à caractériser thermo-mécaniquement la phase saine et ensuite dotée de ruptures progressives de fils. Ceci nous a permis :

- d'identifier les effets des mécanismes d'endommagement et de ruptures partielles des fils sur la performance globale de la phase,
- de déterminer le seuil de contrainte mécanique critique influençant le comportement électrique du câble.
- Et de comparer quand cela pouvait l'être les résultats des essais expérimentaux, ceux issus des modélisations numériques. Comme nous allons le constater, ceci ne semble pas très aisé.

Dans ce chapitre, nous allons commencer par présenter les études et réalisations du banc de fatigue totalement conçu et fabriqué au Laboratoire. Ensuite, les résultats des essais seront énumérés et discutés.

## 6.2 Montage expérimental

### 6.2.1 Banc d'essai

#### 6.2.1.1 Contexte du projet

Les câbles électriques HT (Haute Tension) sous-marins, utilisés dans les fermes d'énergie offshore sont soumis à des environnements agressifs qui peuvent détériorer leur état et



diminuer leurs performances. Ces dégradations peuvent être sources de défauts pouvant avoir des conséquences graves dans la mesure où ils peuvent provoquer des ruptures de conduction (court-circuit). Une maintenance qui s'en suivrait serait énormément onéreuse et il faut garder en mémoire que ces câbles doivent résister à vingt années de service sans maintenance pour être technologiquement et économiquement rentable. Il est donc important de pouvoir en suivre l'évolution et détecter des indices de dégradation (ponctuels ou généraux). Dans le cadre de cette thèse et en parallèle des modélisations numériques résumées dans les chapitres précédents, nous avons essayé d'évaluer les effets de quelques sources d'endommagement des phases HT sur leurs comportements mécaniques, que ce soit sous chargement quasi-statiques ou encore fatigue cyclique.

Compte tenu des délais impartis, nous n'avons pas la prétention de conduire une étude de fatigue dans le sens « durée de vie », mais plutôt une étude exploratoire qui ouvrirait la voie à une future thèse qui se focaliserait sur les aspects fiabilité en fatigue. Pour permettre cette étude, nous avons mis en place un banc de fatigue, totalement conçu et mis en place par les moyens de notre Laboratoire COSYS/LISIS. Ce banc n'a pas été une réalisation aisée compte tenu de sa configuration horizontale et surtout compte tenu du fait que les matériaux constitutifs sont « mous » par nature et donc leur prise dans les mors doit être proscrite.

Le dispositif expérimental que nous avons développé dans le cadre de ce projet consiste en un montage d'essai mécanique qui autorisera la mise sous contrainte d'éprouvettes phase HT, de longueur 3 mètres. Ce dispositif est adapté aux besoins spécifiques de ce projet qui sont :

- système d'extensomètre pour mesurer finement les déformations,
- des moyens de « mordage » spécifiques (attache du câble électrique au système de mise sous contrainte mécanique),
- du matériel de mesures,
- et des systèmes de protection de l'installation d'essai (puisque les câbles seront mis sous une contrainte thermique et une tension électrique).

En général, la fabrication d'une pièce mécanique passe par plusieurs étapes, qui sont :

- Définition du besoin par une analyse fonctionnelle
- Dimensionnement de la pièce
- Création d'un modèle CAO
- Fabrication de la pièce.

### 6.2.1.2 Enoncé fonctionnel du besoin

L'analyse fonctionnelle est une méthode de travail qui consiste à définir et à caractériser les fonctions offertes par un produit pour satisfaire les besoins de son utilisateur. Cette méthode utilise des outils qui permettent d'identifier des fonctions d'usage et de caractériser les contraintes liées à l'environnement du produit. Ces outils sont :

- La bête à cornes permet d'exprimer la recherche du besoin.
- Le diagramme pieuvre qui permet de définir les liens (c'est-à-dire les fonctions de service) entre le système et son environnement. Ce diagramme permet de recenser la plupart des fonctions du système.
- Le cahier des charges, qui permet de décrire et lister les fonctions primaires, secondaires et les contraintes du système étudié.
- Les diagrammes FAST et SADT, qui permettent la recherche de solutions technologiques.

La figure 6.1 montre la bête à corne qui est basée sur les réponses aux 3 questions liées au notre produit (Banc d'essai).

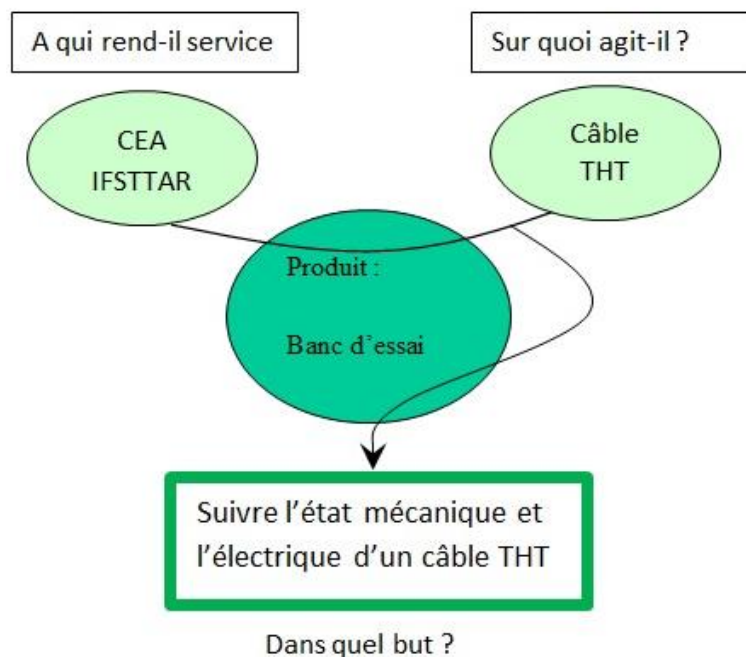


Figure 6.1: Bête à corne du banc d'essai.

### **6.2.1.3      Fonctionnement normal du produit et identification de son environnement**

Le diagramme pieuvre permet de définir les liens (c'est-à-dire les fonctions de service et les fonctions contraintes) entre le banc et son environnement (cf. figure 6.2). L'identification des fonctions est très importante dans la conception d'un produit. Il est important que la formulation de la fonction soit indépendante des solutions susceptibles de la réaliser.

- La ou les fonctions de service du produit : c'est à dire celles qui lui permettent de rendre les services pour lesquels il a été conçu,
- Les fonctions de contrainte imposées liées à l'utilisation, au milieu extérieur, aux matériaux, à la sécurité...

### **6.2.1.4      Énoncé des fonctions de service et des contraintes**

Les fonctions de services et des contraintes prises en compte sont :

FS1 : Etudier le comportement mécanique, électrique et thermique du câble électrique HT.

FS2 : Monter le câble électrique HT sur le banc d'essai.

FS3 : Appliquer les paramètres de l'essai sur le câble électrique HT.

FC1 : Pouvoir tester différents câble (selon la longueur, selon l'état. . .).

FC2 : S'adapter aux besoins de l'application une contrainte thermique et électrique.

FC3 : Pouvoir monter et démonter facilement le banc.

FC4 : Isoler thermiquement le banc en cours d'un essai.

FC5 : Couper toutes les sources thermiques pendant le réglage du banc (la préparation d'un test).

FC6 : S'adapter au sol.

FC7 : S'adapter à l'espace disponible.

FC8 : Maitriser les paramètres d'ambiance

FC9 : Apporter l'énergie nécessaire au fonctionnement.

FC10 : Maintenir facilement le système.

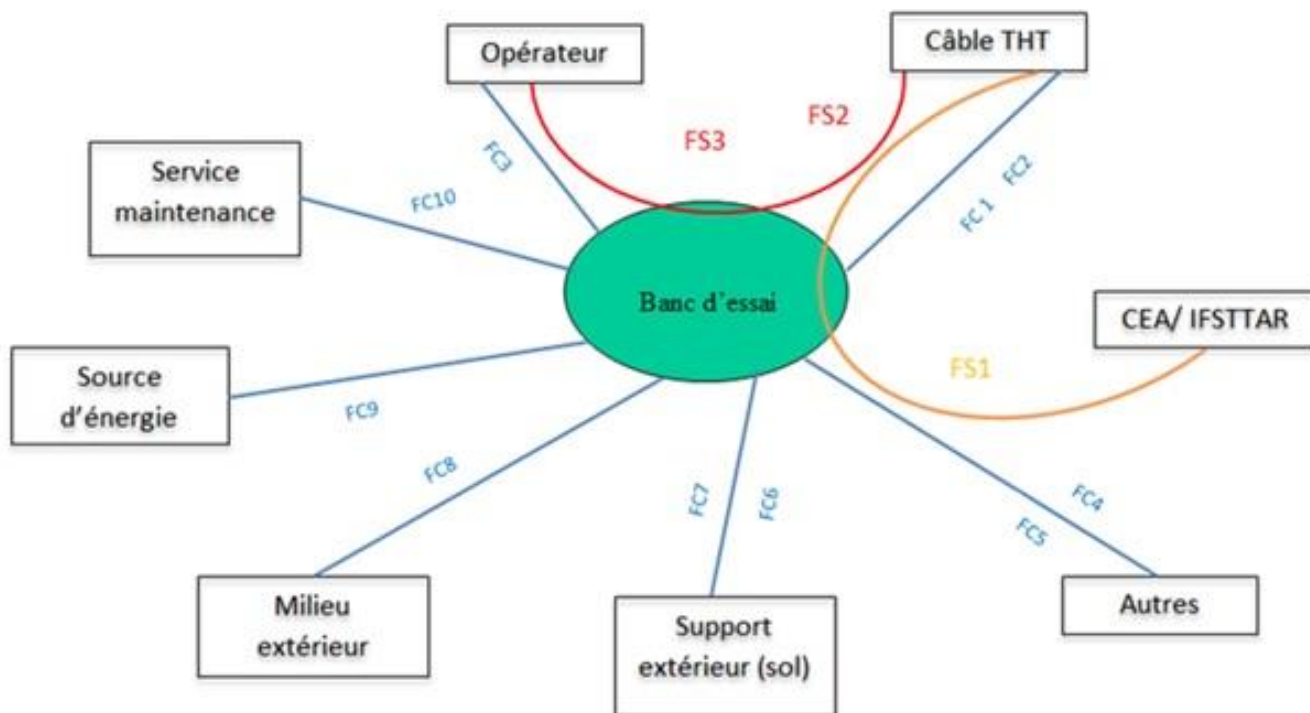


Figure 6.2: Diagramme « pieuvre » du banc d'essai.

### 6.2.1.5 Cahier des charges

Fonctions	Critères	Niveaux	Flexibilité
FS1	Information sur les résultats de l'essai.		F0
FS2	Utilisation des mors auto-serrante Ouverture :	Entre 10 et 30 mm	
FS3	Force appliquée Tension appliquée Vitesse du vérin Course du vérin	A calculer	F1
FC1	Selon la longueur Selon l'état	Entre 1 m et 3 m Neuf ou abimé	
FC2	Le moyen de l'application de tension et de contrainte thermique sur le câble électrique HT	Entre 20 °C et 70°C	
FC3	Pas de soudage		F0
FC4	Utilisation d'un grillage isolant et transparent		F0
FC5	Utilisation d'un système pour couper toutes les sources électriques		F0
FC6	Le poids du banc		F1

FC7	Longueur maximale du banc Largeur maximale du banc	5 m 3 m	
FC8	Température ambiante	20 °C	
FC9	Energie électrique	220 V	
FC10	Maintenance du système sera facile et rapide.		F1

Tableau 6.1 : Cahier des charges.

### 6.2.1.6 Schéma proposé

Après cette analyse, nous avons proposé le schéma suivant (cf. figure 6.3). Ce banc se compose de 6 parties :

- Bâti : c'est le support de notre banc.
- Vérin : C'est la partie qui permet d'appliquer les contraintes mécaniques souhaitées sur les câbles électriques HT sous-marins.
- Système de contrôle : c'est le système qui nous permet de régler notre vérin, d'appliquer la force, d'acquiescer les informations sur les résultats d'essai.
- Enceinte thermique : C'est la partie qui nous permet d'appliquer des contraintes thermiques sur les éprouvettes pour évaluer si la superposition de contraintes mécaniques et thermiques a une influence significative sur la détérioration des caractéristiques des câbles.
- Partie électrique : Cette partie contient deux appareils, l'appareil électrique qui permet de mettre le câble de HT sous tension, et l'appareil de la réflectométrie qui permet de détecter, de localiser et de caractériser les défauts électriques du câble électrique HT. Cette méthode de diagnostic repose sur le principe du radar et le besoin d'utiliser un autre câble qui s'appelle le câble de retour.
- Partie d'isolation : C'est la partie qui permet de protéger électriquement et thermiquement l'opérateur du banc et la phase haute tension.

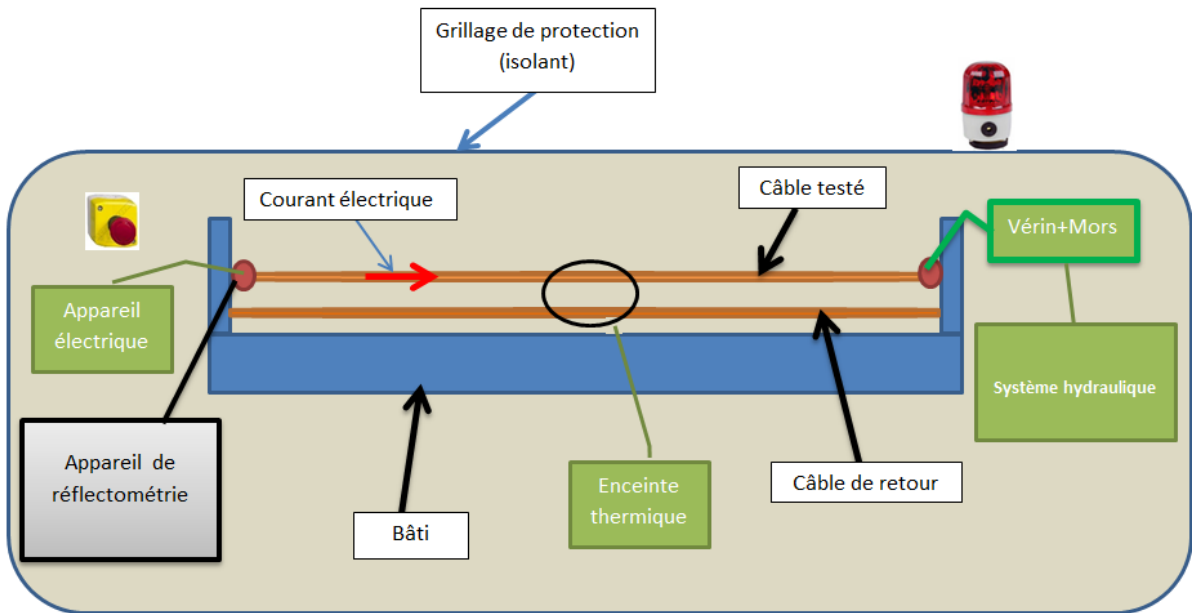


Figure 6.3: Schéma du banc.

### 6.2.1.7 Vérin

Le choix du vérin a été fait selon deux caractéristiques principales qui sont le type du vérin (hydraulique ou électrique) et le type de l'action appliquée par le vérin (traction-translation ou torsion-rotation). Nous avons choisi un vérin hydraulique avec un mouvement linéaire car le rapport entre le coût et la force maximale appliquée est plus en faveur du vérin hydraulique.

#### ❖ Calcul de la force maximale du vérin

Les matériaux à tester sont des phases en cuivre entourées de polymère XPLE. Le diamètre du conducteur est d'environ de 11mm. Nous voulons que la contrainte appliquée sur le câble dépasse la résistance à la traction du cuivre qui égale en moyenne 220 MPa [BENS-12]. On sait que :

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (6.1)$$

Où  $\sigma$  est la contrainte en MPa, F est la force en N et S la section du câble en mm<sup>2</sup>. Donc

$$F = \sigma \times S \quad (6.2)$$

Avec

$$S = \pi \times R^2 \quad (6.3)$$

Où R est le rayon du câble en mm.

Avec une application numérique, on trouve que nous avons besoin une force de 21 kN.  
Donc nous avons choisi un vérin de 25 kN (Voir l'annexe 2).

### 6.2.1.8 Bâti

Après une recherche bibliographique et des contacts avec plusieurs entreprises expertes dans la fabrication des bancs, nous avons choisi de réaliser le bâti du banc avec les moyens de notre Laboratoire.

Le bâti doit être démontable et pour vérifier cette condition, nous avons choisi de le construire à partir des poutrelles de type UPN et des poutrelles de type HE à larges ailes. Ces UPN et HE sont fixés entre elles par des boulons au lieu du soudage. Dans la figure 6.4, le schéma de notre bâti est illustré. On remarque qu'il se compose de deux poutrelles de type HE selon la longueur du bâti et quatre poutrelles de type UPN selon la largeur. Les pieds du bâti sont des poutrelles de type HE. Nous avons utilisé des platines soudées sur les pieds du bâti. Le bâti est par ailleurs fixé au sol par des chevilles chimiques. La longueur et le profil sont les paramètres de dimensionnement d'une poutrelle. D'après notre cahier des charges, la longueur de deux poutrelles de type HE est de 3 mètres.

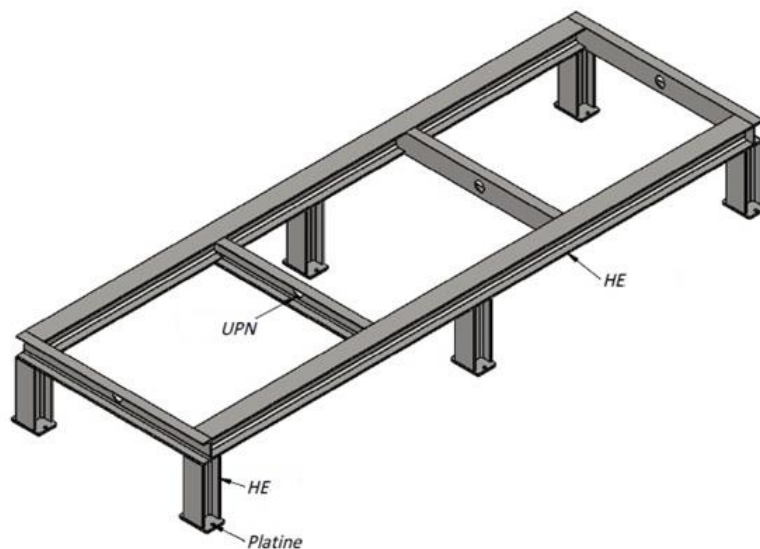


Figure 6.4: Schéma du bâti.

- Détermination du profil de poutrelle de type HE :

Les caractéristiques dimensionnelles d'un profil de type HE sont la hauteur de l'âme

(h), la largeur de la Semelle (b), l'épaisseur de l'âme (a), l'épaisseur de la semelle (e), le rayon (r), la section (A) et la masse linéique (P). Les caractéristiques mécaniques sont les moments d'inerties suivant l'axe longitudinal et l'axe vertical de la poutre ( $I_x$  et  $I_y$ ), les rayons d'inerties ( $i_x$  et  $i_y$ ) et les moments de résistances ( $I_x/V_x$  et  $I_y/V_y$ ). (cf. annexe 3).

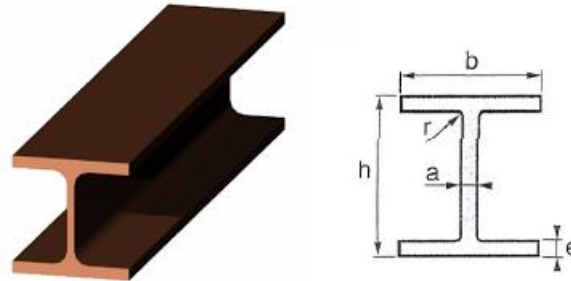


Figure 6.5: poutrelle du type HE et son profil.

La poutre HE est uniformément chargée par son propre poids et la contrainte du vérin. Comme la poutre est symétrique, nous travaillons sur la moitié de la poutre. Donc notre poutre HE est de longueur de 1500 mm et uniformément chargée par son propre poids et la charge de vérin.

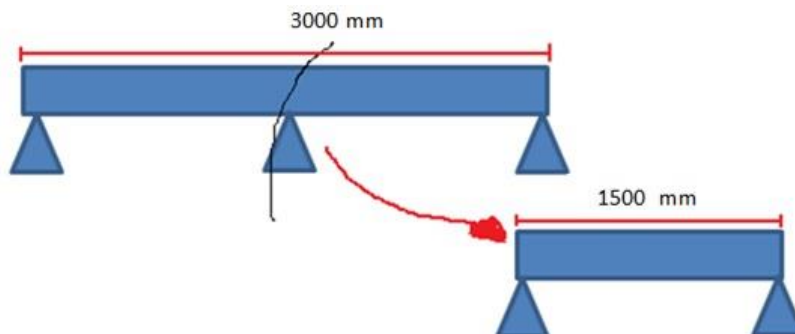


Figure 6.6: Poutre symétrique.

L'effort par unité de longueur résultant de ce chargement sur 1.5 m donne donc :

$$q = \frac{1500 \times X \times 9.81 + 25000}{1500} = 9,81 \times X + 16.7 \approx 16.7 \text{ N/mm} \quad (6.4)$$

Où X est la masse linéique de la poutre choisie. En considérant que la poutre HE est simplement appuyée à ses extrémités, on trouve :



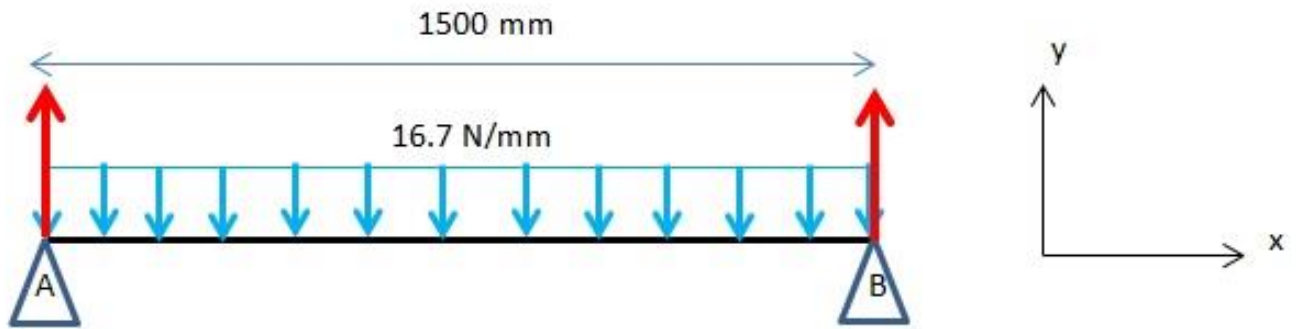


Figure 6.7: Poutre chargée.

- Actions aux appuis en A et B :

Le Principe Fondamental de la Statique donne :

$$\vec{A} + \vec{B} + \vec{Q} = \vec{0} \quad (6.5)$$

Où

$\vec{A}$ : L'action à l'appui en A

$\vec{B}$ : L'action à l'appui en B et

$\vec{Q} = -q \times L \times \vec{y}$ , avec L est la longueur de la poutre.

En projection sur y :

$$A_y + B_y - q \times L = 0 \quad (6.6)$$

Du fait de la symétrie, on a

$$A_y = B_y \quad (6.7)$$

D'où

$$A_y = B_y = \frac{q \times L}{2} \quad (6.8)$$

- Effort tranchant

$$T(x) = A_y - qx \quad (6.9)$$

Où  $0 \leq x \leq 1500$

- Moment fléchissant

$$\mathbf{M}_f(x) = -\mathbf{A}_y \times x + \frac{qx^2}{2} = -\frac{q \times L \times x}{2} + \frac{qx^2}{2} \quad (6.10)$$

La contrainte maximale de flexion définit par :

$$\sigma_{fm} = \frac{|M_{fmax}|}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)} \quad (6.11)$$

Où  $M_{fmax}$  est le maximum du moment fléchissant.

$M_f$  est maximum pour  $x = \frac{L}{2}$ .

Donc

$$M_{fmax} = -\frac{q \times L^2}{4} + \frac{q \times L^2}{8} = -\frac{q \times L^2}{8} \quad (6.12)$$

D'où

$$\sigma_{fm} = \frac{\frac{q \times L^2}{8}}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)} = \frac{\frac{16.7 \times 1500^2}{8}}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)} = \frac{4.7}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)} \mathbf{10^6} \quad (6.13)$$

Le bâti est en acier avec  $E = 210 \text{ GPa}$ ,  $\sigma_e = 355 \text{ MPa}$ . Donc il faut que

$$\sigma_{fm} \leq \frac{\sigma_e}{s} \quad (6.14)$$

Où  $s$  est le coefficient de sécurité. Nous avons choisi  $s = 3$  pour que notre bâti soit être rigide. Donc

$$\sigma_{fm} \leq \frac{\sigma_e}{3} \quad (6.15)$$

Donc

$$\frac{4.7}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)} \mathbf{10^6} \leq \frac{355}{3} \quad (6.16)$$

Donc

$$\frac{I_x}{V_x} \geq \frac{4.7 \times 3 \times 10^6}{355} \quad (6.17)$$

D'où

$$\frac{I_x}{V_x} \geq \mathbf{40 \text{ cm}^3} \quad (6.18)$$

D'après l'annexe 3 nous avons choisi un profil de 100. De même principe la contrainte maximale de cisaillement en  $x = 0$  et en  $x = L$  est

$$\sigma_{cm} = \frac{q \times \frac{L}{2}}{h \times a} \quad (6.19)$$

Où  $h$  et  $a$  sont la hauteur et l'épaisseur de l'âme de la poutre. Donc, pour la poutre HEA 100 choisie, on a

$$\sigma_{cm} = \frac{16.7 \times 1500}{96 \times 5 \times 2} \approx 26 \text{ MPa} \quad (6.20)$$

Et on a aussi

$$\sigma_{Vm} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \times \sigma_c^2} \quad (6.21)$$

Où  $\sigma_{Vm}$  est la contrainte équivalente de Von Mises.

On trouve l'équation (6.22) en remplaçant  $\sigma_f$  et  $\sigma_c$  par leurs expressions.

$$\sigma_{Vm}(x) = \sqrt{\left(\frac{\frac{qL}{2}x + \frac{qx^2}{2}}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)}\right)^2 + 3 \times \left(\frac{\frac{qL}{2} - qx}{ha}\right)^2} \quad (6.22)$$

Cette contrainte est maximale pour  $x = \frac{L}{2}$  (cf. Annexe 4).

$$\sigma_{Vm}(x = \frac{L}{2}) = \sqrt{64^2 + 3 \times 0^2} = 64 \quad (6.23)$$

Car  $\sigma_{fm} = \frac{4.7 \times 10^6}{73 \times 10^3} \approx 64 \text{ MPa}$  et  $\sigma_c(x = \frac{L}{2}) = 0$

La flèche d'une poutre sur deux appuis simples avec une charge uniformément répartie (cf. Annexe 4) est :

$$y_{flèche} = \left(\frac{5}{384}\right) \times q \times \left(\frac{L^4}{(EI_x)}\right) = \left(\frac{5}{384}\right) \times 16.7 \times \left(\frac{1500^4}{(210000 \times 3490000)}\right) \quad (6.24)$$

$$y_{flèche} \approx 1.5 \text{ mm}$$

### Bilan :

- La contrainte maximale est de 64 MPa
- La flèche maximale est de 1.5 mm.

Nous avons opté pour une poutre en acier S355 ( $\sigma_e = 355\text{MPa}$ ,  $\sigma_m = 490\text{MPa}$ ). Nous avons alors un coefficient de sécurité par rapport à la rupture de  $s = 490/79 = 6,2$ . En ce qui concerne la flèche, nous avons choisi le critère  $L/300$  qui est bien respecté. En suivant les mêmes raisonnements et analyses, nous avons choisi un profil de 100 pour les autres poutres.

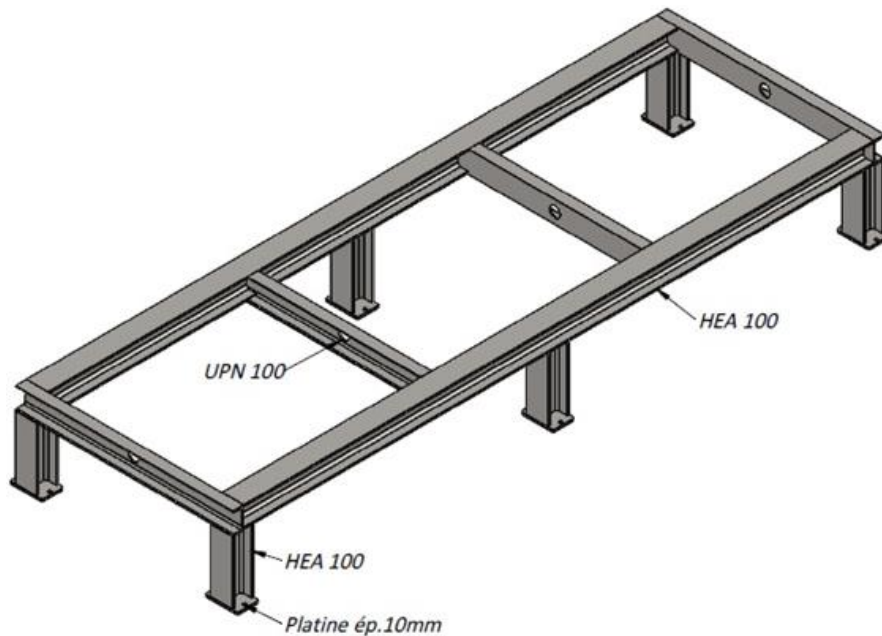


Figure 6.8: Bâti avec le profil de poutres choisi.

➤ Éléments d'assemblages et de fixations :

Comme signalé ci-dessus, nous avons choisi de construire un banc démontable, sans éléments d'assemblages par soudage et donc avec des boulons (vis et écrou) comme fixations. Nos Éléments d'assemblages et de fixations sont utilisés pour assembler les poutres UPN et HEA et pour fixer le bâti au sol. Le choix des boulons est fondé sur la classe de résistance des vis qui est un code à 2 chiffres et qui fait partie de la désignation gravée sur les têtes de vis. Le premier chiffre renseigne sur la résistance à la rupture alors que le produit des 2 (leur multiplication) donne la limite d'élasticité.

Classe	Rm (MPa)	Re (MPa)
3.6	300	180
4.6	400	240
4.8	400	320
5.6	500	300
5.8	500	400
6.8	600	480
8.8	800	640
9.8	900	720
10.9	1000	900
12.9	1200	1080
14.9	1400	1260

Tableau 6.2 : Classes de résistance de vis (selon ISO898 et NFE25-030).

Les boulons sont soumis à des contraintes de cisaillements qui sont données par l'équation 6.25 :

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (6.25)$$

Où F est la force en N et A est la section du boulon en mm<sup>2</sup>. La contrainte maximale supportée est

$$\sigma_{ms} = \frac{\sigma}{f_s} \quad (6.26)$$

Où f<sub>s</sub> est le facteur de sécurité et σ est la résistance à la rupture ou la limite élastique.

Donc, nous avons

$$\frac{F}{A} \leq \frac{\sigma}{f_s} \quad (6.27)$$

$$\frac{F \times f_s}{\sigma} \leq A = \frac{\pi}{4} \times D^2 \quad (6.28)$$

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \times F \times f_s}{\sigma \times \pi}} \quad (6.29)$$

Nous avons également calculé les diamètres minimaux de l'élasticité et de la rupture pour chaque classe. Le Tableau 6.3 montre les résultats obtenus.

Classe	Dmin de rupture	Dmin élastique
3.6	19,3	21,0
4.6	16,7	18,2
4.8	16,7	15,8
5.6	14,9	16,3
5.8	14,9	14,1
6.8	13,6	12,9
8.8	11,8	11,2
9.8	11,1	10,5
10.9	10,6	9,4
12.9	9,6	8,6
14.9	8,9	7,9

Tableau 6.3 : Diamètres minimaux obtenus.

Après quelques réunions, nous avons décidé d'adopter un diamètre de 12 mm et des boulons de fixations de diamètre 12 et de classe (8.8).

### 6.2.2 Essais Envisagés

Les essais sont réalisés sur le conducteur avec l'isolant et nous permet de déterminer le comportement de la phase composite (ou multi-matériaux) ainsi que les effets de la présence du polymère XLPE sur le conducteur. Les essais envisagés consistent en une traction uniaxiale que ce soit en chargement quasi-statique ou en fatigue à température ambiante, à réaliser sur notre banc d'essai de 25 kN. Nous effectuons les mêmes essais mais avec des températures différentes pour évaluer si la superposition de contraintes mécaniques et thermiques a une influence significative sur la détérioration des caractéristiques des câbles.

### 6.2.3 Procédure d'essais

Les essais incluent un chargement préliminaire de mise en place de 5 cycles jusqu'à 50% de la charge nominale de rupture, suivi par soit, un chargement jusqu'à la rupture, soit un essai de fatigue. Cette procédure s'imprègne des méthodes d'essais prônées par l'OCIMF (Oil Companies International Marine Forum) pour les câbles marins et qui a été retenue dans la norme ISO (ISO/DIS 19901-7 :2004), en préparation pour les lignes d'ancrage offshore. On remarque ici qu'au départ de l'essai, une non-linéarité de courbe est observée (figure 6.9). Cela s'explique par le fait qu'au début d'essai tous les composants du câble ne sont pas sous tension car la phase est soumise à son poids.

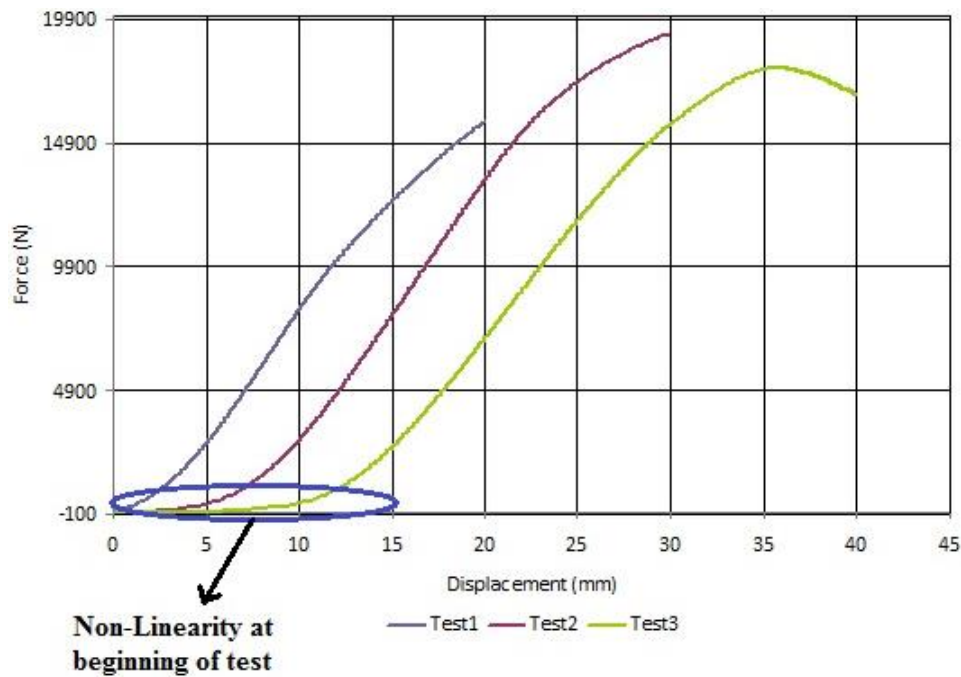


Figure 6.9: Non-linéarité observée en début d'essai.

## 6.2.4 Moyens de mesures

Le banc d'essai est équipé de deux types de capteurs relatifs respectivement au déplacement et à la force. Le déplacement d'un échantillon testé est mesuré par le capteur de déplacement du piston (Figure 6.10a). De même, la force axiale appliquée à l'échantillon est mesurée par le capteur de force de l'actionneur (Figure 6.10b). Il est important de mentionner ici que toutes les mesures affichées par les capteurs sont globales.



(a)



(b)

Figure 6.10: (a) Capteur de déplacement, (b) Capteur de force.

## 6.2.5 Détails de l'installation

- Système d'amarrage :

Le dispositif d'amarrage est composé d'une paire de mors à mâchoires hydrauliques MTS série 647. Ces mors saisissent et maintiennent un échantillon en place pendant l'essai, et exercent une force de serrage à action hydraulique constante quelles que soient les charges appliquées. Trois mâchoires auto-serrantes différentes selon la section du câble (Tableau 6.5) sont disponibles. Une image agrandie des mâchoires est affichée dans la Figure 6.11. Les mâchoires sont montées sur les mors hydrauliques (Figure 6.12).

Type de mâchoire	Dimension
Type 1	8.9-15.2 mm
Type 2	14.0-20.8 mm
Type 3	20.1-27.2 mm

Tableau 6.4 : Types des mâchoires disponibles.

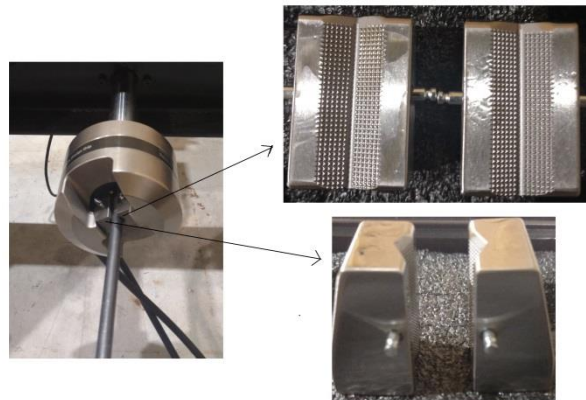


Figure 6.11: Mâchoires auto-serrantes.

Les mors utilisés dans ce banc d'essai sont des mors hydrauliques contrôlés par la centrale illustrée dans la Figure 6.13. Il s'agit d'une centrale équipée d'un dispositif d'alimentation des mors hydrauliques qui nous permet d'ouvrir ou de fermer les mors et de choisir la valeur de pression souhaitée appliquée à l'échantillon. La pression de sortie du dispositif d'alimentation des mors hydrauliques détermine la force de serrage exercée par les mâchoires sur l'échantillon. La force de serrage optimale est suffisamment importante pour serrer fermement l'échantillon tout en étant suffisamment faible pour minimiser la déformation de l'échantillon ou éviter que celui-ci ne glisse pendant les essais.





Figure 6.12: Mors hydrauliques.



Figure 6.13: Dispositif d'alimentation des mors hydrauliques.

La pression de sortie du dispositif d'alimentation des mors hydrauliques dépend du type d'essais, de la section d'échantillon et de la valeur de force appliquée. L'Equation 6.30 donne la pression en MPa qui doit être appliquée pour un essai de traction et l'équation 6.31 donne celle en MPa pour un essai de fatigue [MTC].

$$P = \frac{10.4 \times L}{A} \quad (6.30)$$

$$P = \frac{12 \times L}{A} \quad (6.31)$$

Où  $L$  est la charge axiale maximum appliquée à l'échantillon en kN et  $A$  est la section de l'échantillon en  $\text{cm}^2$ .

Une pression insuffisante des mâchoires peut entraîner un glissement de l'échantillon ou un déplacement de la mâchoire pouvant endommager les mors. L'application d'une pression de serrage supérieure à la pression nominale de la mâchoire peut endommager les mors et également les échantillons, ce qui invaliderait les essais.

- Système d'acquisition :

Le banc d'essai est connecté à un contrôleur FlexTest 40 (Figure 6.14) qui fournit l'interface de piloter le vérin du banc et de collecter l'ensemble des données importantes des essais. Les contrôleurs FlexTest offrent l'asservissement en boucle fermée, la génération de signaux et l'acquisition des données (Figure 6.15).



*Figure 6.14: Contrôleur FlexTest 40.*

Le contrôleur MTS possède des voies d'entrées pour recevoir les signaux envoyés par les capteurs de notre banc comme le capteur de force, des voies de sorties pour envoyer les commandes demandés par l'utilisateur et pour connecter le contrôleur sur le PC (Figure 6.16).

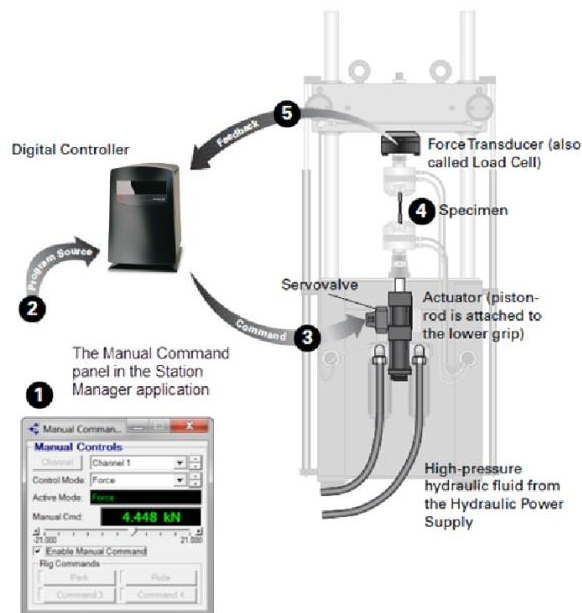


Figure 6.15: Asservissement en boucle fermée du contrôleur MTS.



Figure 6.16: Vue arrière du contrôleur MTS.

Le contrôleur MTS comprend deux logiciels que sont celui du contrôleur MTS FlexTest Station Manager et celui des essais, MTS TestSuite. Le premier logiciel (Figure 6.17) est principalement utilisé pour configurer la station pour un essai et ci-après sont résumées les principales tâches de préparation de la station pour un essai :

- ✓ Ouverture d'une station
- ✓ Utilisation de la fenêtre principale pour ouvrir d'autres fenêtres
- ✓ Configuration des compteurs
- ✓ Configuration d'un oscilloscope
- ✓ Définition des limites et actions pour la protection humaine et celle de l'équipement
- ✓ Application de la pression hydraulique à la station
- ✓ Positionnement du vérin pour l'installation de l'éprouvette
- ✓ Réglage du gain pour optimiser la réponse du système

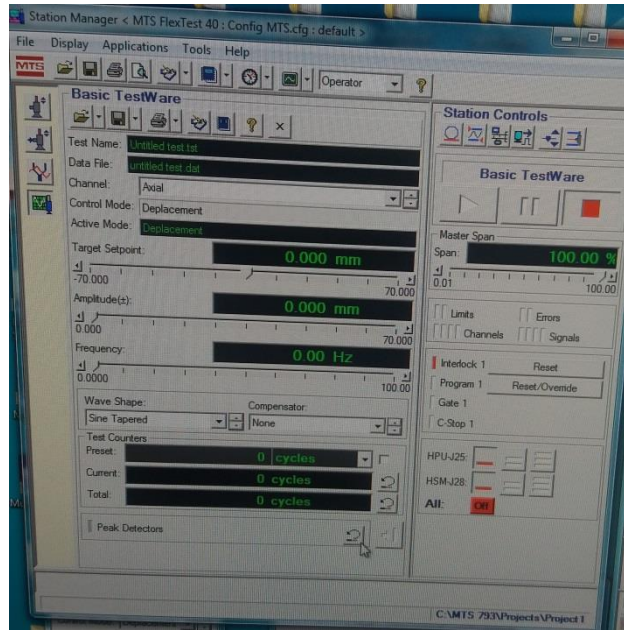


Figure 6.17: Logiciel MTS FlexTest Station Manager.

La figure 6.18 montre le deuxième logiciel qui est utilisé pour accomplir les tâches suivantes :

- Sélection d'un essai
- Définition des paramètres d'essai
- Exécution d'un essai
- Génération d'un rapport

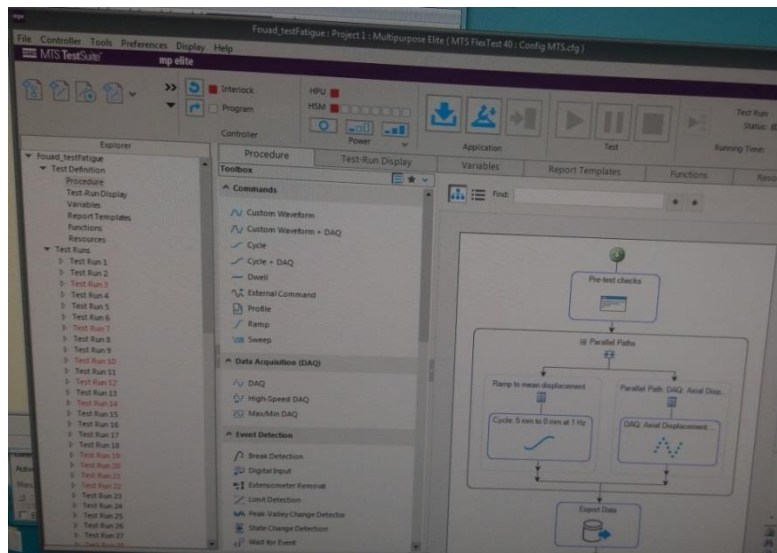


Figure 6.18: Logiciel MTS TestSuite.

## 6.2.6 Chaussette métallique

Lorsque nous avons commencé l'essai mécanique, nous avons constaté un glissement au niveau de la liaison entre le mors et le câble à cause de la partie polymère du câble (figure 6.19). Ce glissement influence négativement le comportement mécanique global de la phase.



Figure 6.19: Glissement du polymère pendant l'essai quasi-statique.

Pour résoudre ce problème de prise de la phase, nous avons utilisé des tire-câbles sous forme de chaussettes métalliques (Figure 6.20). Ces chaussettes métalliques ont annulé le glissement des éprouvettes phases dans les mors et ont complètement résolu le problème posé. Les caractéristiques de ces tire-câbles sont les suivantes :

- Plage de diamètre des éprouvettes de 27 à 31 mm
- Longueur d'insertion du câble dans la maille : 500 mm sur diamètre 30 mm
- La matière de la tresse est l'acier galvanisé
- Leur charge de rupture est 40 kN.



Figure 6.20: Chaussette métallique utilisée pour la prise des éprouvettes.

La chaussette est composée de deux zones, une maille montée sur le câble et l'autre qui sert de manchon (ou une boucle) de 14mm de diamètre, à mettre dans les mors avec mâchoires en

V (Figure 6.21). La procédure d'insertion de la maille sur le câble est bien expliquée dans l'Annexe 6.

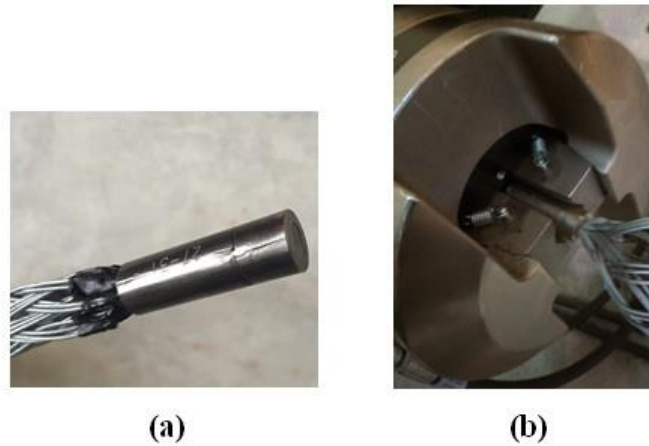


Figure 6.21: (a) : Manchon, (b) : Montage du manchon dans les mors du banc.

### 6.2.7 Enceinte thermique

Nous avons équipé le banc de fatigue mécanique d'une enceinte thermique (cf. figure 22) pour évaluer si la superposition de contraintes mécaniques et thermiques a une influence significative sur la détérioration des caractéristiques des câbles.

Le Tableau 6.6 résume les principales caractéristiques physiques de l'enceinte thermique.

La capacité de transport d'un câble est limitée par la température admissible par l'isolant (XLPE) en contact avec le conducteur, celle-ci constituant le point le plus chaud du câble.



Figure 6.22: Enceinte thermique.

	Etuve chauffante
Dimensions (mm)	300 x 800
Puissance (W)	1000
Tension (V)	230
Partie chauffante (mm)	500
Largeur trou central (mm)	60
Protection extérieure	Inox de diamètre 300mm
Isolant de la partie extérieure de l'étuve	En fibre
Longueur câble d'alimentation avec prise	2m
Longueur câble entre coffret électrique et étuve	2m
Les deux faces de l'étuve	Inox
Deux sondes de température (3 fils de 2m)	Pt 100

Tableau 6.5 : Informations techniques de l'enceinte thermique.

Afin de simuler les variations de températures subies par le câble en exploitation, le câble en essai est glissé à l'intérieur de l'enceinte et il est soumis à des températures de manière à porter le conducteur à une température de 90°C (température admissible de l'isolant XLPE). Cette régulation en température nécessite un coffret électrique (cf. figure 23(a)) avec une sonde pour mesurer la température du conducteur (cf. figure 23(b)). Il est également envisagé de suivre la température du câble à l'aide d'une caméra thermique.



(a)



(b)

Figure 6.23: (a) : coffret électrique, (b) : sonde pour mesurer la température du conducteur.

## 6.2.8 Banc d'essai

Nous avons ajouté une enceinte thermique au banc d'essai qui nous a servis afin de tester les phases haute tension à température élevées. La Figure 6.24 montre le banc équipé de l'enceinte thermique avec une phase amarrée et isolée thermiquement afin de minimiser les pertes thermiques, ainsi qu'un tableau récapitulatif des principales caractéristiques physiques de la phase.

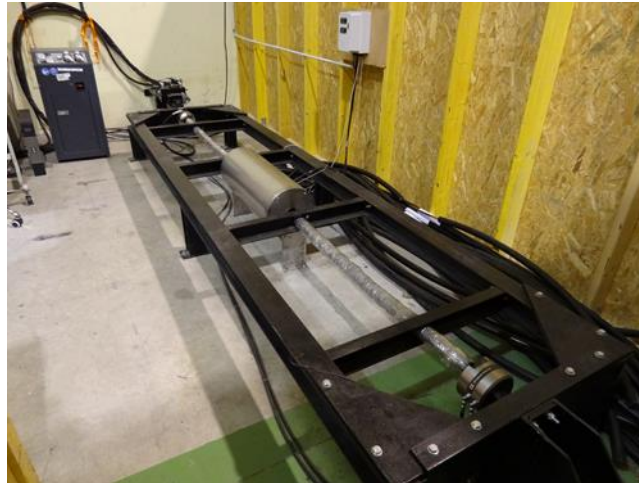


Figure 6.24: Banc d'essai avec l'enceinte thermique et une éprouvette amarrée.

## 6.2.9 Montage de flexion

Afin de procéder à des essais de flexion sur le banc de fatigue, un montage dédié (cf. figure 6.25) a été développé et mis en place par les moyens internes au laboratoire. Le montage n'a malheureusement pas pu être utilisé pour des raisons de temps imparti à la thèse. Néanmoins, il permet grâce à un vérin de course nominal 26cm d'appliquer un effort tranchant fixe en milieu d'éprouvette tandis que le vérin hydraulique cycle les éprouvettes en traction uniaxiale. En imprimant à la phase des déflexions croissantes, il est possible d'acquérir des données intéressantes en fatigue sous flexion de ces matériaux. En particulier, ce type d'essai pourrait simuler très correctement les effets de courbure en flexion d'une topographie marine escarpée sur les câbles EMR.





Figure 6.25: Vues du montage en flexion du banc de fatigue.

### 6.3 Résultats expérimentaux

La phase est composée d'un conducteur entouré d'isolant XLPE et ceci comme précédemment signé constitue un amalgame « multi-matériaux », très difficile à tester mécaniquement. Il était crucial de mettre en place un système de banc d'essai mécanique en fatigue capable :

- D'appliquer des contraintes cycliques à des fréquences en cohérence avec les utilisations dans les énergies marines renouvelables (EMR)
- Equipé d'un système de mors qui n'écrasera pas les matériaux constitutifs notoirement connus comme étant très « mous »
- Equipé d'une enceinte thermique capable d'appliquer des températures au conducteur jusqu'à 90° (température maximale d'utilisation selon Nexans).

Ensuite avec ce système et compte du très faible temps imparti, nous avons testé les phases à de faibles nombre de cycles (maximum 18000) afin de tester quelques hypothèses :

- Effets d'un écrouissage progressif sur le comportement mécanique de la phase
- Effets des ruptures successives des fils sur le comportement mécanique de la phase
- Effets de la température sur le comportement mécanique de la phase.

Il faut signaler que ce chapitre ne constitue en aucun cas un chapitre de validations expérimentales des modélisations numériques, du fait qu'un certain nombre de complexités expérimentales rendent cette tâche très ardue, au moins dans la temporalité de cette thèse.

### 6.3.1 Mise en place du banc d'essai

L'essai de traction est l'essai le plus simple théoriquement et constitue un des essais les plus utilisés pour la caractérisation mécanique des matériaux. Il permet de déterminer de nombreuses grandeurs normalisées, comme le module d'Young, la limite d'élasticité et la contrainte à rupture. Nous avons utilisé cet essai pour valider notre banc. La figure 6.26 montre la courbe de comportement mécanique, obtenue. Comme illustré dans la Figure, la phase ascendante correspondant à la partie d'élasticité est rectiligne et ne dénote pas de complaisance excessive. De cette courbe, on a calculé un module d'Young de la phase de 1,63 GPa et une limite d'élasticité de 7,7 MPa. L'allure de la courbe ainsi que les valeurs obtenues suggèrent une similitude poussée avec le comportement d'un polymère. Il nous est apparu comme on le remarquera plus tard que le comportement global de la phase est très influencé par l'isolant XLPE.

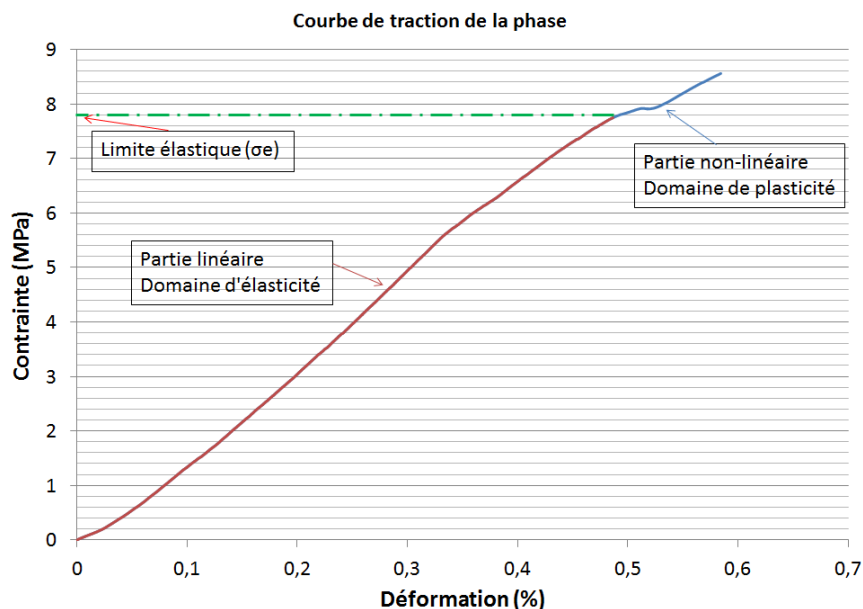


Figure 6.26: Courbe de traction de la phase.

### 6.3.2 Caractérisation de la phase en fatigue

Nous avons mis en place des essais de comportement en fatigue afin de tester les effets de quelques mécanismes d'endommagement sur le comportement de la phase. Les effets de mécanismes d'endommagement seront également évalués sur le comportement thermique. Les mécanismes d'endommagement étudiés sont :

- Les effets de l'érouissage progressifs des fils de cuivre
- Les effets des ruptures progressives des fils

- Les effets de la température.

### 6.3.2.1 Généralités sur la caractérisation en fatigue

Un câble sous-marin de HT en service peut subir des efforts statiques ou des charges répétées, aléatoires et/ou cycliques d'intensités variables. Cette fatigue peut provoquer la rupture des structures du câble (fils, XLPE, gaine, etc.), d'où l'importance de tenter de prédire la durée de vie du câble. Pour déterminer les dimensions des pièces considérées vitales dans une structure, dans la plupart du temps on utilise un critère d'endurance. Il est possible d'aller prendre la fréquence de remplacement de la pièce, en d'autres termes définir de manière approximative le moment où la pièce doit être remplacée avant qu'elle ne rompe. Ce phénomène très classique a été très bien étudié dans les métaux. Il convient de signaler que nous ne sommes pas dans cette logique. Ce qui nous intéresse c'est de comprendre comment les mécanismes précités peuvent ou pas altérer la performance de la phase.

La tenue en fatigue s'étudie sous différents aspects :

- en fonction de l'amplitude d'une part, telle que la fatigue vibratoire (solicitations faibles mais à des fréquences assez élevées), la fatigue plastique ou oligocyclique (à faibles fréquences mais à sollicitations maximales au-delà de la limite de proportionnalité)
- en fonction du mode de sollicitation d'autre part, comme la traction, compression, flexion, torsion, ...

La majorité des essais en fatigue, se font à deux façons à force imposée ou à déplacement imposé, étant donné que l'essai à force imposée est très pratiqué, parce que beaucoup de composants subissent des efforts au lieu des déplacements. L'ensemble des paramètres permettant de modéliser un chargement de la fatigue sont décrites dans la figure 6.27. Le chargement est caractérisé principalement par l'amplitude de la contrainte cyclique  $\sigma_a$  et la contrainte moyenne  $\sigma_m$ , exprimées de la manière suivante :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (6.32)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (6.33)$$

Le rapport de charge,  $R$ , défini par l'équation 6.33 constitue un paramètre caractéristique du chargement couramment utilisé.

$$R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} \quad (6.34)$$

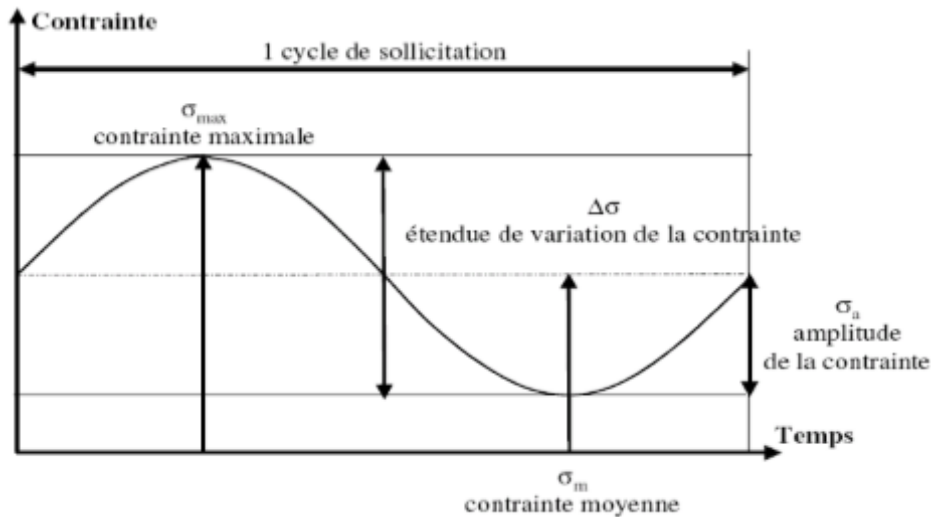


Figure 6.27: Paramètres de sollicitation en fatigue [HENA-05].

On distingue alors les sollicitations suivantes présentées sur la figure ci-dessous :

- $R = -1$  : contraintes alternées symétriques
- $-1 < R < 0$  : contraintes alternées asymétriques
- $R = 0$  : contraintes répétées ( $\sigma_m = \sigma_a$ )
- $R > 0$  : contraintes ondulées.

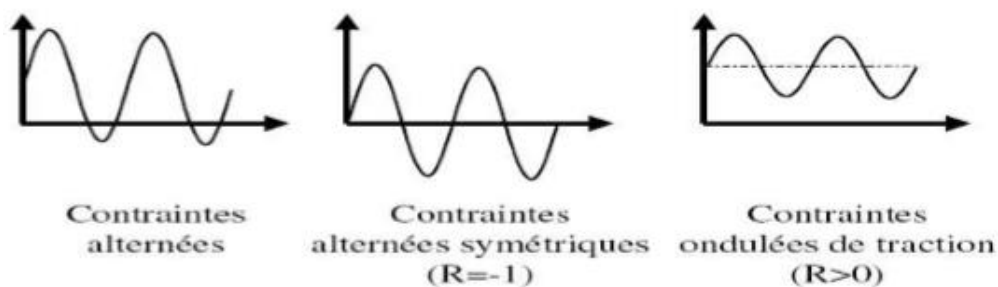


Figure 6.28: Différents types de sollicitations [HENA-05].

La courbe (ou diagramme) de Wöhler est une façon de représenter des résultats d'essais de fatigue en science des matériaux. Elle est appelée courbe S-N (cf. figure 6.29), c'est-à-dire que le niveau de contraintes est tracé en fonction du nombre de cycles (échelle logarithmique). On utilise couramment l'amplitude de la contrainte plutôt que le maximum de cette dernière. Le nombre de cycles appliqués à une éprouvette jusqu'à ce que soit atteint le critère de fin de vie est défini la durée de vie de cette éprouvette pour un type de sollicitation, un rapport de

contraintes (ou de déformations) et une fréquence donnés. La fin de vie est souvent caractérisée par la rupture en deux parties de la structure testée et/ou un endommagement entraînant une déformation jugée trop importante de la structure car s'accompagnant d'un changement de volume trop important.

La courbe S-N présente une asymptote horizontale pour  $N$  tendant vers  $+\infty$ . Cela signifie que pour les amplitudes de contrainte inférieures à cette valeur qui s'appelle « limite d'endurance », on ne peut pas avoir de rupture en fatigue dans des délais raisonnables. Par convention la limite d'endurance définit comme la valeur de la contrainte qui ne conduit pas à la rupture avant un nombre de cycles fixé (par exemple  $10^7$  cycles). La notion de limite d'endurance est relative et sa définition dépend du problème traité.

$N_R$  : Nombre de cycles à rupture

$R_m$  : Résistance à la traction

$\sigma_D$  : Limite de fatigue, en dessous de laquelle la probabilité de rupture est quasi-nulle

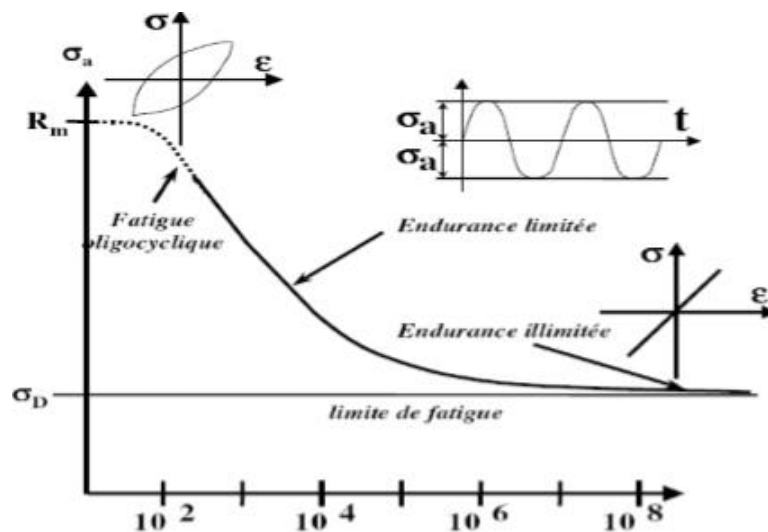


Figure 6.29: Courbe de Wöhler (courbe S-N) [HENA-05].

### 6.3.2.2 Effets de l'érouissage progressif

Dans le cadre dans notre étude, nous avons utilisé une sollicitation du rapport de charge  $R=0$  (contraintes répétées) tel que  $\sigma_{max}$  est en fonction de la limite d'élasticité. Le mode de sollicitation utilisée est une traction. A cause des contraintes de temps, les essais de fatigue sont effectués à faible nombre de cycles (*Low Cycle Fatigue – LCF* - 18000 cycles) avec une

fréquence de 1Hz. Les contraintes maximales des premiers essais de fatigue effectués sont montrées dans le tableau 6.6.

N° d'essai	1	2	3	4	5
Contrainte maximale ( $\sigma_{max}$ )	80% $\sigma_e$	100% $\sigma_e$	110% $\sigma_e$	120% $\sigma_e$	140% $\sigma_e$

Tableau 6.6 : Contraintes maximales des premiers essais.

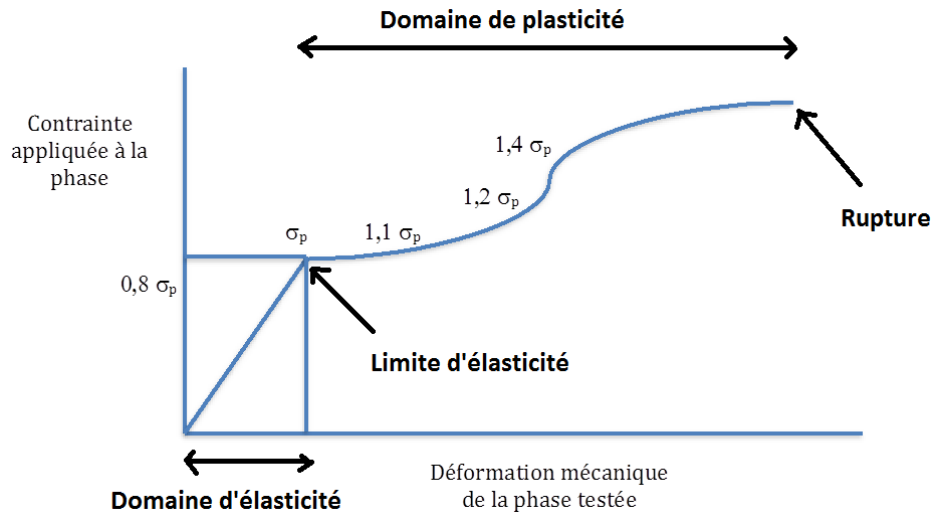


Figure 6.30: Localisation des valeurs de contrainte choisies comme contrainte maximale pour les essais de fatigue sur la gaine HT

#### a) Etude qualitative

Les figures 6.31 et 6.32 montrent le chargement appliqué sur la phase pendant l'essai de fatigue pour des différentes contraintes maximales.

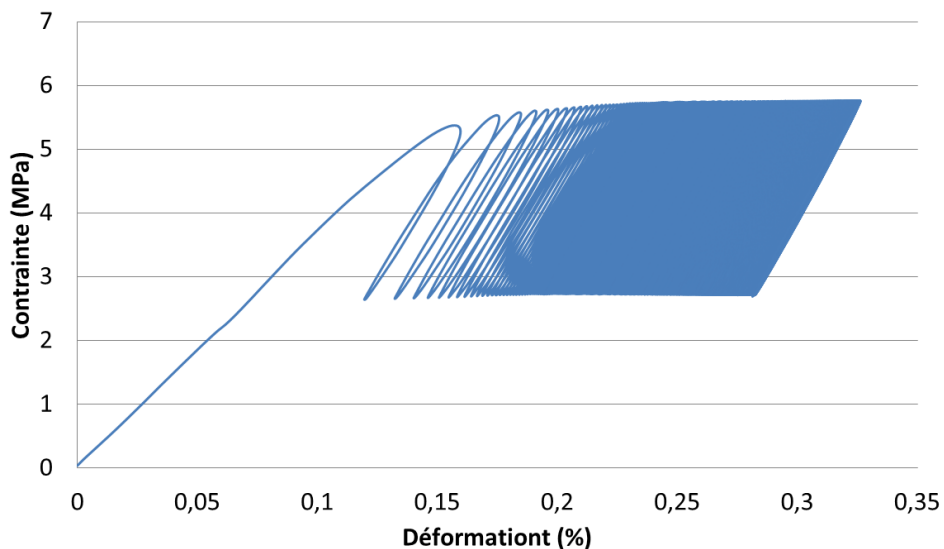


Figure 6.31: Courbes de fatigue (Contrainte en fonction de la déformation) pour une charge maximale de cyclage de 80%  $\times \sigma_e$

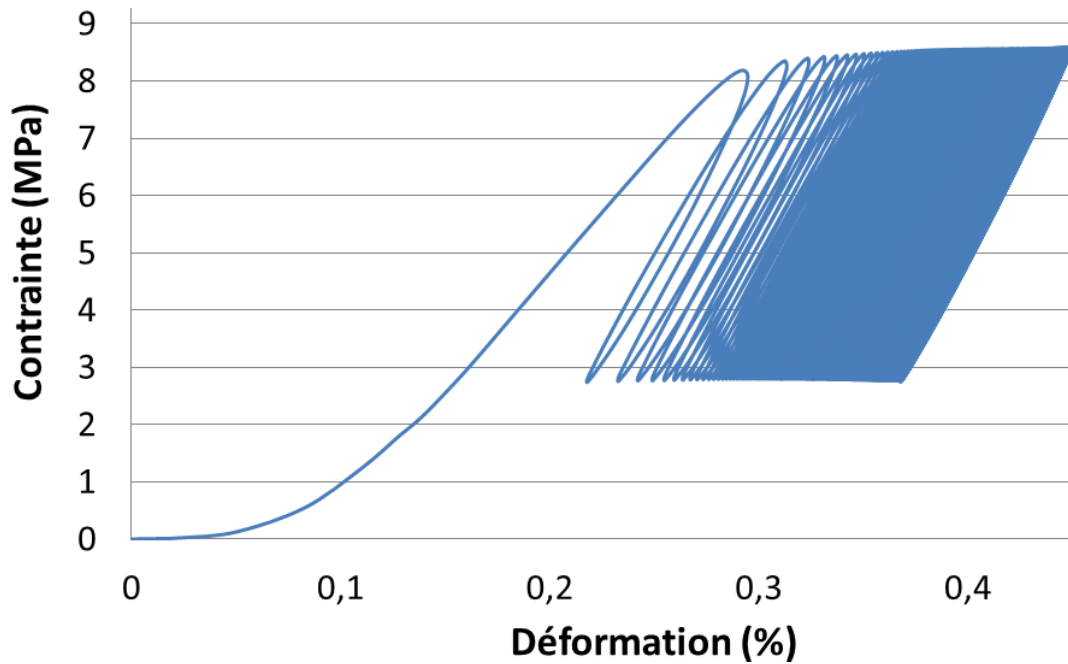


Figure 6.32: Courbes de fatigue (Contraite en fonction de la déformation) pour une charge maximale de cyclage de  $140\% \times \sigma_e$ .

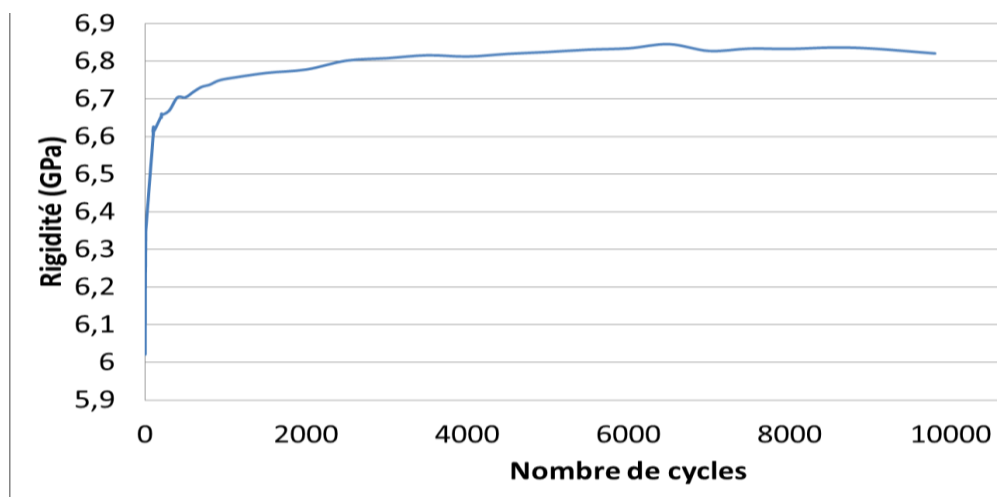
Nous avons représenté à titre d'exemples ces deux figures afin de montrer que les cycles de fatigue s'ouvrent relativement faiblement quand on passe d'une contrainte maximale de cyclage de 80% à 140% de la contrainte de proportionnalité. Ceci suggère que pour la fréquence d'essais considérée et pour le faible nombre de cycles fixé, la raideur reste soit constante pour les contraintes maximales de cyclage sises en dessous de la proportionnalité et elles baissent très faiblement pour les contraintes plus élevées. Qu'en sera-t-il des fréquences plus élevées et/ou plus faibles (effet d'élastoplasticité des polymères isolants - XPLE !) en fonction d'un nombre de cycles consécutifs ? Par ailleurs, seules les déformations longitudinales sont enregistrées dans les essais et nous ne sommes pas en mesure d'enregistrer les déformations transverses. Il n'est pas exclu que le module transverse baisse ...

#### b) Exploitation des courbes de fatigue

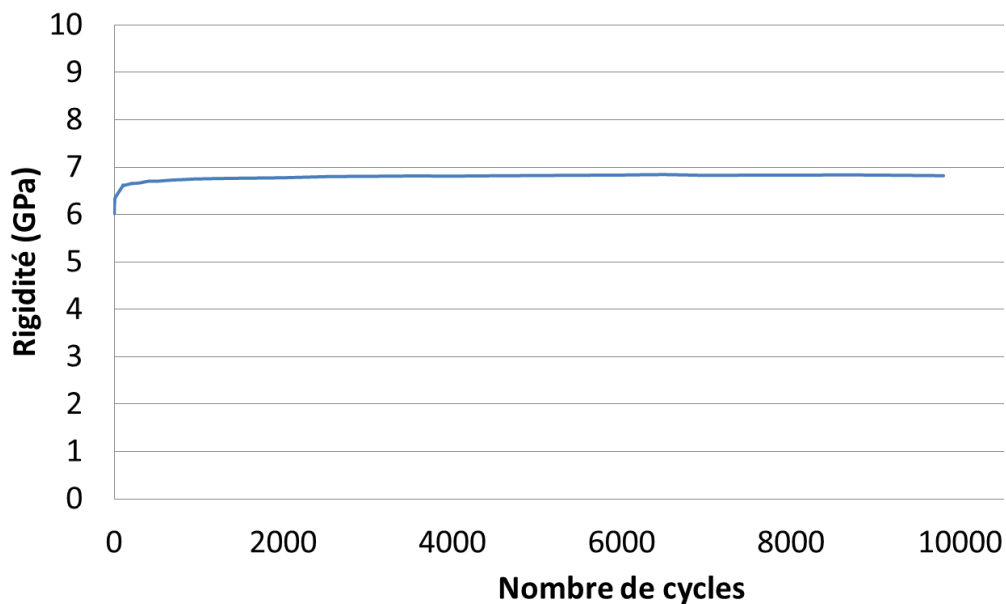
Les Figures 6.33, 6.34 et 6.35 montrent l'évolution de la raideur de la phase en fonction de nombre de cycles pour les différentes valeurs de contrainte maximale. Par transparence, nous avons reporté les courbes brutes et celles lissées.

Nous remarquons que la variation de raideur est quasi-nulle. Compte tenu des matériaux constitutifs et de la fréquence utilisée, il nous semble en première analyse que le cuivre n'a aucun effet mécanique notable sur le comportement de la phase d'une part. D'autre part, vu la

valeur de fréquence des essais (1Hz) et sa relative rapidité, ceci ne semble pas permettre à la gaine de voir la déformation atteinte et ainsi de la faire apparaître comme ne subissant aucun endommagement longitudinal. Afin de tester cette hypothèse, il aurait été intéressant de disposer d'assez d'éprouvettes pour conduire des essais à plusieurs valeurs de fréquences d'une part ; et d'autre part, d'un moyen de suivi des déformations transverses autorisant le suivi des valeurs des raideurs transverses en fonction du nombre de cycles. Ces moyens n'ont malheureusement pas pu être à notre disposition dans le cadre de cette thèse.



(a)



(b)

Figure 6.33: Evolution de la rigidité (raideur) de la phase pour  $\sigma_{\max}=80\% \sigma_e$

(a) : courbe brute, (b) : courbe lissée.



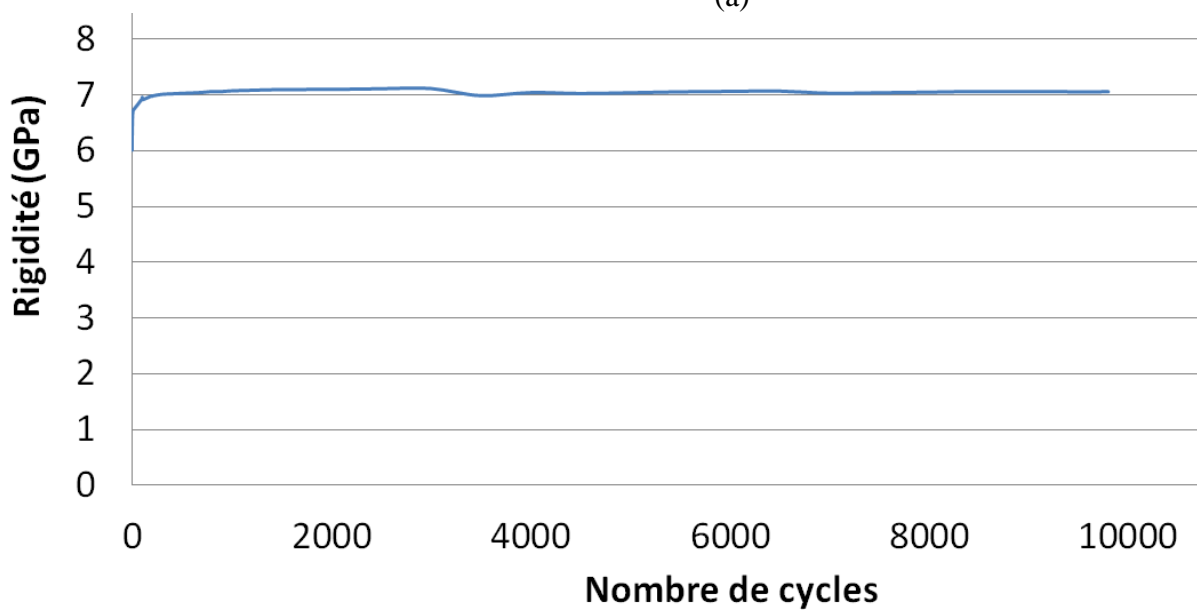
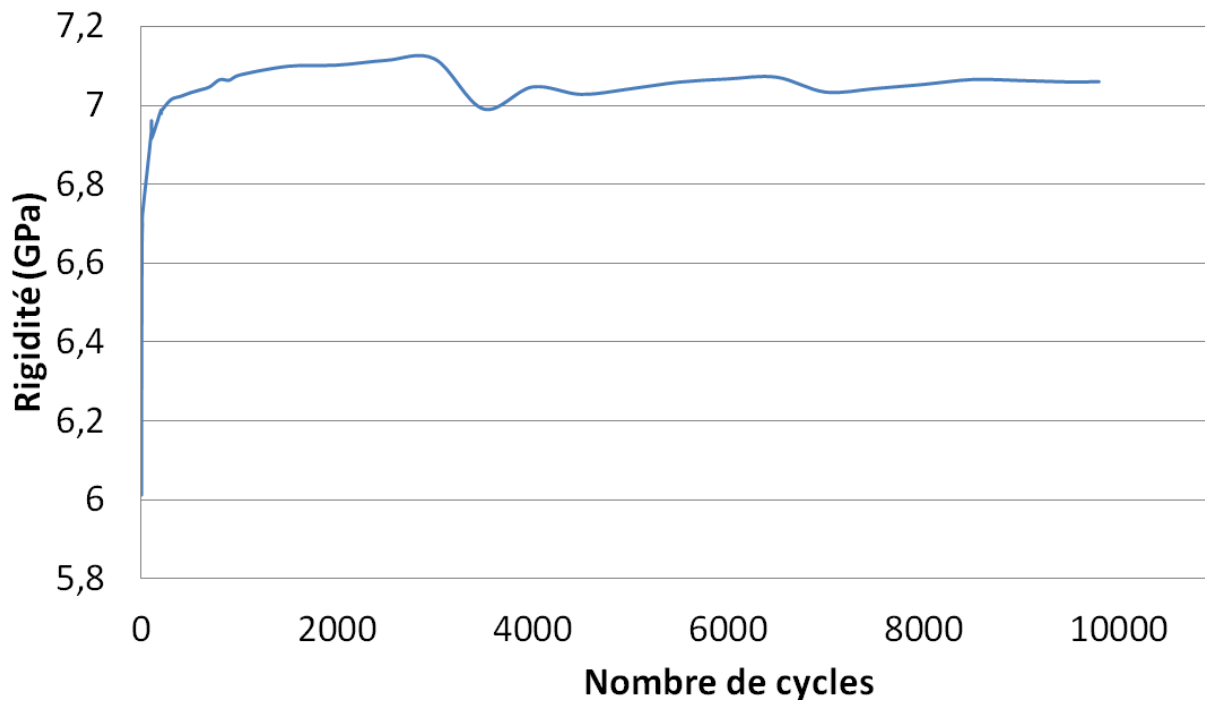
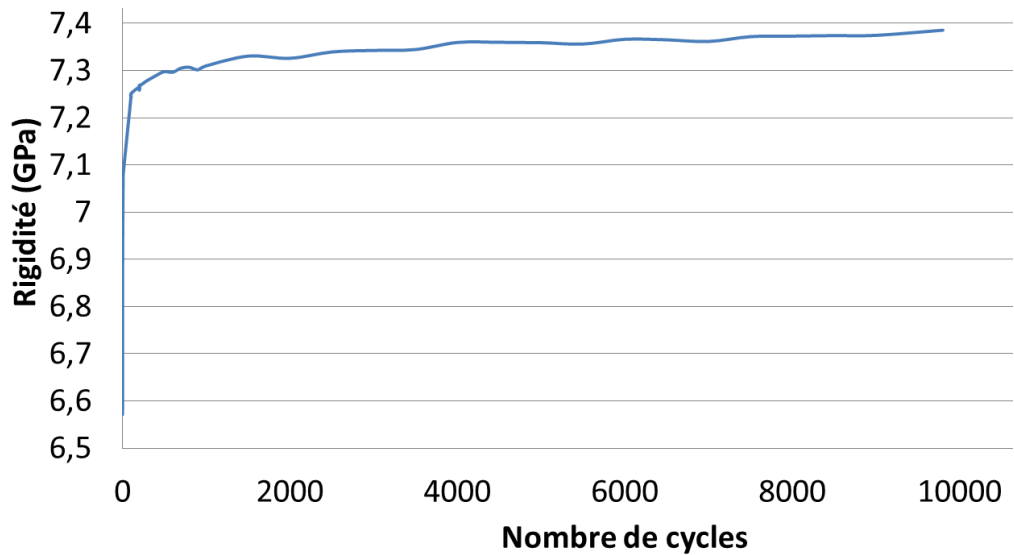


Figure 6.34: Evolution de la rigidité (raideur) de la phase pour  $\sigma_{\max}=100\% \sigma_e$ .

(a) : courbe brute, (b) : courbe lissée.



(a)

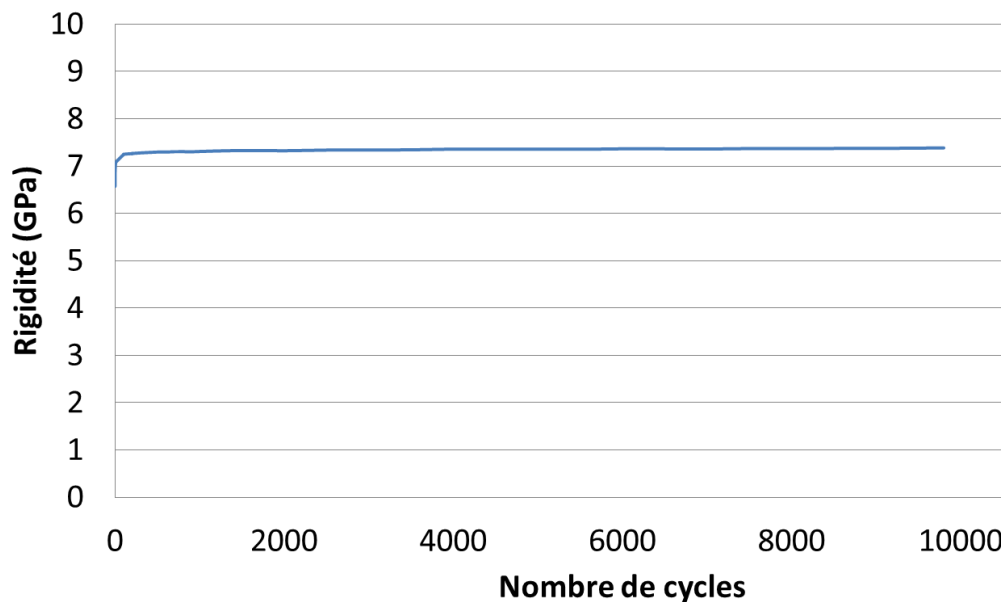


Figure 6.35: Evolution de la rigidité (raideur) de la phase pour  $\sigma_{max}=140\% \sigma_e$ .  
(a) : courbe brute, (b) : courbe lissée.

### 6.3.2.3 Essais de fatigue en sauts de contrainte

Comme la variation de la raideur est faible dans cet essai de fatigue, nous avons effectué un autre essai de fatigue, cette fois en faisant varier la contrainte maximale appliquée (sauts de contrainte). La Figure 6.36 montre le chargement appliqué, où 6 contraintes maximales différentes ont été prises en compte. Chaque contrainte maximale est appliquée pendant 3000 cycles avec une fréquence de 1Hz. La figure 6.37 montre les différents cycles d'hystérésis obtenus à partir de ce chargement.

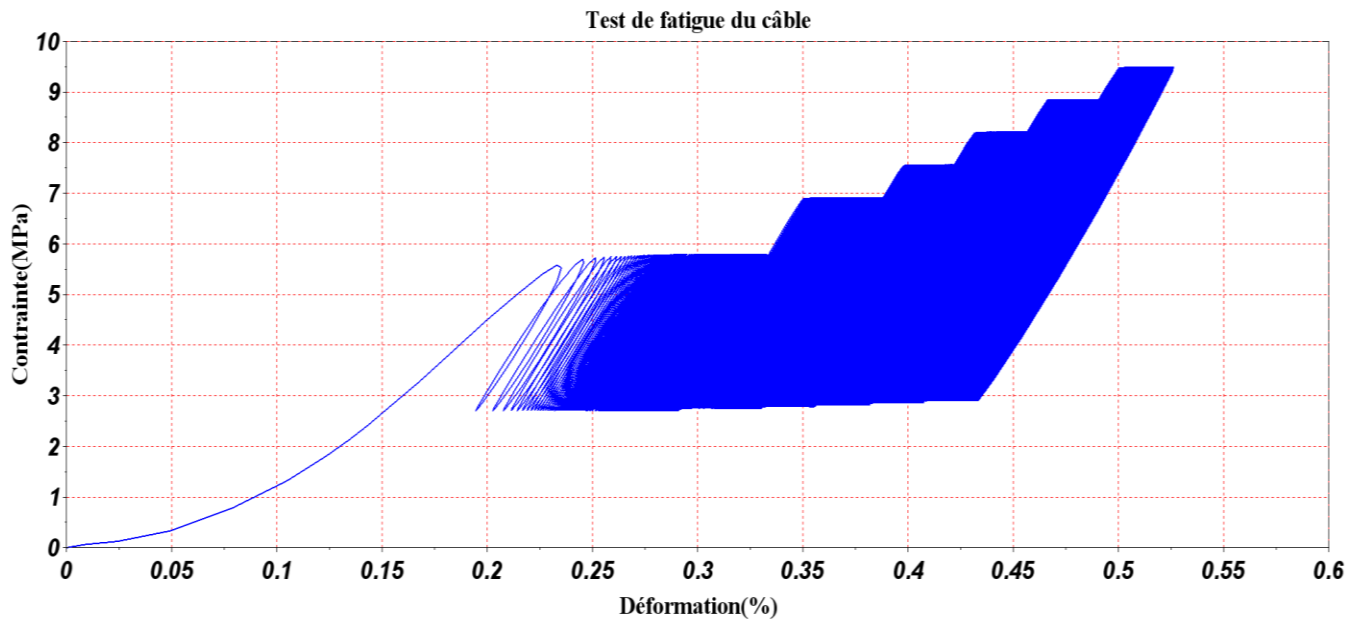


Figure 6.36: Courbe de fatigue sauts de contrainte.

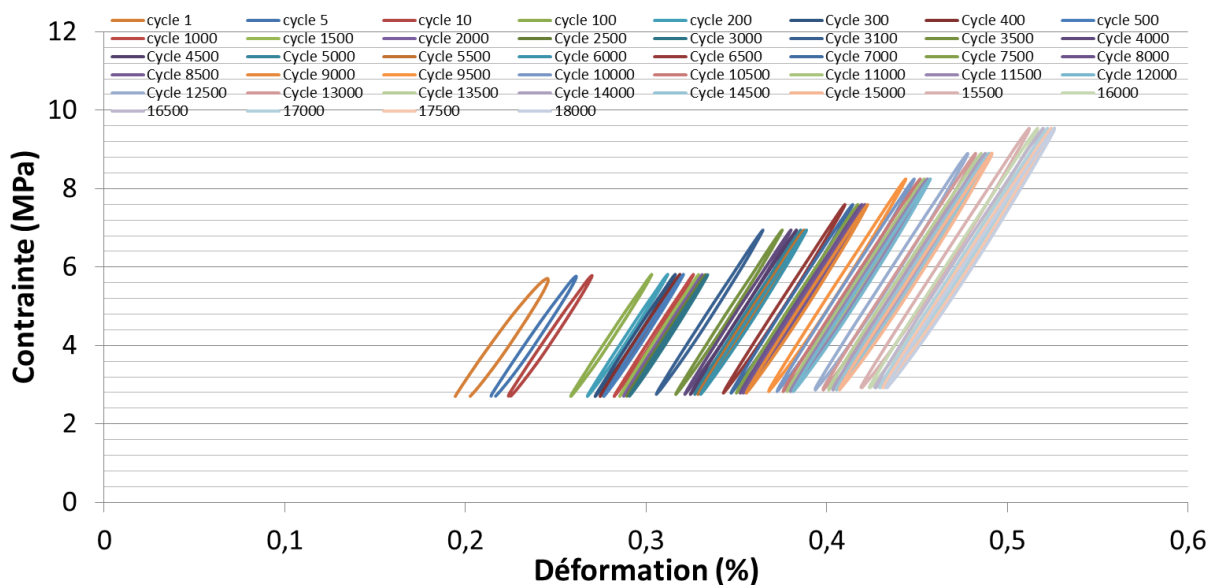


Figure 6.37: Cycles d'hystérésis.

La Figure 6.38 montre que nous obtenons une faible baisse de raideur, sans toutefois qu'elle soit très importante. Afin de conforter cette hypothèse et encore une fois, il aurait été intéressant de disposer d'un nombre d'éprouvettes assez important afin de conduire des essais à plusieurs valeurs de fréquences et également suivre les déformations transverses autorisant le suivi des valeurs des raideurs transverses en fonction du nombre de cycles.

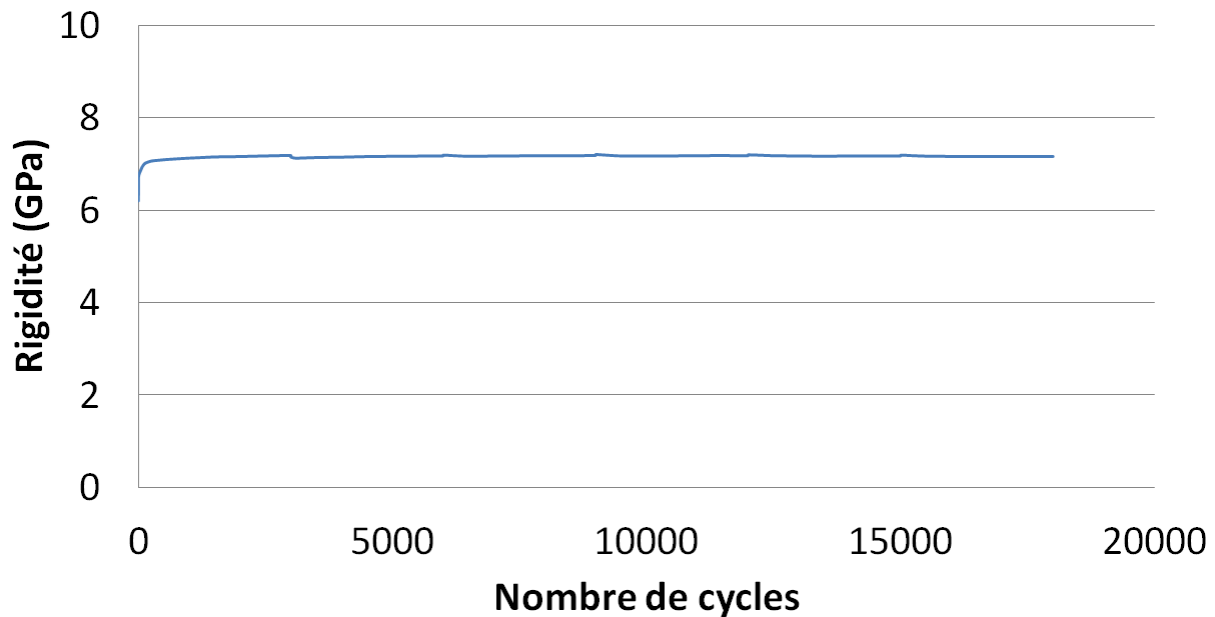


Figure 6.38: Evolution de la raideur de la phase avec un chargement sauts de contrainte.

#### 6.3.2.4 Effets des ruptures successives des fils

##### a) Etude quantitative

Nous avons étudié dans cette partie l'effet des ruptures successives des fils sur la raideur de la phase. Nous avons appliqué le même chargement sous contrainte. Nous avons effectué des essais sur des phases avec 3 fils coupés du conducteur et 6 fils coupés.

##### b) Etude qualitative

La figure 6.39 montre l'évolution de la raideur de la phase endommagée. Nous remarquons que la raideur baisse dans la phase qui est plus endommagée (6fils cassés) et que la variation de la raideur reste très faible en dehors. Ce résultat s'explique par la très faible participation des fils en cuivre à la raideur globale et conforte l'hypothèse du XPLE comme acteur mécanique majeur de la phase. Quand bien même un quelconque effet du cuivre serait existant, le fait qu'il soit entouré d'une gaine XPLE qui exerce sur lui une pression constante estimée à 70MPa dans les calculs de simulation numérique constitue une limite à son action mécanique.

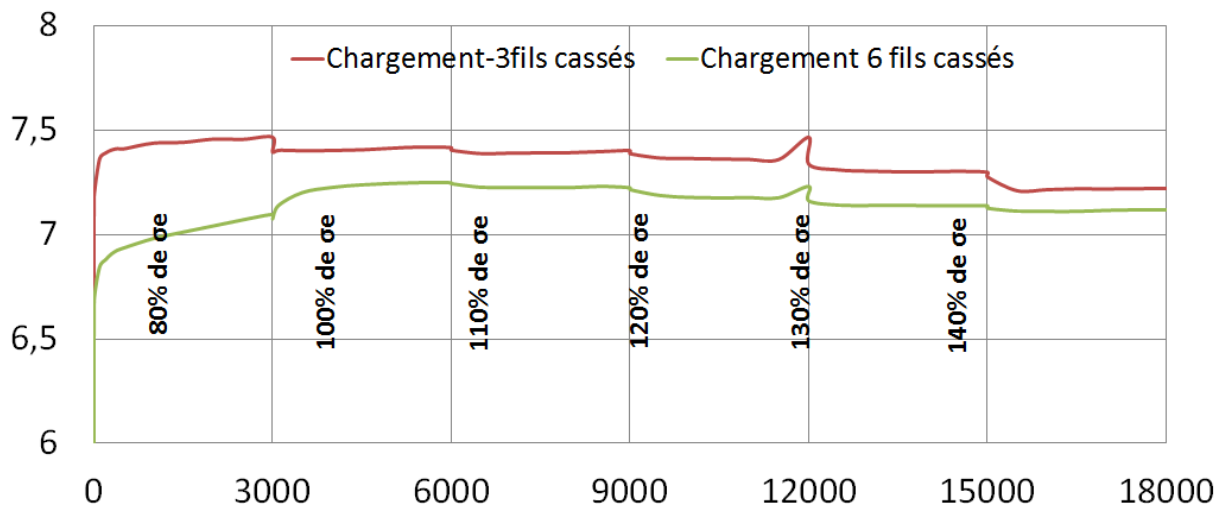


Figure 6.39: Evolution de la raideur de la phase avec des fils coupés.

### 6.3.2.5 Discussion des résultats

Le XLPE étant un thermoplastique, si on augmente la température des essais de fatigue dans l'intervalle de température d'utilisation industrielle du conducteur, c'est à dire entre 40°C et 90°C, on devrait obtenir un effet mécanique notable (quantitatif) sur le XLPE, symbolisé par un affaissement de la courbe de chargement. A l'aide donc du banc de fatigue équipé de l'enceinte thermique décrite précédemment, des essais de comportement en fatigue sur des phases selon le même protocole d'essais qu'à température ambiante ont été pratiqués sur une plage de température allant de 40 à 70°C par pas de 10°C (Figure 6.40).

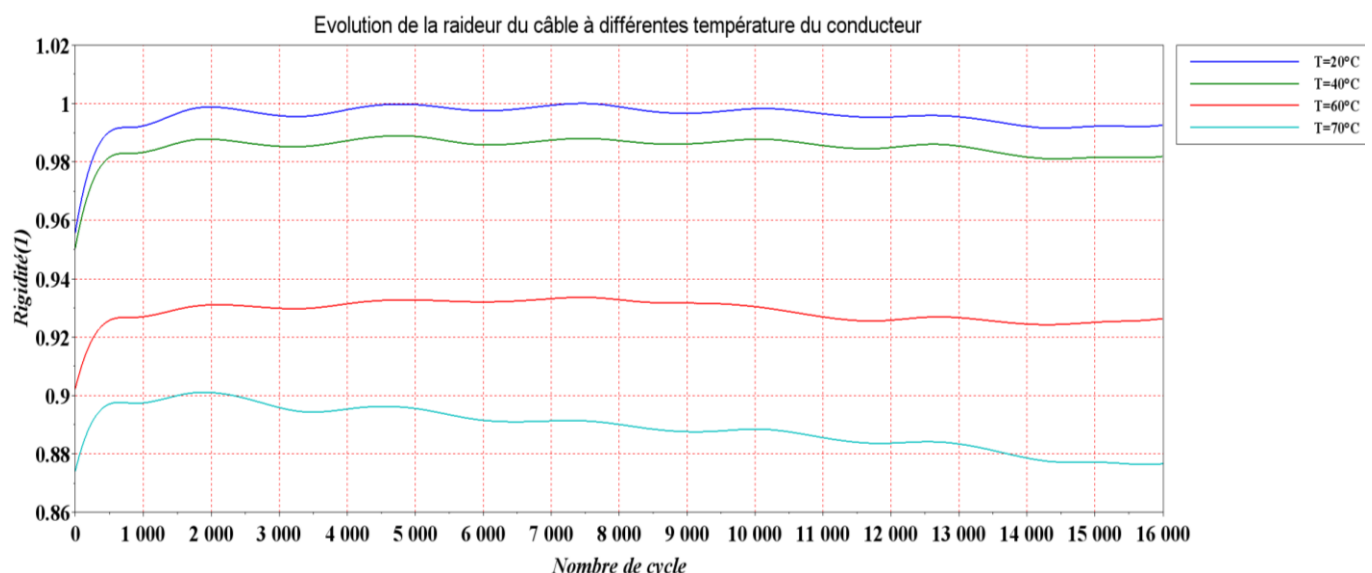


Figure 6.40: Evolution de la raideur de la phase à différentes températures du conducteur.

Les résultats montrent clairement un affaissement progressif des raideurs en fonction du nombre de cycles quand la température des essais augmente. Compte tenu de la faiblesse des températures d'essais (la génération de 70°C dans le conducteur se fait en portant l'enceinte thermique entre 120° et 140°C), ce comportement ne peut s'expliquer que par un affaissement de la gaine XPLE, analogue à ce qui se passe dans les matériaux thermoplastiques, en général. Les raideurs baissent très rapidement dès 70°C et le XLPE perd son apport mécanique à la phase. Compte tenu de ce résultat et du fait que la température de ramollissement du cuivre est bien au-delà de 70°C, il nous semble clair que le cuivre ne participe que très faiblement à la raideur de la phase. Ceci nous permet de conclure que le XLPE à température ambiante est le principal matériau qui s'oppose à l'effet de fatigue de la phase.

## Conclusions et perspectives

Dans cette thèse, nous avons démarré d'un contexte quasi-vierge où la littérature n'était pas féconde en résultats sur les aspects de modélisations numériques et expérimentales du comportement mécanique des phases haute-tension et pour cause, bien qu'étant un matériau métallique, le cuivre est d'abord et avant tout utilisé pour ses propriétés électriques tout autant remarquables qu'incontournables. Nous avons donc essayé de revisiter la métallurgie physique en mettant en relation l'endommagement du cuivre le long de la courbe de sollicitation mécanique (écrouissage progressif des fils, rupture progressive des fils, glissement/frottement, etc.) et les propriétés électriques et thermiques. Il a été démontré que cette relation existe et qu'elle est théoriquement et pratiquement mesurable. Nous aurions voulu aller plus profondément dans la démarche en procédant à des essais électriques en parallèle afin d'évaluer les baisses de conductivité en fonction de l'accumulation d'endommagement, mais le temps qui nous était imparti était trop court.

En substance, nous avons essayé de démontrer à travers cette thèse que des endommagements suite à des manipulations hasardeuses lors de la manutention et/ou la pose des câbles en fond marin peuvent induire des sollicitations au-delà de la limite d'utilisation des câbles et que des endommagements importants pouvaient en résulter. Ces endommagements mécaniques en cas d'occurrence engendreront un court-circuit fatal avec des conséquences industrielles énormes (maintenance très onéreuse, immobilisation en partie ou en totalité de la ferme offshore, etc.).

Ainsi donc, les différents modèles analytiques adaptés aux câbles métalliques de construction 1+6 ont été présentés. Le but était de bien illustrer les diverses technologies de câbles haute tension, mettant en exergue les architectures des conducteurs et des isolants, leurs épaisseurs et leurs amalgames qui en font des multi-matériaux composites aux propriétés complexes à étudier et à modéliser.

Lors de la présentation bibliographique des modèles, on aura noté que la plupart négligent les effets de frottement et de déformation due au contact. Ils ne donnent que le comportement élastique (la partie linéaire de la courbe contrainte-déformation) du câble. Notre objectif illustré par le Chapitre 4 était de créer un modèle numérique qui puisse nous fournir les deux comportements linéaire et non-linéaire (comportement de plasticité de la phase). Nous avons créé un modèle éléments finis sur Abaqus qui nous a permis de modéliser le comportement

mécanique de notre phase avec une longueur suffisamment grande et de simuler numériquement les divers mécanismes d'endommagement de notre phase. Grâce à ce modèle EF, des effets non-linéaires tels que le contact, le frottement et la plasticité qui sont très difficiles à intégrer dans un modèle analytique, ont été étudiés. Bien évidemment, ce modèle ne constitue qu'une première étape dans le processus, sachant que notre but à l'avenir est de pouvoir prédire le comportement en fatigue et/ou en fluage.

Ensuite, lors de l'étape de modélisation multi-physique, nous avons étudié numériquement l'influence des paramètres de la phase (le pas et le coefficient de frottement inter-filaire) et des mécanismes d'endommagement du conducteur (plasticité locale et rupture progressive des fils) sur les comportements électriques et thermiques. Dans ce chapitre, nous n'avons pas la prétention d'être exhaustif, mais de mettre l'accent sur la relation étroite entre les diverses propriétés physiques du conducteur en vue d'une étude ultérieure plus spécifique.

En termes de perspectives, le sujet est très vaste et les lignes directrices sont foisonnantes. Dans l'immédiat, une étude en termes de micromécanique des composites est à entreprendre. Elle devrait évaluer les différentes contributions du conducteur et des divers isolants au module d'Young du composite. Par ailleurs, une étude en microindentation instrumentée doublée d'analyses micrographiques pourrait nous renseigner plus en profondeur sur l'écroutissage progressif d'un fil unitaire, lors de la sollicitation mécanique et la liaison avec les propriétés électriques de ce même fil. Par une modélisation multi-échelle, nous pourrions intégrer l'étude afin qu'elle inclue également le glissement/frottement inter-filaire, la rupture du fil, etc. Enfin, comme précisé ci-dessus, le but avoué est de pouvoir modéliser le comportement en fatigue et en fluage. Le modèle suggéré pourrait le permettre sous conditions que l'on puisse ségréguer une méthodologie qui soit physiquement réaliste tout en étant la moins chronophage.

Dans le dernier chapitre, nous avons présenté le banc de fatigue des câbles entièrement imaginé et mis en place avec les moyens humains et techniques du Laboratoire COSYS/LISIS de l'Université Gustave Eiffel - Campus de Nantes (ex IFSTTAR). Ce banc est un moyen crucial et très important qui ressort de cette thèse. En effet, il est très difficile de pouvoir tester mécaniquement des phases aussi molles et ce banc le permet. Parallèlement, nous avons été en mesure de tester des éprouvettes non seulement à température ambiante, mais également à des températures allant jusqu'à celle maximale autorisée pour le conducteur (90°C) par mise



en place d'une enceinte thermique. Enfin, un montage de flexion a été également développé et est en mesure d'imprimer une sollicitation mixte de traction/flexion aux éprouvettes.

Les essais de fatigue à faible nombre de cycle mis en œuvre doivent être analysés comme une étude introductive du comportement en fatigue de telles éprouvettes. Une étude approfondie de la fatigue est hors de nos moyens techniques et financiers. Toutefois, nous avons émis l'hypothèse que le comportement en fatigue de ces éprouvettes est gouverné par le polymère haute performance, XPLE. Les essais de fatigue à température ambiante tendent à soutenir cette hypothèse. Toutefois, une des extensions de cette thèse serait de relier les résultats expérimentaux avec une étude micromécanique.

## Références bibliographiques

[ABAQ 12] Abaqus/Explicit User's Manual, section 13, quasi-static analysis with abaqus explicit, Vol.II, Dassault Systems Simulia corp, release 6.11, 2012.

[ACKE-05] T. Ackermann, Éd., Wind power in power systems. Chichester, West Sussex, England ; Hoboken, NJ: John Wiley, 2005.

[AUGU-13] Augustus Edward Hough Love. A treatise on the mathematical theory of elasticity. Cambridge university press, 2013.

[BENS-12] S.BENSAADA, M.T.BOUZIANE et F.MOHAMMED. "PROPRIETES MECANQUES ET ELECTRIQUES DU CABLE ELECTRIQUE EN CUIVRE SOUS L'EFFET DES TRAITEMENTS THERMOMECHANIQUES", Courrier du Savoir – N°13, Avril 2012, pp.83-88

[BONN-07] A. M.Bonnet, Analyse des solides déformables par la méthode des éléments finis, Palaiseau : Ecole polytechnique, 2007.

[CAPE] CAPE WIND ASSOCIATES LLC, "33 kV Solid Dielectric Submarine Cable-Technical Specifications".

[CARL-73] Carlson A. D., et Kasper R. G., "A structural analysis of a multiconductor cable," Rapport technique AD-767 963, Naval underwater system center, New London Laboratory, 1973.

[CHIA-96] Chiang Y. J., "Characterizing simple-stranded wire cables under axial loading," Finite Elements in Analysis and Design Vol. 24, No. 2, pp. 49-66,1996.

[COST-97] Costello, G.A., . " Theory of wire rope,". 2nd edition, Springer, 1997.

[CUTC-87] Cutchins M. A., Cochran J. E., Guest S., Fitz-Coy N. G. et Tinker M. L., "An investigation of the damping phenomena in wire rope isolator," The Role of Damping in Vibration and Noise Contrôle, Vol. 5, (Boston, Massachusettes), pp 197-204, Proceedings of the 1987 ASME Design Technology Conference, 1987.

[DELB-00] B. Delby, G. Bergman, J. Karlstrand, and J. Kaumanns, "Technologie des câbles HT isolés au polyéthylène reticule," Revue ABB, no. 4/2000, 2000.

[DTC-14] « State-of-the-art assessment and specification of data requirements for electrical system architectures », DTOcean, Deliverable 3.1.

[DUON-14] M. Q. Duong, K. H. Le, F. Grimaccia, S. Leva, M. Mussetta, et R. E. Zich, « Comparison of power quality in different grid-integrated wind turbines », in Harmonics and Quality of Power (ICHQP), 2014 IEEE 16th International Conference on, 2014, p. 448–452.

[FUTU-12] Site internet futura-sciences. [http://www.futura-sciences.com/fr/news/t/developpementdurable-1/d/eolien-offshore-les-candidats-pour-les-600-eoliennes-francaises\\_35966](http://www.futura-sciences.com/fr/news/t/developpementdurable-1/d/eolien-offshore-les-candidats-pour-les-600-eoliennes-francaises_35966), 2012.

[HAN-06] S. J. Han, A. M. Mendelsohn, et R. Ramachandran, « Overview of Semiconductive Shield Technology in Power Distribution Cables », in Transmission and Distribution Conference and Exhibition, 2005/2006 IEEE PES, 2006, p. 641 -646.

[HENA-05] G. Hénaff et F. Morel, Fatigue des structures. Ellipses, Paris, 2005, p.41-47

[HERT 82] Hertz, H., On the contact of elastic solids, J. Reine Angew. Math., 1882, Vol. 92, pp. 156-171.

[HRUS-53] Hruska, F. H., “Tangential forces in wire ropes,” Wire and wire products, Vol 28, No 5, pp 455-460, 1953.

[GRAI-98] W. Grainger and N. Jenkins, “Offshore wind farm electrical connection options,” Border Wind Ltd, Hexham, Dept. of Electrical Engineering and Electronics, UMIST, 1998.

[IEC-06] IEC60287-1-1, «Electric Cables—Calculation of the Current Rating—Part 1–1: Current Rating Equations (100% Load Factor) and Calculation of Losses—General,,» 2006.

[IEEE-16] «Nonuniform Distribution of Conductivity Resulting From the Stress Exerted on a Stranded Cable During the Manufacturing Process,» IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRY APPLICATIONS, vol. 52, n° %15, pp. 3886-3892, OCTOBER 2016.

[IS-602] I. S. 60287, «Calculation of the continuous current rating of cables (100% load factor)».

[JIAN-99] Jiang W. G., Yao M. S., and Walton J. M., “A concise finite element model for simple straight wire rope strand,” Int. J. of Mechanical Sciences, Vol. 41, pp 143-161, 1999.

[LABR-98] Labrosse, M., “Contribution à l’étude du rôle du frottement sur le comportement et la durée de vie des câbles monocouches” PhD thesis, Ecole Centrale de Nantes, 1998.

[LABR-00] M Labrosse, A Nawrocki, and T Conway. Influence of friction on the cyclic response of simple straight wire rope strands under axial loads. *Tire Science and Technology*, 28(4):233-247, 2000.

[LIU-02] C.-Y. N. D.-S. Liu, «A thermo-mechanical study on the electrical resistance of aluminum wire conductors,» *Microelectronics Reliability*, vol. 42, n° 12002, p. 367–374, 2002.

[LONG-99] C. Long, *Essential Heat Transfer*. s.l. :, Longman 1 edition, 1999.

[LTD-16] B. C. Ltd, «Cross-Section Design and Evaluation of Dynamic Cable for the OMDYN Project,» 2016.

[LUND-03] S. Lundberg, « Performance comparison of wind park configurations », Chalmers University of Technology, 2003.

[MACI-73] Machida, S, and Durelli, AJ., “Response of a Strand to Axial and Torsional Displacements,» *J. of Mechanical Engineering science*, Vol. 15, pp 241-251, 1973.

[MACL-04] R. Maclean, “Electrical System Design for the Proposed One Gigawatt Beatrice Offshore Wind Farm,» M.S. Thesis, *Energy Systems and the Environment*, University of Strathclyde, Scotland, 2004.

[MADA-11] A. Madariaga, J. L. Martín, P. Eguía, S. Ceballos, et others, « Analysis of the technology currently used in offshore wind energy systems », in *IECON 2011-37th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Society*, 2011, p. 831–836.

[MANT-12] K. Mantosh et P. R. Sharma, « Underground Cable Construction : A Survey », p. 65-70, 01-avr-2012.

[MCCO-82] McConnell, K. G., et Zemeke, W. P., “A Model to Predict the Coupled Axial Torsion Properties of ACSR Electrical Conductors,» *J. Experimental Mechanics*, Vol. 22, pp. 237-244, 1982.

[MCGR-57] J. N. a. H. McGrath, «The calculations of the temperature rise and load capability of cable systems, » vol. 76, n° %1752-772, 1957.

[MEED-09] Plan d'action national en faveur des énergies renouvelables. Période 2009-2020. En application de l'article 4 de la directive 2009/28/CE de l'Union européenne. Ministère de l'Ecologie, de l'Energie, du Développement Durable et de la Mer, 2009.

[MONJ-12] P. Monjean, « Optimisation de l'architecture et des flux énergétiques de centrales a énergies renouvelables offshore et on-shore », CNAM, 2012.

[MTC] Mors hydrauliques à pince de serrage série 646 Informations produit ; 100-197-425 A

[NAWR-97] Nawrocki, A., “ Contribution à la modélisation des câbles monotorons par éléments finis ” PhD thesis, Ecole Centrale de Nantes, 1997.

[NEX-06] Nexans, « High and Extra High Voltage cables with synthetic isolation. » 2006

[NAPI-16] N. J. Z. P. Napieralski, «Nonuniform Distribution of Conductivity Resulting From the Stress Exerted on a Stranded Cable During the Manufacturing Process,» IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRY APPLICATIONS, vol. 52, n° %15, pp. 3886-3892, SEPTEMBER/OCTOBER 2016.

[PAGN-11] A. Pagnetti, A. Xemard, F. Paladian, et C. A. Nucci, « Evaluation of the impact of proximity effect in the calculation of the internal impedance of cylindrical conductors », in General Assembly and Scientific Symposium, 2011 XXXth URSI, 2011, p. 1-4.

[PAYS-94] M. PAYS, “Câbles de transport d'énergie -Technologies. Caractéristiques,” Techniques de l'Ingénieur, no. D4520, Déc. 1994.

[PHIL-73] Philips, J. W., et Costello, G. A., “Contact Stresses in Twisted Wire Cables,” J. of engineering Mechanics Division, Proceedings of the American Society Civil Engineering, Vol. 99, EM2, pp. 331-341, 1973.

[UTTI-87] WS Utting and N Jones. The response of wire rope strands to axial tensile loadspart i. experimental results and theoretical predictions. Internationaljournal of mechanical sciences, 29(9):605{619, 1987.

[VAHE-06] V. Vahedy, « Polymer insulated high voltage cables », *Electr. Insul. Mag. IEEE*, vol. 22, no 3, p. 13–18, 2006.

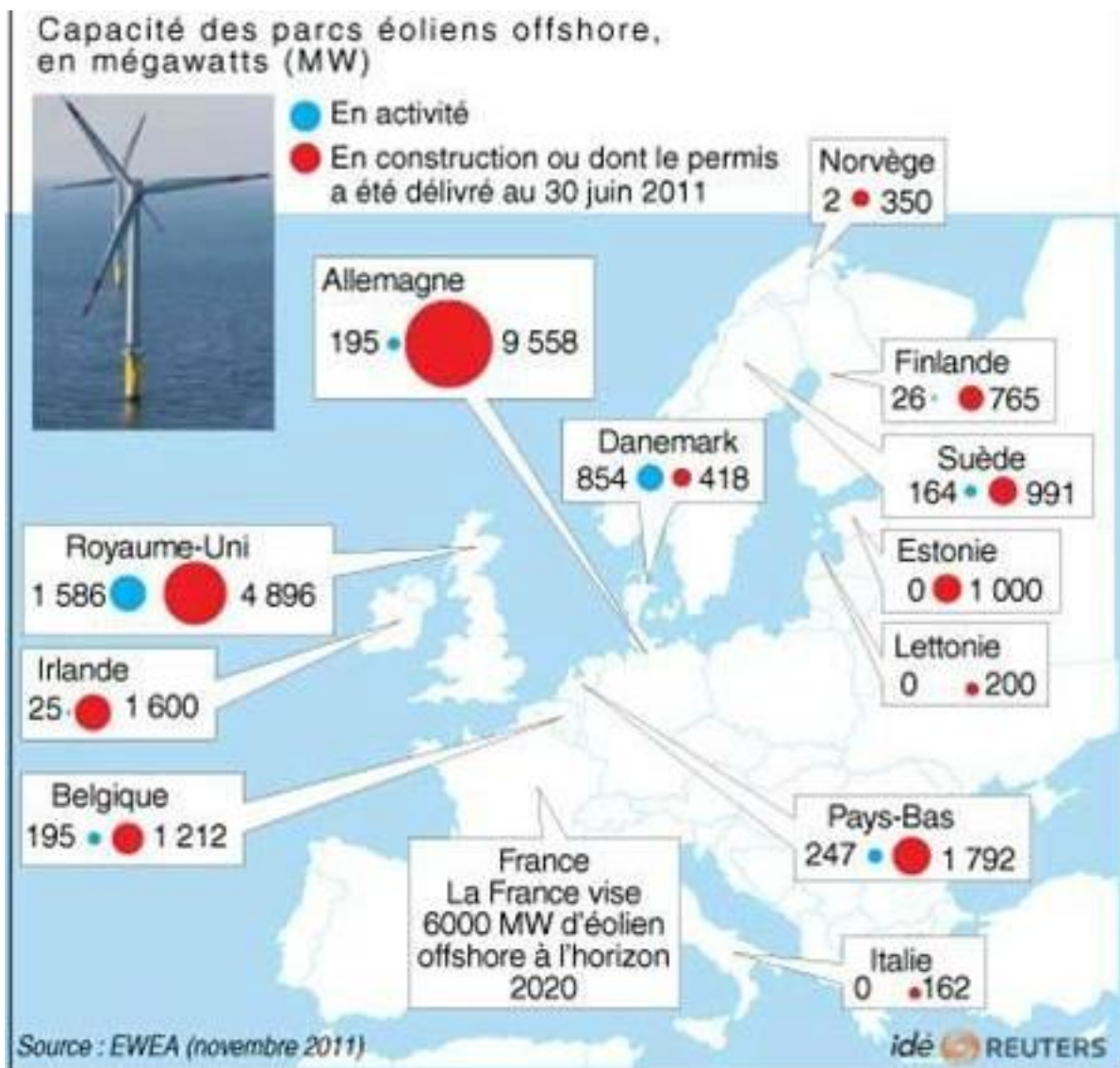
[VELI-84] Velinsky S. A., Anderson G. L., et Costello G. A., “Wire rope with complex cross sections,” *Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 110 380-391, March 1984.

[VOGE-09] R. Vogelsang, O. Sekula, H. Nyffenegger, et W. Weissenberg, « Long-term experiences with XLPE cable systems up to 550 kV », *Konf. Slov. ELEKTROENERGETIKOV CIGRE SC B1*, 2009.

[WORZ-09] T. Worzyk, “Submarine Power Cables: Design, Installation, Repair, Environmental Aspects,” 1st ed., Springer, 2009, 296 pp.

[WRIG-02] S. D. Wright, A. L. Rogers, J. F. Manwell, et al., “Transmission options for offshore wind farms in the united states,” *AWEA*, 2002.

## Annexe 1 : Liste des fermes éoliennes offshore en Europe

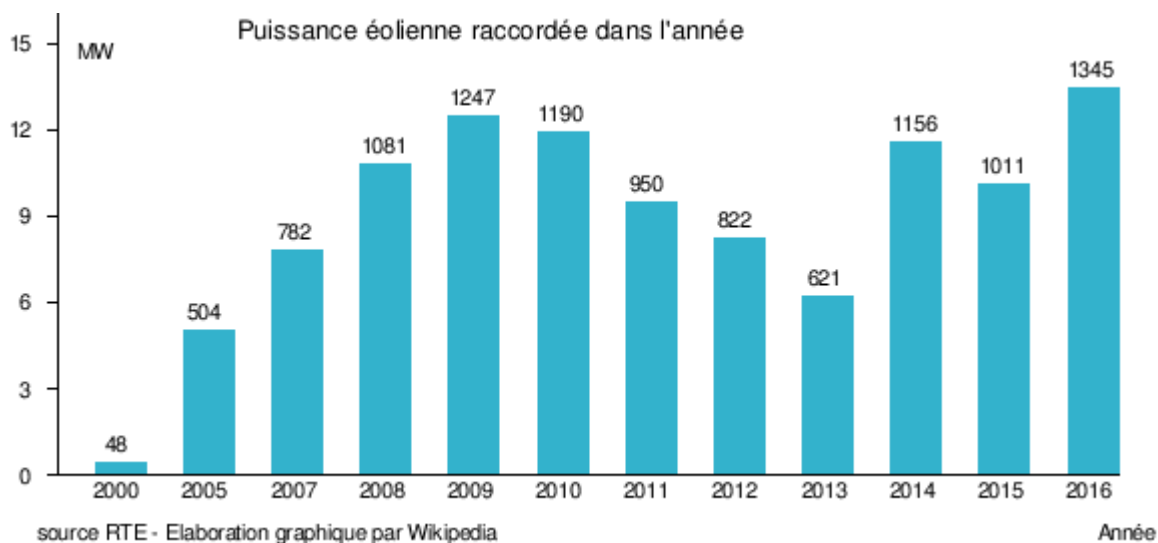
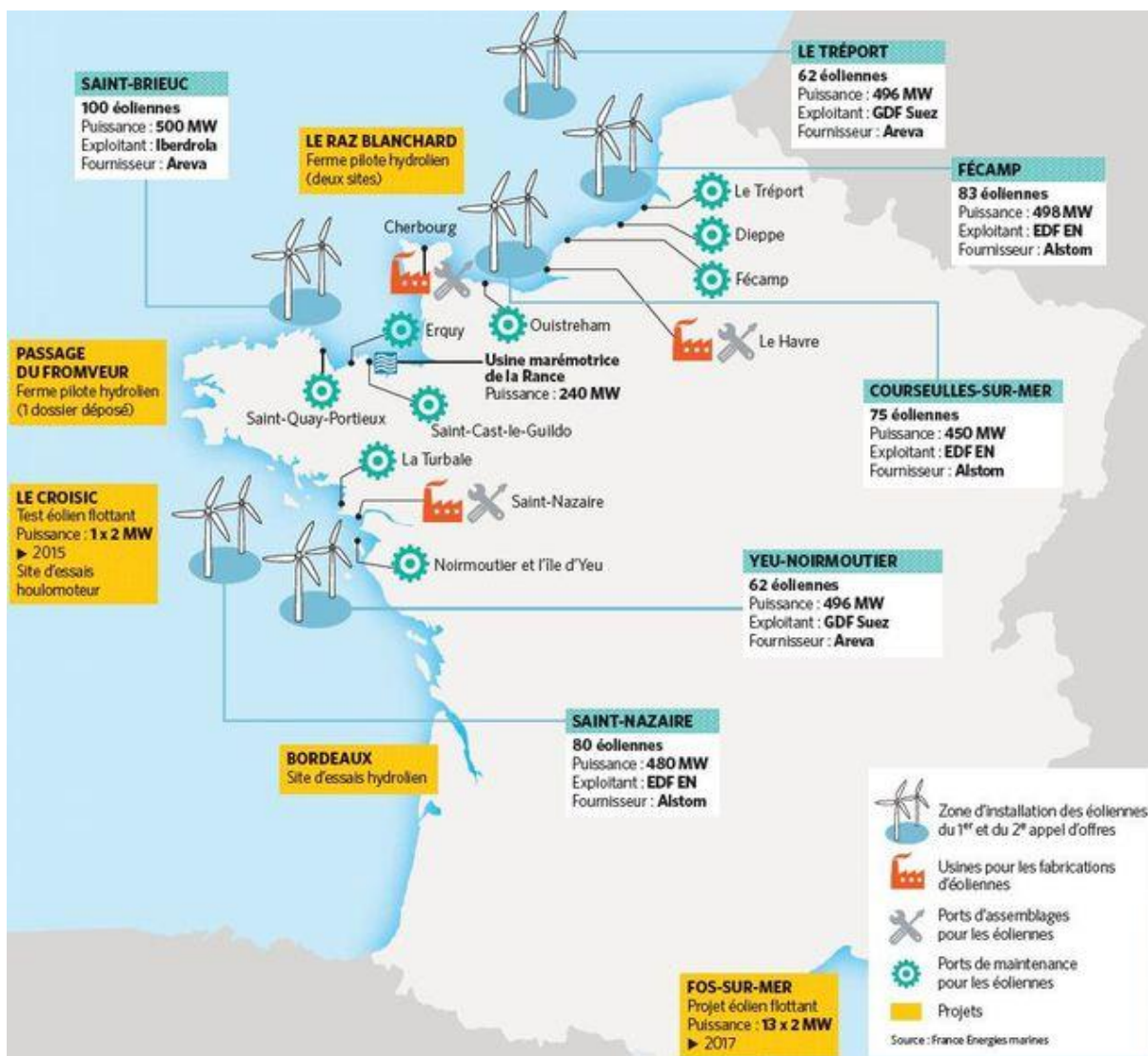


### Puissances éoliennes offshore raccordées en Europe, en MW

	2013	2014
Royaume-Uni	3 696,0	4 420,0
Danemark	903,0	2 340,0
Allemagne	1 271,1	1 271,1
Belgique	625,2	712,0
Pays-Bas	228,0	228
Suède	211,7	211,7
Finlande	26,0	28
Irlande	25,2	25,2
Portugal	2,0	2,0
Espagne	5,0	5,0
<b>Total</b>	<b>6 993,2</b>	<b>9 243,0</b>

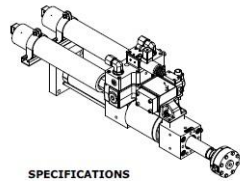
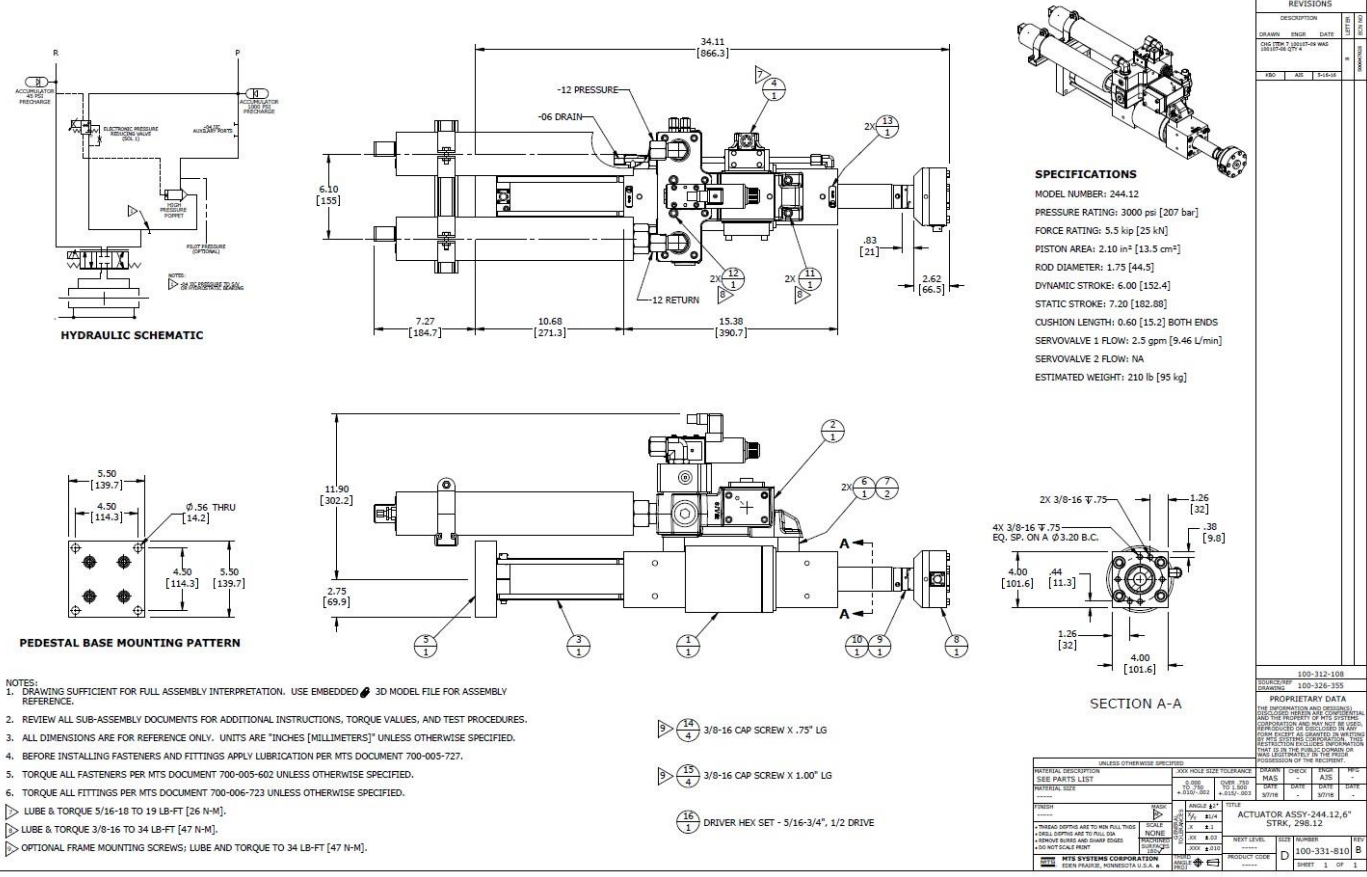
Source : EurObserv'ER 2015

# Liste des fermes éoliennes offshore en France





# Annexe 2 : Les données du vérin choisi



**SPECIFICATIONS**

MODEL NUMBER: 244.12  
 PRESSURE RATING: 3000 psi [207 bar]  
 FORCE RATING: 5.5 kip [25 kN]  
 PISTON AREA: 2.10 in<sup>2</sup> [13.5 cm<sup>2</sup>]  
 ROD DIAMETER: 1.75 [44.5]  
 DYNAMIC STROKE: 6.00 [152.4]  
 STATIC STROKE: 7.20 [182.88]  
 CUSHION LENGTH: 0.60 [15.2] BOTH ENDS  
 SERVOVALVE 1 FLOW: 2.5 gpm [9.46 l/min]  
 SERVOVALVE 2 FLOW: NA  
 ESTIMATED WEIGHT: 210 lb [95 kg]

REVISIONS					
DESCRIPTION	DATE	LISTED	BY	APP'D	DATE
DESIGN	ENCL				
DATE	DATE	DATE	DATE	DATE	DATE

PROPERTY DATA	
100-312-108	
340-324-395	

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED	
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED	
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED	

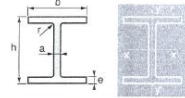
INTERNAL DESCRIPTION	REV	DATE	BY	APP'D
ACTUATOR ASSY-244.12.6" STROKE, 2500 PSI	1			

# Annexe 3 : Poutrelles

## POUTRELLES HEA à larges ailes (à faces parallèles)

Barres commerciales ou coupées à la longueur d'emploi - Tenues en stock en acier S235JRG2.  
Tolérance sur la masse (Norme NF EN 10034) : sur l'ensemble de la livraison +4% sur poutrelle isolée ±4%

Profil	CARACTÉRISTIQUES DIMENSIONNELLES			e (mm)	r (mm)	MASSE LINÉAIRE		SECTION	e	CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES						
	h (mm)	b (mm)	a (mm)			P (kg/m)	A (cm <sup>2</sup> )			Profil	I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )	I <sub>x</sub> /V <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> )	I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> )	I <sub>y</sub> /V <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> )	I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> )	
100	96	100	5,00	8,00	12	16,70	21,2			100	349	73	4,06	134	27	2,51
120	114	120	5,00	8,00	12	19,90	25,3			120	606	106	4,89	231	38	3,02
140	133	140	5,50	8,50	12	24,70	31,4			140	1 003	155	5,73	369	56	3,52
160	152	160	6,00	9,00	15	30,40	39,8			160	1 673	220	6,57	616	77	3,98
180	171	180	6,00	9,50	15	35,50	45,3			180	2 510	294	7,45	925	103	4,52
200	190	200	6,50	10,00	18	42,30	53,8			200	3 652	389	8,28	1 336	134	4,98
220	210	220	7,00	11,00	18	50,50	64,3			220	5 410	515	9,17	1 955	178	5,51
240	230	240	7,50	12,00	21	60,30	76,8			240	7 763	675	10,10	2 769	231	6,00
260	250	260	7,50	12,50	24	68,20	86,8			260	10 455	836	11,00	3 668	282	6,50
280	270	280	8,00	13,00	24	76,40	97,3			280	13 673	1 010	11,90	4 763	340	7,00
300	290	300	8,50	14,00	27	86,20	112,5			300	18 263	1 260	12,70	6 310	421	7,49
320	310	300	9,00	15,00	27	97,60	124,4			320	22 928	1 480	13,60	8 885	466	7,49
340	330	300	9,50	16,00	27	105,00	133,5			340	27 693	1 680	14,40	7 436	496	7,46
360	350	300	10,00	17,00	27	112,00	142,8			360	33 090	1 890	15,20	7 867	526	7,43
400	390	300	11,00	19,00	27	125,60	159,0			400	43 069	2 310	16,80	9 564	571	7,34
450	440	300	11,50	21,00	27	149,00	178,0			450	63 722	2 900	18,90	9 465	631	7,29
500	490	300	12,00	23,00	27	155,00	197,5			500	86 975	3 550	21,00	10 367	691	7,24
550	540	300	12,50	24,00	27	166,00	211,8			550	111 932	4 150	23,00	10 819	721	7,15
600	590	300	13,00	25,00	27	178,00	226,5			600	141 208	4 790	25,00	11 271	751	7,05
650	640	300	13,50	26,00	27	190,00	241,6			650	175 178	5 470	26,90	11 724	782	6,97
700	690	300	14,50	27,00	27	204,00	260,5			700	215 301	6 240	28,80	12 179	812	6,84
800	790	300	15,00	28,00	30	224,00	295,8			800	303 442	7 660	32,60	12 639	843	6,65
900	890	300	16,00	30,00	30	252,00	330,5			900	422 075	9 480	36,30	13 547	903	6,50
1 000	990	300	16,50	31,00	30	272,00	346,8			1000	553 846	11 190	40,00	14 004	934	6,35



CHARGES UTILES UNIFORMÈMENT RÉPARTIES, QUE PEUVENT SUPPORTER LES H TRAVAILLANT À LA FLEXION SUR DEUX APPUIS.  
(CONTRAINTE ADMISSIBLE DE BASE : 16 KG/CM<sup>2</sup>) FLÈCHE MAXIMALE ADMISSIBLE (L<sub>0</sub>)

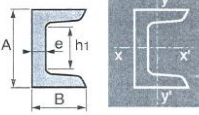
Profil	En tonnes selon la longueur des poutrelles									
	2 m	3 m	4 m	5 m	6 m	7 m	8 m	9 m	10 m	11 m
100	4,639	3,035	1,106	0,667	0,421	0,266	0,160			
120	5,744	3,560	1,267	1,204	0,786	0,526	0,350	0,127		
140	6,971	4,096	3,372	2,089	1,384	0,960	0,670	0,308		
160	14,019	3,295	5,500	3,446	2,318	1,623	1,162	0,596		
180	16,745	12,438	8,232	5,220	3,535	2,595	1,824	0,994		
200	23,170	16,470	12,236	7,726	5,290	3,735	2,783	1,581		
220	27,563	21,822	16,278	11,381	7,778	5,582	4,140	2,403		
240	32,483	28,619	21,358	15,332	11,231	8,095	6,039	3,570		
260	35,276	35,207	26,478	21,061	15,211	10,999	8,241	4,941		
280	40,782	40,705	32,014	25,474	19,955	14,463	10,872	5,585		
300	48,459	48,410	38,990	31,815	26,550	19,416	14,522	8,524		
320	52,595	52,498	46,378	37,439	30,950	24,474	18,480	11,951		
340	58,872	58,767	53,240	43,453	35,210	29,656	22,428	15,842		
360	65,712	65,600	60,032	47,824	39,648	33,776	26,900	19,669		
400	90,289	90,163	73,420	58,511	48,530	41,385	35,960	22,890		
450	144,443	144,303	122,400	73,540	61,027	52,048	45,280	32,856		
500	195,734	195,609	169,454	90,105	74,803	63,629	55,960	43,990		
550	235,538	235,434	215,176	108,410	87,537	74,234	65,672	51,465		
600	242,418	242,327	142,058	131,234	101,119	86,343	75,216	59,532		

CHARGES DE SÉCURITÉ DES POTEAUX EN POUTRELLES H (CONTRAINTE ADMISSIBLE DE BASE : 16 KG/CM<sup>2</sup>)

Profil	En tonnes selon la hauteur des poteaux							
	3 m	4 m	5 m	6 m	7 m	8 m	10 m	12 m
100	13,95	9,26	5,44	3,83	2,94	2,18	1,41	0,94
120	21,57	13,71	9,19	6,52	4,85	3,74	2,42	1,68
140	29,29	21,93	15,05	10,80	8,08	6,26	4,05	2,83
160	45,06	32,55	23,00	16,72	12,59	9,78	6,36	4,46
180	57,64	44,78	32,89	24,45	18,59	14,53	9,51	6,67
200	72,06	58,99	45,20	34,19	26,28	20,85	13,59	9,97
220	99,20	78,95	61,88	47,97	37,41	29,65	19,69	14,91
240	109,89	97,46	81,14	64,88	51,43	41,14	27,55	19,55
260	126,77	115,08	99,06	81,53	65,85	52,26	36,06	25,72
280	144,22	133,32	117,88	98,73	82,20	67,34	46,18	33,12
300	168,82	157,96	142,64	123,67	104,03	86,41	60,12	43,40
320	188,46	174,67	157,73	136,76	115,03	95,35	66,48	47,99
340	199,88	187,28	169,85	148,19	122,82	101,92	70,86	51,13
360	213,78	198,97	180,16	155,26	130,69	108,36	75,96	54,28
400	257,57	221,73	199,94	171,34	143,23	118,46	82,04	59,10
450	265,87	247,83	221,83	190,49	158,91	131,23	90,75	65,33
500	294,44	274,09	245,01	209,87	174,71	146,07	99,49	71,58
550	315,10	291,58	260,51	222,14	184,23	151,94	104,37	75,09
600	338,15	311,21	276,93	233,98	192,26	158,82	109,67	78,14

## POUTRELLES UPN (U normaux)

Barres commerciales ou coupées à la longueur d'emploi - Tenues en stock en acier S235JRG2. Normes NF A 45.202 et NF EN 10279



Profil	CARACTÉRISTIQUES DIMENSIONNELLES			MASSE LINÉAIRE (kg/m)	SECTION (cm <sup>2</sup> )	CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES						
	A (mm)	B (mm)	e (mm)			Moments d'inertie			Modules d'inertie		Rayons de gyration	
	h <sub>1</sub> (mm)	h <sub>2</sub> (mm)	I <sub>x</sub> (cm <sup>4</sup> )			I <sub>y</sub> (cm <sup>4</sup> )	I <sub>x</sub> /V <sub>x</sub> (cm <sup>3</sup> )	I <sub>y</sub> /V <sub>y</sub> (cm <sup>3</sup> )	ix (cm)	iy (cm)		
80	80	45	8,0	46	8,64	11,0	106	19,4	26,5	6,38	3,10	1,33
100	100	60	8,0	64	16,00	13,5	206	29,3	41,2	9,49	3,91	1,47
120	120	80	8,0	82	13,40	17,0	364	43,2	60,7	11,10	4,62	1,59
140	140	60	7,0	98	16,00	20,4	605	62,7	86,4	14,80	5,45	1,75
160	160	65	7,5	115	18,85	24,0	925	85,3	116,0	18,30	6,21	1,89
180	180	70	8,0	133	22,00	28,0	1360	114,0	150,0	22,40	6,95	2,02
200	200	75	8,5	151	25,30	32,2	1910	148,0	191,0	27,00	7,70	2,14
220	220	80	9,0	167	29,40	37,4	2620	197,0	245,0	33,60	8,48	2,26
240	240	85	9,5	184	33,20	42,3	3600	248,0	300,0	39,60	9,22	2,42
260	260	90	10,0	200	37,80	48,3	4820	317,0	371,0	47,70	9,99	2,56
300	300	100	10,0	232	46,20	58,8	8030	495,0	495,0	67,80	11,70	2,90
320	320	100	14,0	246	59,50	75,8	10870	597,0	679,0	80,60	12,10	2,81
350	350	100	14,0	262	80,60	77,3	12840	570,0	734,0	75,00	12,90	2,72
*380	380	102	13,5	313	83,10	60,4	15760	615,0	829,0	78,70	14,00	2,77
*400	400	110	14,0	324	71,80	91,5	20350	846,0	1020,0	102,00	14,90	3,04

CHARGES UTILES UNIFORMÈMENT RÉPARTIES, QUE PEUVENT SUPPORTER LES UPN, TRAVAILLANT À LA FLEXION SUR DEUX APPUIS, L'AXE yy ÉTANT VERTICAL (CONTRAINTE ADMISSIBLE DE BASE : 16 KG/CM<sup>2</sup>) SANS CONDITION DE FLÈCHE

Profil	En tonnes selon la longueur des poutrelles									
	2 m	2,5 m	3 m	3,5 m	4 m	4,5 m	5 m	6 m	7 m	8 m
80	1,976	1,335	1,104							
100	2,615	2,282	1,726	1,469						
120	3,858	3,074	2,549	2,173	1,889					
140	5,497	4,383	3,638	3,103	2,700	2,395				
160	7,286	5,892	4,692	4,176	3,616	3,214	2,875			
180	9,568	7,835	6,394	5,408	4,712	4,167	3,730	3,088		
200	12,172	9,714	8,071	6,894	6,008	5,216	4,750	3,918	3,210	
220	15,821	12,470	10,365	8,857	7,722	6,638	6,125	5,050	4,274	
240	19,133	15,277	12,700	10,855	9,467	8,383	7,514	6,200	5,253	4,534
260	23,668	18,900	15,715	13,435	11,720	10,382	9,308	7,687	6,516	5,632
300	34,147	27,276	22,483	19,404	16,525	15,010	13,465	11,138	9,458	8,190
320	43,24	34,62	29,81	24,54	21,48	19,03	17,10	14,16	1	

## Annexe 4 : Calcul de la contrainte maximale de Von Mises et la flèche pour une poutre

### A. La contrainte maximale de Von Mises

La contrainte de Von Mises est donnée par la relation suivante :

$$\sigma_{Vm} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \times \sigma_c^2}$$

$$\sigma_{Vm} = \sqrt{\left(\frac{-\frac{qL}{2}x + \frac{qx^2}{2}}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)}\right)^2 + 3 \times \left(\frac{\frac{qL}{2} - qx}{ha}\right)^2}$$

$\sigma_{Vm}$  est maximale quand  $f(x) = \left(\frac{-\frac{qL}{2}x + qx^2}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)}\right)^2 + 3 \times \left(\frac{\frac{qL}{2} - qx}{ha}\right)^2$  est maximale.

On cherche les valeurs de  $x$  qui vérifient  $\frac{df}{dx} = 0$ .

$$\frac{df}{dx} = \frac{2}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2} \left(-\frac{qL}{2}x + \frac{qx^2}{2}\right) \left(-\frac{qL}{2} + qx\right) + \frac{3}{h^2 a^2} \left(\frac{qL}{2} - qx\right) \times (-q)$$

$$\frac{df}{dx} = \left(-\frac{qL}{2} + qx\right) \left(\frac{2}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2} \left(-\frac{qL}{2}x + \frac{qx^2}{2}\right) + \frac{3q}{h^2 a^2}\right)$$

$$\frac{df}{dx} = q^2 \left(-\frac{L}{2} + x\right) \left(\frac{x^2}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2} - \frac{L}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2} x + \frac{3}{h^2 a^2}\right)$$

$$\frac{df}{dx} = 0 \Leftrightarrow q^2 \left(-\frac{L}{2} + x\right) \left(\frac{x^2}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2} - \frac{L}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2} x + \frac{3}{h^2 a^2}\right) = 0$$

$$\Leftrightarrow -\frac{L}{2} + x = 0 \text{ ou } \frac{x^2}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2} - \frac{L}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2} x + \frac{3}{h^2 a^2} = 0$$

$$\frac{L}{2} + x = 0 \Leftrightarrow x = \frac{L}{2}$$

$\frac{x^2}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2} - \frac{L}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2} x + \frac{3}{h^2 a^2} = 0$  c'est une équation de second degré, il faut calculer le discriminant

$\Delta$ .

On trouve que  $\Delta \approx 0$  en remplaçant  $\frac{I_x}{V_x}$ ,  $a$  et  $h$  par leurs valeurs.

Donc les solutions de l'équation  $\frac{x^2}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2} - \frac{L}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)^2}x + \frac{3}{h^2a^2} = 0$  sont  $x \approx 0$  et  $x \approx L$ .

Donc la contrainte de Von Mises peut être maximale pour  $x = 0$ , pour  $x = \frac{L}{2}$  ou pour  $x = L$ .

On calcule la contrainte de Von Mises pour ces trois valeurs pour trouver la valeur maximale de la contrainte de Von Mises.

$$\begin{aligned}\sigma_{Vm}(x=0) &= \sqrt{3 \times \left(\frac{qL}{2ha}\right)^2} = \sqrt{3 \times \left(\frac{16,70 \times 1500}{2 \times 96 \times 5}\right)^2} \approx 45 \text{ MPa} \\ \sigma_{Vm}\left(x = \frac{L}{2}\right) &= \sqrt{\left(\frac{-\frac{qL^2}{8}}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)}\right)^2 + 3 \times 0^2} = \sqrt{\left(\frac{-\frac{16,70 \times 1500^2}{8}}{73}\right)^2} = 64 \text{ MPa} \\ \sigma_{Vm}(x) &= \sqrt{\left(\frac{-\frac{qL^2}{2} + \frac{qL^2}{2}}{\left(\frac{I_x}{V_x}\right)}\right)^2 + 3 \times \left(\frac{\frac{qL}{2} - qL}{ha}\right)^2} \\ &= \sqrt{3 \times \left(\frac{qL}{2ha}\right)^2} = \sqrt{3 \times \left(\frac{16,70 \times 1500}{2 \times 96 \times 5}\right)^2} \approx 45 \text{ MPa}\end{aligned}$$

D'où la contrainte de Von Mises est maximale en  $x = \frac{L}{2}$

## B. La flèche

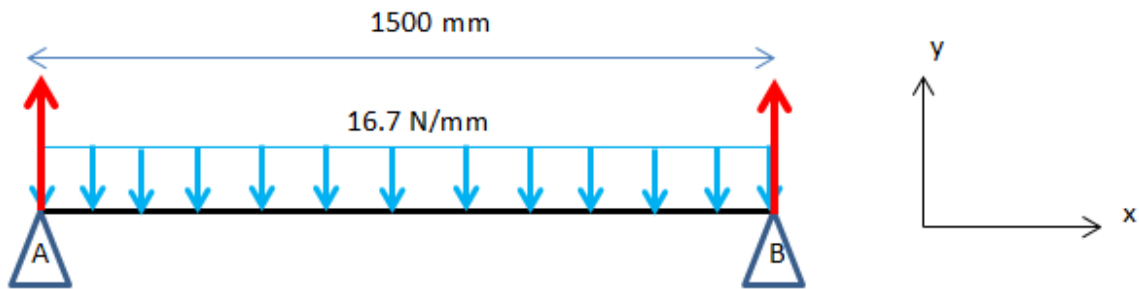
Connaissant l'équation des moments fléchissant  $M_f$  en fonction de  $x$  (positions le long de la poutre), la pente  $y'$  et la déformée  $y$  sont obtenues par intégrations successives à partir de :

$$M_f = -E \times I \times y''$$

Avec :

- $M_f$  le moment fléchissant (en fonction de  $x$ )
- $E$  le module d'Young (MPa)
- $I = I_z$  le moment quadratique de la section par rapport à l'axe (G, z) ( $\text{mm}^4$ )
- $y''$  la dérivée seconde de la déformée  $y$ .

Notre poutre est sur deux appuis simples et sous une charge uniformément répartie  $q$ .



Le moment fléchissant est :

$$M_f = -q \times L \times \frac{x}{2} + q \times \frac{x^2}{2}$$

Donc

$$-E \times I \times y'' = -q \times L \times \frac{x}{2} + q \times \frac{x^2}{2}$$

$$y'' = \frac{-q \times L \times \frac{x}{2} + q \times \frac{x^2}{2}}{-E \times I}$$

$$y'' = -\frac{q}{2EI} \times (x^2 - Lx)$$

Par intégration, on trouve que :

$$y = -\frac{q}{2EI} \times \left( \frac{x^4}{4} - \frac{Lx^3}{3} \right)$$

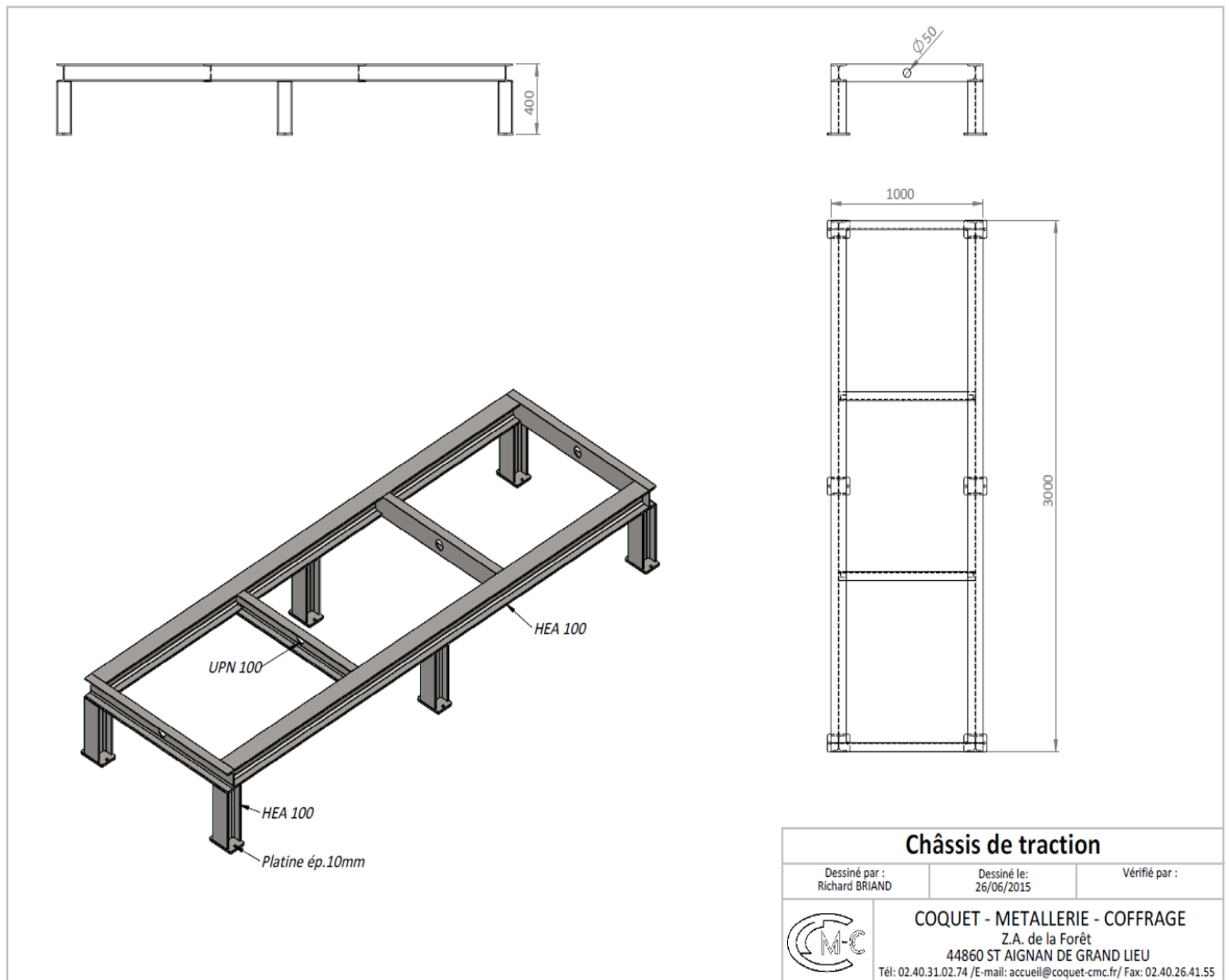
La flèche maximale est obtenue pour  $x = \frac{L}{2}$  donc :

$$y_{flèche} = y_{max} = -\frac{q}{2EI} \times \left( \frac{L^4}{64} - \frac{L^4}{24} \right)$$

D'où

$$y_{flèche} = \left( \frac{5}{384} \right) \times \frac{q \times L^4}{EI}$$

## Annexe 5 : Bâti du banc



## Annexe 6 : Notice du tire-câble

### A – LES VÉRIFICATIONS :

Avant toutes manutentions, vérifier que le support soit :

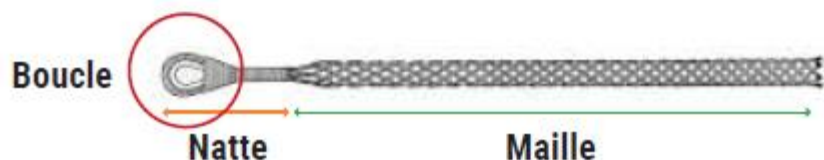
- Non endommagé
- Positionné le plus linéairement possible en phase de montage
- Nettoyé et dégraissé
- Toute la longueur de maille doit être positionnable sur le support

### B – CRITÈRES DE DÉPOSE (MISE AU REBUS) :

- En présence de corrosion  
*(empêche l'action des jeux mécaniques nécessaires)*
- En présence de rupture(s) de fils ou de torons.
- En présence de déformation(s) mécanique(s)
- En absence d'identification  
*(notamment sur la plage de diamètres d'utilisation)*



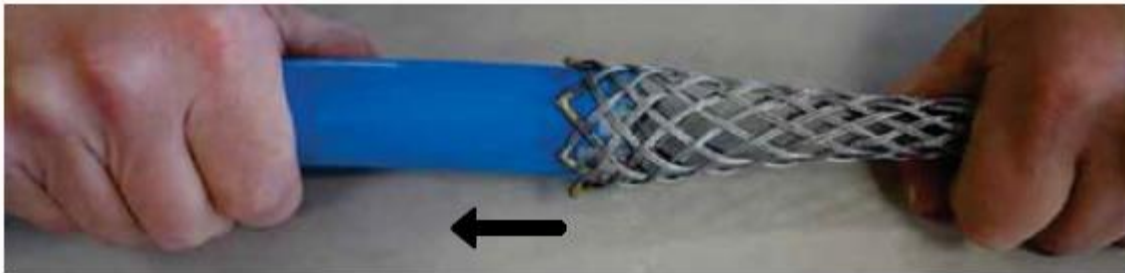
Toutes les zones du tire-câble sont concernées  
par les critères de dépose (*maille, natte et boucle*)



## C – LE MONTAGE :

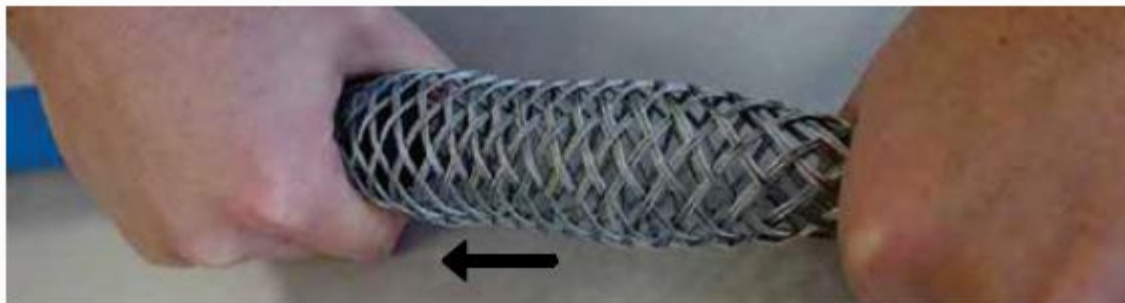
Le tire-câble GATTEGNO (*hors modèle à lacet*) se glisse le long du support après avoir été comprimé. Toute la longueur de maille doit être montée sur le support. Une fois le travail effectué, il peut se retirer par simple compression de la maille.

**Etape 1 :** Ouvrir le bord de la tulipe (*en extrémité de maille*), et présenter le tire-câble sur le support.

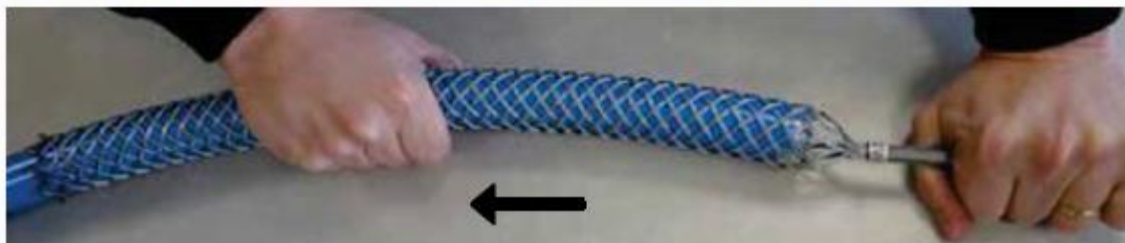


**Etape 2 :** Compresser la maille en bloquant l'extrémité (*côté Tulipe*), puis relâcher et faire avancer le tire-câble.

Répéter l'opération autant que nécessaire.



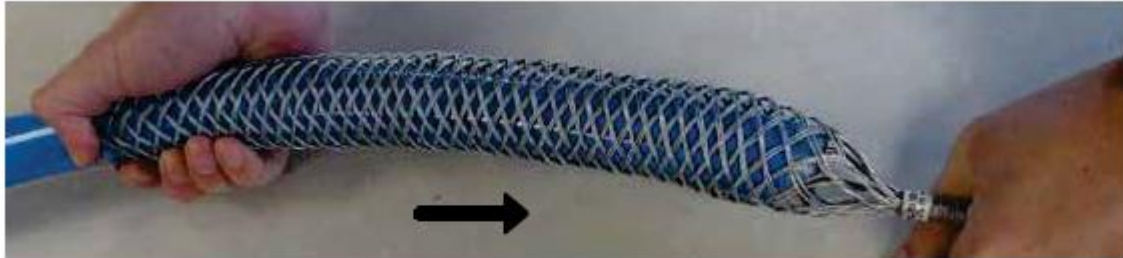
**Etape 3 :** Une fois le tire câble positionner sur toute la longueur de la maille, lisser à la main le tire-câble en maintenant l'extrémité (*côté boucle*).



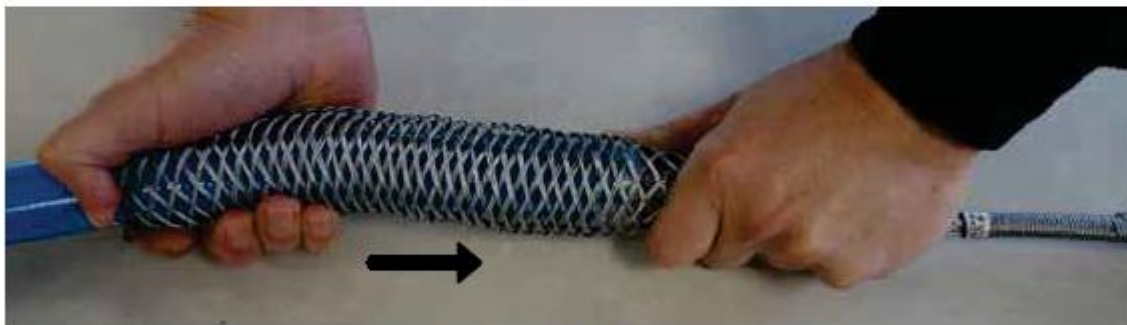


## D – LE DÉMONTAGE :

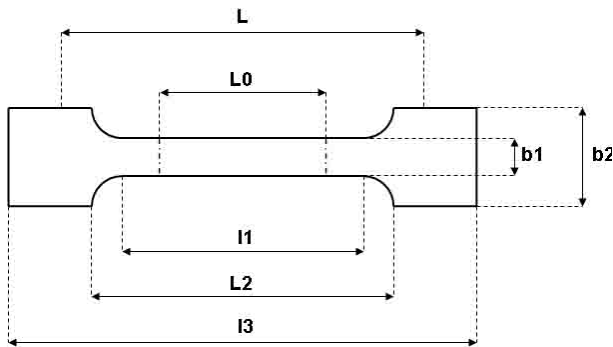
**Etape 1 :** Bloquer le tire-câble et compresser la maille (*côté tulipe*), puis relâcher le tire-câble (*côté boucle*).



**Etape 2 :** Répéter l'opération autant que nécessaire.



## Annexe 7 : Dimensions des éprouvettes pour essais de traction selon les normes



$L_0$  = Longueur de référence

$L$  = Ecartement entre outillages

$l_1$  = Longueur de la partie calibrée étroite

$L_2$  = Ecartement entre les parties parallèles larges

$l_3$  = Longueur totale

$b_2$  = Largeur dans la zone d'épaulement

$b_1$  = Largeur dans la zone de la longueur de référence

$h$  = épaisseur de l'éprouvette.

Norme	Type d'éprouvette	$l_3$	$l_1$	$b_2$	$b_1$	$h$	$L_0$	$L$	Forme
ISO 3167	A	> 150 (170)	$80 \pm 2$	$20 \pm 0,2$	$10 \pm 0,2$	$4 \pm 0,2$	-	-	Haltère
ISO 3167	B	> 150	$60 \pm 0,5$	$20 \pm 0,2$	$10 \pm 0,2$	$4 \pm 0,2$	-	-	Haltère
ISO 527-2	1A	> 150	$80 \pm 4$	$20 \pm 0,2$	$10 \pm 0,2$	$4 \pm 0,2$	$50 \pm 0,5$	115	Haltère
ISO 527-2	1B	> 150	$60 \pm 0,5$	$20 \pm 0,2$	$10 \pm 0,2$	$4 \pm 0,2$	$50 \pm 0,5$	$L_2 + 5$ ; $L_2 = 106 \dots 120$	Haltère
ISO 527-2	1BA	> 75	$30 \pm 0,5$	$10 \pm 0,5$	$5 \pm 0,5$	$> 2$	$25 \pm 0,5$	$L_2 + 2$ ; $L_2 = 58 \pm 2$	Haltère
ISO 527-2	1BB	> 30	$12 \pm 0,5$	$4 \pm 0,2$	$2 \pm 0,2$	$> 2$	$10 \pm 0,2$	$L_2 + 1$ ; $L_2 = 23 \pm 2$	Haltère
ISO 527-2	5A	> 75	$25 \pm 1$	$12,5 \pm 1$	$4 \pm 0,1$	$> 2$	$20 \pm 0,5$	$50 \pm 2$	Haltère
ISO 527-2	5B	> 35	$12 \pm 0,5$	$6 \pm 0,5$	$2 \pm 0,1$	$> 1$	$10 \pm 0,2$	$20 \pm 2$	Haltère

---

**Titre :** Modélisations numérique et analytique du comportement mécanique et multi-physique d'une phase haute-tension pour fermes offshores.

**Mots clés :** Dégradation mécanique, Diagnostic filaire, Câbles d'énergie sous-marins, Energie éolienne offshore, simulation numérique, simulation analytique.

**Résumé :** Les travaux menés dans cette thèse visent à étudier le comportement mécanique sous sollicitations quasi-statiques et en fatigue cyclique afin de corréliser les niveaux de déformation atteinte aux mécanismes d'endommagement opérants et qui reflètent la prolifération des défauts microstructuraux au sein des composants de la phase (Conducteur et isolants). Pour ce faire, nous proposons une modélisation numérique à l'aide d'Abaqus. Ensuite, toujours à l'aide de modélisations numériques, cette fois-ci utilisant Comsol, nous avons essayé de montrer l'impact des endommagements mécaniques sur les propriétés physiques (électrique et thermique) de la phase.

Il est très important de préciser que dans toute l'étude proposée, nous nous sommes concentrés sur le conducteur cuivre. Ce choix est justifié par le caractère crucial du conducteur dans ce type de câble ...

Un endommagement partiel et/ou total de cet élément conduirait inévitablement à de graves conséquences (court-circuit ou shut-down !) avec interruption totale de conduction d'électricité et donc des pertes financières énormes. Il est bien entendu que l'isolant ou les isolants revêtent une influence critique également. Néanmoins, gardons en mémoire que la thèse proposée ne peut pas s'attaquer exhaustivement à l'ensemble des variables et un choix de priorisation devait être fait, à savoir de travailler sur le conducteur.

---

**Title :** Numerical and analytical modeling of the mechanical behavior of a high-voltage phase for offshore farms.

**Keywords :** Numerical simulation, mechanical degradation, wired diagnosis, underwater power cables, offshore wind energy, analytical simulation.

**Abstract :** OTDR-based electrical cable diagnostic methods exist that allow the detection and localization of faults, but the analysis of the measured signals needs to be improved, particularly through the use of models. The link between the physical degradation of the cable and the values of the electrical parameters has, to our knowledge, never yet been realized. As a result, we are not able to know the actual condition of the cable in its natural evolution environment, let alone its residual life.

To do this, we propose a numerical modeling using Abaqus. Then, again using numerical modeling, this time using Comsol, we tried to show the impact of mechanical damage on the physical properties (electrical and thermal) of the phase, emphasizing the role of copper. Insulators are playing a key role as well. However, the contour of the thesis had to be well defined in accordance with the time allocated and it seemed to us that a lot of information can be got out of the study of the conductor.

The work carried out in this thesis aims at studying the mechanical behavior in both quasi-static and cyclic fatigue loadings in order to correlate the deformation levels reached to the operating mechanisms of damage and which reflect the proliferation of microstructural defects within the components of the phase (Conductor and insulators).